

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Калінін Євген Іванович

УДК 629.1.02

**ДИСЕРТАЦІЯ**

ФОРМУВАННЯ СИСТЕМНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ АГРЕГАТИВ ЗМІННОЇ МАСИ

05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту

27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Є.І. Калінін

\_\_\_\_\_

(підпис)

(ініціали та прізвище здобувача)

Науковий консультант Лебедєв Анатолій Тихонович, Заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор

Харків – 2019

## АНОТАЦІЯ

*Калінін Є.І.* Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» (27 Транспорт). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2019.

Дисертація присвячена вирішенню науково-прикладної проблеми підвищення ефективності та безвідмовності експлуатації тракторів у складі транспортно-технологічних агрегатів змінної маси за рахунок вибору раціональних режимів їх функціонування.

При дослідженні існуючих досліджень з питання тракторовикористання на транспортно-технологічних сільськогосподарських операціях, були визначені невирішені проблеми, до яких віднесені: динаміка агрегату змінної маси, енергозбереження, формування системних властивостей елементів агрегату. Визначено, що загальні принципи формування наробітку на відмову за рахунок відхилення від номінальних значень зовнішніх збурюючих впливів не обґрунтовані. Не вирішена проблема динаміки транспортних агрегатів змінної маси, їх енергоефективності та забезпечення працездатності.

Сформульовано визначення тіла змінної маси, на основі якого обґрунтовані динамічні показники трактора при виконанні транспортних робіт у складі агрегату змінної маси; запропоновані принципи вивчення динаміки транспортних агрегатів зі змінним положенням центру мас.

Наукова новизна дослідження відображена в нових залежностях переміщення центру мас агрегату в процесі виконання транспортно-технологічної операції. При формуванні рівняння руху точки змінної маси встановлено наявність трьох додаткових силових факторів, що впливають на динамічні характеристики транспортно-технологічного агрегату змінної маси в

цілому. Величина сили імпульсу визначається потоком маси, яка приєднується або від'єднується від матеріальної точки  $i$ , в найзагальнішому випадку, являє собою секундну витрату кількості руху додаткової маси, яка визначається через звичайну витрату або подачу речовини.

Величина сили відносного переміщення визначається переміщенням матеріальних точок всередині системи за допомогою додаткових механізмів, або гравітаційним методом (наприклад, переміщення транспортером речовини до задньої стінки розкидачі добрив). Величина сили Коріолісу визначається при наявності повороту системи координат, яка жорстко пов'язана з транспортно-технологічним агрегатом.

Сформована умова стійкості руху транспортно-технологічного агрегату на гоні. З даної умови визначена критична швидкість поступального руху трактора, при перевищенні якої тракторний агрегат втрачає стійкість. Для агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 величина даної швидкості становить 10 км/год.

Для вивчення формування вертикальних і кутових коливань енергетичного засобу у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси сформована динамічна модель п'ятимасової системи, для якої отримані рівняння коливального руху з урахуванням переміщення центра мас транспортно-технологічної машини змінної маси у просторі.

Для врахування впливу такого переміщення на перерозподіл навантаження по вісях трактора та формування його дотичної сили тяги зв'язок між сільськогосподарською машиною та трактором розглядався як неідеальний шарнір з можливістю повороту транспортно-технологічної машини навколо своєї вісі в повздовжній площині.

Результати розрахунків показують, що під час руху трактора у складі напівначіпного транспортно-технологічного агрегату спостерігаються значні кутові коливання остова трактора (в діапазоні від  $5$  до  $15^\circ$ ), що формує суттєвий вплив на процес відриву керованих коліс останнього. На основі розробленої моделі руху транспортно-технологічного агрегату отримані траєкторії центру мас останнього у просторі для причіпної та напівначіпної технологічної машини.

В найбільш загальному випадку отримані траєкторії є аттракторами, до яких наближається траєкторія руху. Розрахунок для причіпної машини проводився за отриманими моделями з урахуванням зменшення ступенів вільності за рахунок відсутності повороту причіпної машини в повздовжній площині.

Зроблено висновок, що динаміка центру мас системи з напівначіпною машиною передбачає формування коливань навколо усіх трьох вісей, в той час як коливання центру мас системи з причіпною машиною спостерігається тільки за двома вісями – вертикальною та повздовжньою.

Окрім того, можна казати про збільшення розмаху коливального процесу для напівначіпної машини (270 мм для вертикальної координати) у порівнянні з причіпною (90 мм, відповідно) у три рази. Таке збільшення також можна пояснити формуванням обертального моменту для напівначіпної машини, який призводить до розгойдування рідини всередині неї. Визначено простір енергетичних конфігурацій трактора, на основі якого обґрунтовано принципи формування енергетичного балансу транспортно-технологічного агрегату змінної маси, запропоновані принципи вивчення енергетичних показників такого агрегату та сформульовано еквівалентну схему трансмісійної установки з урахуванням змінного характеру впливу зовнішніх чинників на динаміку її вхідних елементів, на основі якої обґрунтовані динамічні та частотні показники елементів трансмісії трактора при виконанні транспортних робіт у складі агрегату змінної маси; запропоновані принципи вивчення динаміки махових мас елементів трансмісії при змінному навантаженні. Розглянуто зміну складових елементарної роботи як залежність результуючої всіх сил, що діють на транспортно-технологічний агрегат (вхідний параметр) і елементарного переміщення центру ваги агрегату, викликаного дією даної результуючої (вихідний параметр).

Доведено взаємно однозначне співвідношення між множинами даних величин, геометричною інтерпретацією якого буде конфігураційна площина, що отримана на декартовому добутку множин. Така множина є метричним простором конфігурацій. З огляду на визначення, кожна точка даного простору

є відображення роботи результуючої сили на деякому переміщенні центру ваги агрегату. При цьому робота, яка витрачена на повному переміщенні центру ваги агрегату при виконанні транспортно-технологічної операції визначиться інтегралом, і, відповідно, площею, яка обмежена відповідними миттєвими значеннями величин роботи та переміщення.

За результатами комплексного аналізу енергетичних втрат транспортно-технологічного агрегату змінної маси, при виконанні технологічного процесу, обґрунтована концепція системного підходу, яка є науковою новизною дослідження, підвищення працездатності останнього, яка, на відміну від відомих, базується на доведеному твердженні забезпечення мінімуму енергетичних втрат на осциляційні рухи центру мас. Проведена апроксимація простору конфігурацій системи овалом Кассіні. Наявність у даної фігури, як було доведено в ході теоретичних досліджень, екстремальної точки, говорить про можливість її перетворення до лемніскати, яка найбільш повно описує простір енергетичних конфігурацій. Так, розташування реалізацій біля центральної точки мінімальної роботи (наприклад, за рахунок зниження коливань агрегату в просторі – за рахунок зниження коливань значень прискорення центру мас) дозволяє знизити витрати роботи на самопересування. При зміні режимів руху агрегату спостерігається зміна його динамічних характеристик (зміна системи сил, що діє на агрегат, нестабільність значень прискорення руху центру мас системи і т.п.). Такі зміни сприяють збільшенню розкиду як вхідних, так і вихідних параметрів, що безпосередньо збільшує величину роботи, що витрачається на самопересування транспортно-технологічного агрегату, і, як наслідок, збільшує розмір кривої, якою апроксимується простір енергетичних конфігурацій.

Уточнено теорія формування сили опору перекочування ведучого колеса трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка, на відміну від існуючих, враховує нестационарність гакового навантаження внаслідок коливальних рухів центру мас. Доведено, що останню можна

представити у вигляді кусочно-лінійної функції, що характеризує скидання і накидання навантаження, які періодично змінюють одне одного.

Для забезпечення працездатності трансмісійної установки доведено твердження про зниження додаткових витрат роботи агрегату на самопересування і, як наслідок, зниження прискорення центру мас агрегату в його просторовій динаміці. Доведено, що перехід на III передачу транспортного діапазону дозволяє знизити навантаженість валів КПП в 3 рази.

Встановлено, що перехід на знижену передачу дозволяє знизити амплітуду коливальних рухів центру мас транспортно-технологічного агрегату, на фоні підвищення величини дотичної сили тяги на ведучих колесах трактора, в результаті чого площа, яка визначається відповідною реалізацією (підпростором) стає менше, в наслідок чого зменшується і додаткова робота, витрачена на самопересування агрегату. Тобто можна говорити про те, що, використовуючи простір енергетичних конфігурацій руху транспортно-технологічного агрегату, можна вибрати найбільш раціональний режим функціонування з мінімальними витратами додаткової роботи, величина якої визначається динамікою центру мас.

Обґрунтовано методику забезпечення функціонування транспортно-технологічного агрегату змінної маси з мінімізацією відхилення навантаженості його основних елементів від базових значень. В ході імітаційного комп'ютерного моделювання отримані значення напружень на обох валах коробки зміни передач на різних передачах транспортного діапазону.

Встановлено, що перехід на III передачу транспортного діапазону трактора дозволяє знизити навантаженість валів коробки перемикачів передач: з 305,44 МПа до 105,64 МПа для первинного валу та з 350,42 МПа до 125,43 МПа для вторинного валу на IV та III передачі відповідно, що відповідає зменшенню у 3 рази.

При аналізі наробітку на відмову встановлено, що IV передача транспортного діапазону при виконанні транспортно-технологічної операції, негативно впливає на ресурс як первинного, так і вторинного валу КПП,

знижуючи строк служби останніх на 30%. Доведено, що перехід на III передачу транспортного діапазону дозволяє знизити навантаженість валів КПП в 3 рази, збільшуючи термін служби їх шліцьових з'єднань.

Запропоновані в дисертації основні наукові положення, розробки і рекомендації впроваджені у виробничих підприємствах та наукових установах, серед яких ПАТ «Харківський тракторний завод», ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі», ТОВ «Завод Кобзаренка», ХФ УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, ПрАТ «АвтоКрАЗ» та інші.

Ключові слова: трактор, енергозбереження, транспортні роботи, динаміка, концепція, вимірювання, функціонування, працездатність, системні властивості.

Список публікацій здобувача:

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Калинин Е.И. Анализ формирования тягового усилия трактора при его работе в агрегате с полунавесным скрепером с учетом особенности разгрузки последнего / Е.И. Калинин // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2013. – Вип. 135. – С.174-179.

2. Калінін Є.І. Аналіз зміщення центру ваги напівначіпної машини при її функціонуванні / Є.І. Калінін // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. – Дослідницьке.: УкрНДПВТ. – 2013. – Вип. 17(31). – Т.1. – С.234-245.

3. Калініні Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини / Є.І. Калінін // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 156. – С.327-335.

4. Лебедев А.Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін // *Сільськогосподарські машини: Зб.наук.праць ЛНТУ*. – Луцьк.: ЛНТУ. – 2015. – Вип. 32. – С.109-116.

5. Калінін Є.І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання / Є.І. Калінін // *Інженерія природокористування*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №1(5). – С.24-28.

6. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // *Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 168. – С.73-79.

7. Калінін Є.І. Моделювання кількості перемикачів передач методом Монте-Карло / Є.І. Калінін // *Технічний сервіс машин для рослинництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 170. – С.150-154.

8. Лебедев А.Т. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, М.П. Артьомов, Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №4. – С.218-226.

9. Шуляк М.Л. Вплив нестационарності гакового навантаження на буксування рушіїв колісного трактора / М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін, В.П. Мальцев // *Системи обробки інформації*. – Х.: ХУПС ім. Кожедуба. – 2016. – №5. – С.27-30.

10. Калінін Є.І. Моделювання коливань кузову транспортного засобу на гусеничному ході з врахуванням гнучкості кузова / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №6. – С.232-238.

11. Калінін Є.І. Оцінка міцності при дії локального навантаження на попередньо напружену безмоментну оболонку / Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №5. – С.167-172.

12. Калінін Є.І. Дослідження горизонтально-поперечних коливань напівпричепу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, С.О. Поляшенко // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 169 – С. 155-161.



13. Калінін Є.І. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Х.: ХНТУСГ. – 2017. – №7. – С.100-108.

14. Лебедев А.Т. Енергетична оцінка моторно-трансмісійної установки трактора / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №11. – С.60-67.

15. Калінін Є.І. Балансування валів з урахуванням їх деформацій в процесі експлуатації / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, М.Л. Шуляк, С.О. Поляшенко // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №12. – С.215-222.

16. Калінін Є.І. Визначення буксування колісного трактора з урахуванням супутніх витрат / Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №13. – С.236-240.

17. Калінін Є.І. Формування моменту опору і буксування на ведучому колесі трактора / Є.І. Калінін // *Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ.* – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – Вип. 192. – С.55-61.

18. Калінін Є.І. Стійкість МТА, як лінійної системи, при випадкових збуреннях його параметрів / Є.І. Калінін // *Інженерія природокористування.* – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №2(10). – С.25-31.

19. Калінін Є.І. Розв'язок статичної плоскої задачі теорії пружності для неоднорідних ізотропних тіл / Є.І. Калінін, С.О. Поляшенко // *Математичне моделювання.* – Дніпро: ДДГУ. – 2018. – №2(39). – С.102-111.

20. Калінін Є.І. Аналіз перехідних процесів в системах з нелінійними елементами / Є.І. Калінін // *Техніка та енергетика.* – К.: НУБіП. – 2019. – №3. – Т.9. – С.77-81.

21. Калінін Є.І. Вплив зміщення центру ваги бульдозерного агрегату при диференті остова трактора на буксування гусеничного рушія / Є.І. Калінін // *Інженерія природокористування.* – Х.: ХНТУСГ. – 2014. – №1. – С.12-14.

22. Калінін Є.І. Експлуатаційно-технологічне та динамічне моделювання самохідної збиральної машини / Є.І. Калінін // *Технічні науки: Зб.наук.праць ВНАУ*. – Вінниця.: ВНАУ. – 2015. – Вип. 1(89). – С.21-25.

23. Іванов В.І. Підвищення надійності системи методом селекції її елементів / В.І. Іванов, Є.І. Калінін, Є.П. Дейнека, А.С. Скитин // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 163. – С.142-146.

24. Калінін Є.І. Дослідження динаміки самохідних збиральних машин як систем з безступінчастою зміною швидкості поступального руху / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // *Технічні системи і технології тваринництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 157. – С.238-246.

25. Лебедев А.Т. Аналітична модель повороту з шарнірно-зчленованою рамою / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.В. Колеснік // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 173. – С.161-167.

26. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів / Є.І. Калінін // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. – Дослідницьке.: УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. – 2018. – №22(36). – С.86-91.

27. Калинин Е.И. Анализ смещения центра масс скрепера при его разгрузке / Е.И. Калинин // *Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture*. – Lublin, 2014. – Vol.16, № 7. – С.150-157.

28. Калінін Є.І. Деформування перезвожених ґрунтів навантаженням вібраційного характеру / Є.І. Калінін // *World Science*. – Warsaw: RS Global. – Vol. №9 (37). – P.9-14.

29. Ovsyannikov S. Oscillation Process of Multi-support Machines When Driving Over Irregularities / S. Ovsyannikov, E. Kalinin, I. Koliesnik // *International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT 2018*. – Cham: Springer. – Vol 982. – P.307-317.

30. Ovsyannikov S. Plough calculation peculiarities for walking tractors / S. Ovsyannikov, E. Kalinin // *MATEC Web of Conferences*. – Cham: Springer. – Vol 224. – P.135-141.

31. Kalinin E. Optimization of machinery operation modes from the point of view of their dynamics / E. Kalinin, M. Shuliak, I. Koliesnik // *Current Problems of Transport: Proceedings of the 1st International Scientific Conference. ICCPT – 2019* – С. 211-222.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

32. Калінін Є.І. Метод прискореної оцінки довговічності і межі витривалості деталей машин при різних режимах навантаження / Є.І. Калінін, Р.М. Петров // *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»*. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – С.115-116.

33. Калінін Є.І. Аналіз перехідних процесів в системах з нелінійними елементами / Є.І. Калінін // *Збірник тез доповідей XIX міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» присвяченої 120-й річниці з дня заснування кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки імені академіка П. М. Василенка та 118-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка*. – К: НУБіП, 2018. – С. 286-287.

34. Калінін Є.І. Використання алгоритму навчання для адаптації енергетичного засобу в процесі експлуатації / Є.І. Калінін, В.М. Романченко // *Збірник наукових праць за матеріалами II Міжнародної науково-практичної конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці»*. – Х.: ХНАДУ, 2018. – С.100-104.

35. Калінін Є.І. Динамічна модель тягово-транспортного засобу та визначення його частотних характеристик / Є.І. Калінін, В.М. Романченко // *Тези IV міжнародної науково-технічної конференції «Машини і пластична деформація металу»*. – Дніпро, 2018. – С.21.

36. Калінін Є.І. Вибір оптимальних показників надійності машин / Є.І. Калінін // *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»*. – Харків: ХНТУСГ, 2018. – С.90-91.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

37. Калінін Є.І. Динаміка взаємодії корпусу плуга з перешкодою / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 158 – С. 207-213.

38. Калінін Є.І. Динаміка коренезбиральної машини з системою підтримання глибини ходу робочих органів / Є.І. Калінін, С.О. Поляшенко, О.В. Єсіпов // *Інженерія природокористування* – Харків: ХНТУСГ, 2017. – №2(8) – С. 63-68.

39. Лебедев А.Т. Методи контролю ергономічних показників тракторів на ринку України / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін, Д.А. Луньова, С.А. Лебедев // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – Вип. 198 – С. 315-326.

40. Калінін Є.І. Застосування комп'ютерних мультимедійних технологій для вивчення загальнотехнічних дисциплін / Є.І. Калінін // *Матеріали XVII міжнародної науково-практичної конференції «Побудова інформаційного суспільства: ресурси і технології»*. – К.: УкрІНТЕІ. – 2018. – С.90-95.

## ABSTRACT

Kalinin E.I. The formation of the system properties of transport and technological units of variable mass. – Manuscript.

The thesis for the degree of doctor of technical sciences, specialty 05.22.20 “Operation and repair of vehicles” (27 Transport). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2019.

The dissertation is devoted to the solution of scientifically applied problem of increase of efficiency and trouble - free operation of tractors in the composition of

transport and technological units of variable mass due to the choice of rational modes of their functioning.

During the research of the existing researches on the question of tractor use on transport-technological agricultural operations, the unsolved problems were identified, which include: dynamics of the unit of variable mass, energy saving, formation of system properties of elements of the unit. It is determined that the general principles of formation of operating time for refusal due to deviation from nominal values of external disturbing influences are not substantiated. The problem of the dynamics of variable mass transport units, their energy efficiency and efficiency is not solved.

The definition of the body of variable mass is formulated, on the basis of which the dynamic indicators of the tractor are substantiated when performing transport works in the composition of the unit of variable mass; principles of studying the dynamics of transport units with variable position of the center of mass are proposed. Scientific novelty of the study is reflected in the new dependencies of moving the center of mass of the unit in the process of transport and technological operation. When forming the equation of motion of a point of variable mass, the presence of three additional force factors that influence the dynamic characteristics of the transport and technological unit of variable mass as a whole. The magnitude of the impulse force is determined by the flow of mass that joins or detaches from the material point and, in the most general case, represents the second consumption of the amount of motion of the additional mass, which is determined by the ordinary flow or flow of the substance.

The magnitude of the relative displacement force is determined by the movement of material points inside the system by means of additional mechanisms, or by a gravitational method (for example, moving the substance transporter to the back wall of the fertilizer spreader). The amount of Coriolis force is determined by the presence of a rotation of the coordinate system, which is rigidly connected to the transport and technological unit.

The condition of stability of movement of the transport-technological unit on the race is formed. From this condition the critical speed of translational movement of the tractor is determined, at which the tractor unit loses stability. For the unit HTZ-17221

+ MWT-10 the value of this speed is 10 km / h. In order to study the formation of vertical and angular oscillations of an energy means in the composition of a transport-technological unit of variable mass, a dynamic model of a five-mass system was formed, for which the equations of oscillatory motion were obtained taking into account the displacement of the center of mass of a transport-technological machine of variable mass in space. To account for the effect of such displacement on the tractor's load redistribution and the formation of its tangential thrust, the link between the agricultural machine and the tractor was regarded as a non-ideal hinge with the possibility of rotating the technological vehicle about its axis in the longitudinal plane.

The results of the calculations show that during the movement of the tractor in the semi-hinged transport-technological unit significant angular oscillations of the axle of the tractor (in the range from 5 to 15 °), which significantly influences the process of separation of the driven wheels of the latter. The trajectories of the center of mass of the latter in the space for the towed and semitrained technological machine were obtained on the basis of the developed model of motion of the transport and technological unit. In the most general case, the trajectories obtained are the attractors to which the trajectory approaches. The calculation for the trailer was carried out on the models obtained, taking into account the reduction of degrees of freedom due to the lack of rotation of the trailer in the longitudinal plane.

It is concluded that the dynamics of the center of mass of the system with a semi-trailer machine involves the formation of oscillations around all three axes, while the oscillations of the center of mass of the system with the trailer machine are observed only on two axes - vertical and longitudinal. In addition, it is possible to say that the magnitude of the oscillation process for the semi-trailer machine (270 mm for the vertical coordinate) is increased by three times compared to the towed one (90 mm, respectively). This increase can also be explained by the formation of torque for the semi-trailer machine, which causes the fluid inside it to swing.

The space of tractor energy configurations is determined, on the basis of which the principles of forming the energy balance of a transport-technological unit of variable mass are substantiated, the principles of studying the energy performance of

such unit are proposed, and an equivalent scheme of the transmission system is considered, taking into account the variable nature of its influence on external factors. Dynamic and frequency indicators of the elements of the transmission of the tractor when performing transport works in the composition are substantiated a variable mass unit; principles of studying the dynamics of the masses of transmission elements under variable load are proposed. Considered media on the components of elementary work as the dependence of the resultant all forces acting on the transport-technological unit (input parameter) and the elementary displacement of the center of gravity of the unit caused by the action of the resultant (output parameter). The one-to-one relation between the sets of these quantities is proved, the geometric interpretation of which will be the configuration plane obtained on the Cartesian product of the sets. Such a set is a metric space of configurations. In view of the definition, each point in a given space is a reflection of the work of the resultant force on some displacement of the center of gravity of the unit. In this case, the work spent on the complete displacement of the center of gravity of the unit when performing the transport-technological operation will be determined by the integral, and, accordingly, the area, which is limited by the corresponding instantaneous the values of work and movement.

According to the results of the complex analysis of energy losses of the transport-technological unit of variable mass, during the execution of the technological process, the concept of a systematic approach, which is a scientific novelty of research, substantiates the working capacity of the latter, which, unlike the known ones, is based on the proven assertion of providing a minimum of energy losses movements of the center of mass. The space of configurations of the system of the Cassini oval is approximated. The presence of this figure, as has been proved in the course of theoretical studies, of an extreme point, indicates the possibility of its transformation into a lemniskat, which most fully describes the space of energy configurations. Thus, the location of the implementations near the central point of minimal work (for example, by reducing the oscillations of the unit in space - by reducing the vibrations of the values of the acceleration of the center of mass) can reduce the cost of self-movement.

When changing modes of movement of the unit, there is a change in its dynamic characteristics (change of the system of forces acting on the unit, instability of values of acceleration of motion of the center of mass of the system, etc.). Such changes help to increase the variation of both input and output parameters, which directly increases the amount of work spent on self-movement of the transport-technological unit and, as a consequence, increases the size of the curve, which approximates the space of energy configurations. The theory of formation of the resistance force of rolling of the driving wheel of the tractor in the composition of the transport-technological unit of variable mass, which, unlike the existing ones, takes into account the non-stationarity of the hook load due to the oscillatory motions of the center of mass, is clarified. It is proved that the latter can be represented as a piecewise linear function characterizing the dropping and loading of loads, which periodically change each other.

In order to ensure the efficiency of the transmission system, the statement about the reduction of additional operating costs of the unit for self-movement and, as a consequence, reduction of the acceleration of the center of mass of the unit in its spatial dynamics has been proved. It is proved that the transition to III transmission of the transport range allows to reduce the load on the shaft of the check point by 3 times.

It is established that the transition to reduced transmission allows to reduce the amplitude of oscillatory motions of the center of mass of the transport-technological unit, against the background of increasing the amount of the tangential thrust force on the driving wheels of the tractor, resulting in the area determined by the corresponding realization (subspace) becomes smaller, and consequently decreases. and additional work spent on self-moving the unit. That is, we can say that, using the space of energy configurations of movement of the transport-technological unit, we can choose the most rational mode of operation with the minimum cost of additional work, the value of which is determined by the dynamics of the center of mass. However, it should be noted that this choice of rational mode should also be governed by the load and, consequently, the capacity of the elements of the transmission of the tractor. It can be assumed that the minimum area of additional work consumed by the unit will correspond to the minimum load on the elements of the tractor transmission. The



technique for ensuring the functioning of the transport-technological unit of variable mass with minimization of deviation of the load of its basic elements from the basic values is substantiated. In the simulation computer simulation, the values of the voltages on both shafts of the gearbox on different transmissions of the transport range were obtained. It is established that the transition to III transmission of the transport range of the tractor reduces the load on the shafts of the gearbox: from 305.44 MPa to 105.64 MPa for the primary shaft and from 350.42 MPa to 125.43 MPa for the secondary shaft in IV and III gears respectively, corresponding to a decrease of 3 times.

In the analysis of operating time for failure it is established that the IV transmission of the transport range when performing the transport-technological operation, adversely affects the resource of both the primary and secondary shaft of the check point, reducing the service life of the latter by 30%. It is proved that the transition to III transmission of the transport range allows down to reduce the load on the gearbox shafts 3 times, extending the life of their spline connections.

The basic scientific provisions, elaborations and recommendations proposed in the dissertation were introduced in production enterprises and scientific institutions, including PJSC “Kharkiv Tractor Plant”, LLC “Ukrainian Design Bureau of Transmissions and Chassis”, LLC “Kobzarenka Plant”, L. Pogorilogo UkrRITFT, PJSC “AvtoKrAZ” and others.

Keywords: tractor, energy saving, transportation, dynamics, concept, measurements, functioning, working capacity, system properties.

Publication list of candidate for a degree:

List of publications in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Kalinin E.I. Analysis of the tractor traction force formation during its operation in the unit with a semi-mounted scraper taking into account the peculiarities of unloading the latter / E.I. Kalinin // *Mechanization of agricultural production: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2013. – V. 135. – P.174-179.

2. Kalinin E.I Analysis of displacement of the center of gravity of the semi-trailer machine during its operation / E.I. Kalinin // *Techno-technological aspects of development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine*. – Doslidnyckoe: UkrRITFT. – 2013. – V. 17 (31). – Vol.1. – P.234-245.
3. Kalinin E.I. A frequency-dynamic mathematical model of a tractor unit with the transmission of torque to the motors of an agricultural machine / E.I. Kalinin // *Mechanization of agricultural production: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2015. – V. 156. – P.327-335.
4. Lebedev A.T. Rolling resistance of a wheel that works with slip / A.T. Lebedev, M.L. Shuliak, E.I. Kalinin // *Agricultural machinery: Collection of scientific works of LNTU*. – Lutsk: LNTU. – 2015. – V. 32. – P.109-116.
5. Kalinin E.I. Influence of rotation of transmission elements as an elastic system on its own oscillations / E.I. Kalinin // *Environmental Engineering*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2016. – №1 (5). – P.24-28.
6. Kalinin E.I. Research of transients in a transmission of a mobile power tool / E.I. Kalinin, M.L. Shulyak, I.O. Shevchenko // *Resource-saving technologies, materials and equipment in repair production: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2016. – V. 168. – P.73-79.
7. Kalinin E.I. Modeling the number of gearshifts by the Monte Carlo method / E.I. Kalinin // *Technical Service of Machines for Plant Production: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2016. – V. 170. – P.150-154.
8. Lebedev A.T. Evaluation of the functioning of the agricultural unit by dynamic criteria / A.T. Lebedev, M.L. Shuliak, M.P. Artyomov, E.I. Kalinin // *Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2016. – №4. – P.218-226.
9. Shuliak M.L. Influence of nonstationarity of hook load on the wheel drive wheel slip / M.L. Shuliak, E.I. Kalinin, V.P. Maltsev // *Information processing systems*. – Kharkiv: Kozheduba HUAF. – 2016. – №5. – P.27-30.
10. Kalinin E.I. Modeling of oscillations of a body of a vehicle on a caterpillar course taking into account flexibility of a body / E.I. Kalinin, V.M. Romanchenko,

G.P. Yurueva // *Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2016. – №6. – P.232-238.

11. Kalinin E.I. Estimation of the strength under the influence of local load on a pre-stressed momentless shell / E.I. Kalinin // *Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2016. – №5. – P.167-172.

12. Kalinin E.I. Study of horizontal transverse oscillations of a semi-trailer / E.I. Kalinin, M.L. Shuliak, S.O. Polyashenko // *Mechanization of agricultural production: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA, 2016. – V. 169 – P.155-161.

13. Kalinin E.I. Formation of condition of stability of a linear system at random perturbations of its parameters / E.I. Kalinin, V.M. Romanchenko, G.P. Yurueva // *Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2017. – №7. – P.100-108.

14. Lebedev A.T. Energy estimation of tractor motor-transmission installation / A.T. Lebedev, E.I. Kalinin // *Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2018. – №11. – P.60-67.

15. Kalinin E.I. Balancing of shafts taking into account their deformations during operation / E.I. Kalinin, V.M. Romanchenko, M.L. Shuliak, S.O. Polyashenko // *Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2018. – №12. – P.215-222.

16. Kalinin E.I. Determination of wheel tractor skidding based on associated costs / E.I. Kalinin // *Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2018. – №13. – P.236-240.

17. Kalinin E.I. Formation of moment of resistance and slip on the driving wheel of the tractor / E.I. Kalinin // *Problems of reliability of machines and means of mechanization of agricultural production: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2018 – V. 192. – P.55-61.

18. Kalinin E.I. Stability of MTA, as a linear system, in case of random perturbations of its parameters / E.I. Kalinin // *Environmental Engineering*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2018. – №2 (10). – P.25-31.

19. Kalinin E.I. Solution of static flat problem of elasticity theory for inhomogeneous isotropic bodies / E.I. Kalinin, S.O. Polyashenko // *Mathematical modeling*. – Dnipro: DSGU. – 2018. – №2 (39). – P.102-111.
20. Kalinin E.I. Analysis of transients in systems with nonlinear elements / E.I. Kalinin // *Engineering and Energy*. – Kiev: NUBNU. – 2019. – №3. – V.9. – P.77-81.
21. Kalinin E.I. Influence of the displacement of the center of gravity of the bulldozer unit at the tractor frame differential on the crawler drive slip / E.I. Kalinin // *Environmental Engineering*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2014. – №1. – P.12-14.
22. Kalinin E.I. Operational-technological and dynamic modeling of self-propelled harvesting machine / E.I. Kalinin // *Engineering Sciences: Collected Science Against the Higher Education University*. – Vinnytsia: VNAU. – 2015. – V. 1 (89). – P.21-25.
23. Ivanov V.I. Improving the reliability of the system by the method of selection of its elements / V.I. Ivanov, E.I. Kalinin, E.P. Deineka, A.S. Skitin // *Mechanization of agricultural production: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2015. – V. 163. – P.142-146.
24. Kalinin E.I. Investigation of the dynamics of self-propelled harvesting machines as systems with continuously variable speed of translational movement / E.I. Kalinin, M.L. Shulyak // *Technical systems and technologies of animal husbandry: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2015. – V. 157 – P.238-246.
25. Lebedev A.T. An analytical model of rotation with a hinged-articulated frame / A.T. Lebedev, E.I. Kalinin, M.L. Shulyak, I.V. Koliesnik // *Mechanization of agricultural production: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA. – 2016. – V. 173. – P.161-167.
26. Kalinin E.I. Frequency analysis of crawler tractor oscillations / E.I. Kalinin // *Techno-technological aspects of development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine*. – Doslidnyckoe: UkrRITFT. – 2018. – №22 (36). – P.86-91.

27. Kalinin E.I. An analysis of the displacement of the center of mass of the scraper during its unloading / E.I. Kalinin // *Motrol Commision of motorization and energy in agriculture*. – Lublin, 2014. – Vol.16, № 7. – P.150-157.

28. Kalinin E.I. Deformation of moistened soils by vibration load / E.I. Kalinin // *World Science*. – Warsaw: RS Global. – Vol. 9 (37). – P.9-14.

29. Ovsyannikov S. Oscillation Process of Multi-support Machines When Driving Over Irregularities / S. Ovsyannikov, E. Kalinin, I. Koliesnik // *International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT 2018*. – Cham: Springer. – Vol 982. – P.307-317.

30. Ovsyannikov S. Plough calculation peculiarities for walking tractors / S. Ovsyannikov, E. Kalinin // *MATEC Web of Conferences*. – Cham: Springer. – Vol 224. – P.135-141.

31. Kalinin E. Optimization of machinery operation modes from the point of view of their dynamics / E. Kalinin, M. Shuliak, I. Koliesnik // *Current Problems of Transport: Proceedings of the 1st International Scientific Conference. ICCPT – 2019* – C. 211-222.

Publications which prove approbation of the dissertation materials:

32. Kalinin E.I. The method of accelerated estimation of durability and endurance limit of machine parts under different load modes / E.I. Kalinin, R.M. Petrov // *Proceedings of the All-Ukrainian Scientific-Practical Conference "Road Transport in the Agrarian Sector: Design, Design and Technological Operation"*. – Kharkiv: KhNTUA, 2019. – P.115-116.

33. Kalinin E.I. Analysis of transients in systems with nonlinear elements / E.I. Kalinin // *Proceedings of the XIX International Scientific Conference "Modern Problems of Agricultural Mechanics" dedicated to the 120th anniversary of the academy PM Vasilenko's Department of Agricultural Machines and Systems Engineering and the 118th anniversary of Academician Petr Vasilyenko*. – Kiev: NUBNU, 2018. – P. 286-287.

34. Kalinin E.I. Use of training algorithm for adaptation of power tool during operation / E.I. Kalinin, V.M. Romanchenko // *Collection of scientific papers on the materials of the Second International Scientific and Practical Conference “Synergetics, Mechatronics, Telematics of Road Machines and Systems in the Educational Process and Science”*. – Kharkiv: KhNAHU, 2018. – P.100-104.

35. Kalinin E.I. Dynamic model of traction vehicle and determination of its frequency characteristics / E.I. Kalinin, V.M. Romanchenko // *Abstracts of the 4th International Scientific and Technical Conference “Machines and Plastic Deformation of Metal”*. – Dnipro, 2018. – P.21.

36. Kalinin E.I. The choice of optimal performance indicators for machines / E.I. Kalinin // *Proceedings of the All-Ukrainian Scientific-Practical Conference “Road Transport in the Agrarian Sector: Design, Design and Technological Operation”*. – Kharkiv: KhNTUA, 2018. – P.90-91.

Publications that additionally represent the scientific results of the dissertation:

37. Kalinin E.I. Dynamics of interaction of a plow body with an obstacle / E.I. Kalinin, M.L. Shulyak // *Mechanization of agricultural production: Bulletin of KhNTUA*. – Kharkiv: KhNTUA, 2015. – V. 158 – P.207-213.

38. Kalinin E.I. Dynamics of Root Harvesting Machine with Depth Support System of Working Bodies / E.I. Kalinin, S.O. Polyashenko, O.V. Esipov // *Environmental Engineering* – Kharkiv: KhNTUSG, 2017. – №2 (8) – P. 63-68.

39. Lebedev A.T. Methods of control of ergonomic indicators of tractors on the market of Ukraine / AT. Lebedev, M.L. Shuliak, E.I. Kalinin, D.A. Lunova, S.A. Lebedev // *Mechanization of agricultural production: Bulletin of KhNTUSG*. – Kharkiv: KhNTUA, 2019. – V. 198 – P.315-326.

40. Kalinin E.I. Application of computer multimedia technologies for the study of general technical disciplines / E.I. Kalinin // *Proceedings of the XVIth International Scientific and Practical Conference “Building an Information Society: Resources and Technologies”*. – Kiev: UISTER. – 2018. – P.90-95.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	27
РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМАТИКА НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЇ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ І НАПРЯМОК ДОСЛІДЖЕННЯ.....	34
1.1 Використання транспортно-технологічних агрегатів змінної маси у виробництві сільськогосподарської продукції.....	34
1.2 Робота трактора в умовах змінного гакового навантаження.....	38
1.3 Експлуатаційні показники транспортно-технологічного агрегату та їх залежність від динаміки агрегату.....	45
1.4 Динамічна навантаженість трансмісійної установки трактора при виконанні технологічного процесу зі змінним гаковим навантаженням...	52
1.5 Аналіз втомної довговічності елементів трансмісійної установки трактора.....	70
ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 1.....	80
РОЗДІЛ 2 ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ В УМОВАХ ЗМІНИ ПОЛОЖЕННЯ ЦЕНТРУ МАС.....	82
2.1 Динаміка змінної системи матеріальних точок.....	82
2.2 Динаміка системи точок змінних мас.....	86
2.3 Рівняння руху центру мас тіла змінної маси.....	90
2.4 Загальне рівняння руху тіла змінної маси.....	93
2.5.1 Динаміка центру ваги транспортно-технологічної машини в вертикальній площині при зміні її маси.....	95
2.5.2 Динаміка центру ваги транспортно-технічної машини в горизонтальній площині при зміні її маси.....	101
2.6 Формування дотичної сили тяги рушіїв трактора при зміні маси агрегату.....	103
2.7 Формування стійкості трактора при зміні маси агрегату.....	108
2.8 Вертикальні коливання системи «трактор-машина змінної маси»...	113

2.9 Траєкторія переміщення центру мас транспортно-технологічного агрегату у просторі.....	119
ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 2.....	121
РОЗДІЛ 3 ПРОСТІР ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОНФІГУРАЦІЙ РУХУ ТРАКТОРА ПРИ ВИКОНАННІ ТРАНСПОРТНИХ РОБІТ У СКЛАДІ АГРЕГАТУ ЗМІННОЇ МАСИ.....	123
3.1 Енергетичний баланс транспортно-технологічного агрегату.....	123
3.2 Мінімум енергетичних затрат агрегату при виконанні транспортно-технологічної операції.....	132
3.3 Простір енергетичних конфігурацій руху транспортно-технологічного агрегату.....	140
3.4 Екстремальні значення енергії в конфігураційному просторі.....	145
ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 3.....	156
РОЗДІЛ 4 ФОРМУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО АГРЕГАТУ ЗМІННОЇ МАСИ.....	157
4.1 Формування елементарної коливальної системи трансмісії з урахуванням зміни маси агрегату.....	157
4.2 Коливання моментів, які навантажують трансмісійну установку трактора.....	166
4.3 Сталій режим функціонування агрегату при складному періодичному навантаженні.....	174
4.4 Динаміка трансмісійної установки при накиданні та скиданні навантаження.....	179
4.5 Частотні характеристики трансмісійної установки при її змінному навантаженні.....	184
4.6 Вплив обертання елементів трансмісії, як пружної системи, на власні коливання.....	196



4.7 Оцінка втомної міцності елементів трансмісійної установки при випадковому навантаженні.....	201
4.8 Формування моменту опору і буксування на ведучому колесі трактора.....	210
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4.....	216
РОЗДІЛ 5 КОНЦЕПЦІЯ І МЕТОДОЛОГІЯ ЗНИЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ ТРАКТОРА У СКЛАДІ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО АГРЕГАТУ ЗМІННОЮ МАСИ.....	218
5.1 Зв'язок між роботою агрегату і довговічністю трансмісії.....	218
5.2 Прискорення центру мас як величина, що формує енергетику руху агрегату.....	220
5.3 Формування та апроксимація простору енергетичних конфігурацій руху агрегату змінної маси.....	222
5.4 Закон розподілу часу перебування в групі енергетичних станів простору конфігурацій.....	235
5.5 Точність оцінки простору енергетичних конфігурацій агрегату за прискоренням його центру мас.....	242
5.6 Методологія зниження навантаженості трансмісії трактора з використанням простору енергетичних конфігурацій.....	247
ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 5.....	257
РОЗДІЛ 6 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАКТОРІВ НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ.....	258
6.1 Польові дослідження транспортно-технологічного агрегату змінної маси.....	258
6.1.1 Мета і завдання польових досліджень.....	259
6.1.2 Методика і експериментальні дослідження динаміки центру мас агрегату змінної маси з використанням величини його прискорення.....	260

6.1.2.1	Реєстраційно-вимірювальне обладнання для визначення прискорення центра мас транспортно-технологічного агрегату...	260
6.1.2.2	Встановлення датчиків прискорення на транспортно-технологічний агрегат для визначення його центру мас.....	261
6.1.2.3	Дослідження прискорення центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси.....	264
6.1.2.4	Визначення роботи, витраченої транспортно-технологічним агрегатом змінної маси на підставі аналізу динаміки його центру мас.....	270
6.1.2.5	Експериментальне підтвердження методології вибору режиму функціонування за величиною додаткової роботи, витраченої агрегатом.....	275
6.2	Імітаційне моделювання навантаженості елементів трансмісійної установки трактора.....	283
6.2.1	Мета і завдання комп'ютерного експерименту.....	285
6.2.2	Методика і імітаційні дослідження навантаженості елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси.....	286
6.2.3	Імітаційне моделювання функціонування трактора ХТЗ-17221, що працює в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси.....	286
6.2.4	Перевірка адекватності комп'ютерного моделювання навантаженості елементів трансмісійної установки трактора.....	293
6.2.5	Перевірка алгоритму управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси в раціональній області навантаженості елементів трансмісії.....	301
	ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 6.....	305
	ВИСНОВКИ.....	307
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	311
	ДОДАТКИ.....	340

## ВСТУП

**Актуальність теми** та її доцільність обґрунтовуються необхідністю забезпечення безвідмовності тракторів при їх використанні у складі транспортно-технологічних агрегатів змінної маси.

В сільськогосподарському виробництві транспортні роботи – невід’ємна частина технологічних і виробничих процесів. При цьому, в найбільш загальному випадку, транспортно-технологічний агрегат являє собою певну кількість елементів, що знаходяться у зв’язках та утворюють певну цілісність – машинний агрегат, або система. Транспортний режим роботи такого агрегату за характером динамічної навантаженості істотно відрізняється від руху на технологічних операціях. Він характеризується відносно малою величиною середньої тягової сили і найбільшими коливаннями її амплітуд. Такі навантаження суттєво впливають на системні властивості даної системи та її підсистем, а динаміка положення у просторі центру мас агрегату призводить до особливого формування цих властивостей.

Необхідним є новий підхід до оцінки навантаженості елементів трансмісії при виконанні трактором транспортно-технологічної операції. Це є актуальною проблемою наукових досліджень. Дослідження в даному напрямку регламентовані паспортом спеціальності 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту.

**Зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана згідно: Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу» № 5478-V1 (5478-17) від 06.11.2012 р.; «Транспортна стратегія України на період до 2020 року» (Розпорядження Кабінету міністрів України від 20.10.2010р. №2147-р); Програма реалізації Пріоритетних напрямків співробітництва держав учасників СНД у сфері транспорту на період до 2020 року (міжнародний документ від 22.05.2009 р. №998445); «Про затвердження Правил експлуатації колісних

транспортних засобів» (Наказ Міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 р., №550).

Робота є складовою частиною досліджень Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка по держбюджетним темам «Створення гнучких технологічних процесів механізованих робіт виробництва продукції рослинництва» (ДР № 0104 U 004492); «Розробка нових енергозберігаючих, екологічно безпечних технологій і функціонально стабільних машинно-технологічних систем та організаційно-нормативних заходів, які підвищують ефективність механізованого виробництва сільськогосподарської продукції, поліпшують охорону праці та забезпечують збереження біоресурсів, покращення природокористування» (ДР № 0109 U 006633) (2009-2014 рр.).

Також дослідження виконувалися по темі 06.2.7 (2013-2015 рр.) «Удосконалення методів і засобів оцінки тягово-енергетичних і динамічних параметрів сільськогосподарських агрегатів при випробуваннях і експлуатації» Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого».

**Мета дослідження:** підвищення працездатності елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси шляхом обґрунтування їх раціональних динамічних і енергетичних властивостей.

**Завдання дослідження:**

- визначити та обґрунтувати актуальну невирішену проблему вибраним напрямком дослідження;
- обґрунтувати найбільш значні елементи транспортно-технологічних агрегатів змінної маси, що визначають їх безвідмовність в умовах експлуатації;
- сформулювати концепцію системного підходу підвищення безвідмовності транспортно-технологічного агрегату змінної маси;
- розробити алгоритм керування транспортно-технологічним агрегатом змінної маси в раціональній області навантаженості елементів трансмісії;

– синтезувати методологію забезпечення ресурсних показників основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси;

– виконати експериментальні дослідження по оцінці енергетичних властивостей елементів транспортно-технологічних агрегатів в умовах експлуатації.

**Об’єкт дослідження:** процес функціонування трактора на транспортно-технологічних операціях в аграрному секторі.

**Предмет дослідження:** оцінка навантаженості елементів трансмісії трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси.

**Методи дослідження.** Методологічною основою дисертаційної роботи є узагальнення та аналіз відомих наукових результатів щодо динаміки транспортно-технологічних агрегатів, раціональне поєднання теоретичних і експериментальних досліджень та використання системного підходу. Для формуванні наукової проблеми, визначення мети і постановки задач дослідження використовувався аналітичний метод та порівняльний аналіз. При створенні емпіричних моделей використані основні положення теорії систем, методології системного аналізу та дослідження операцій. Для розв’язання математичної моделі динаміки трактора на транспортно-технологічних операціях застосовано чисельний метод. При дослідженні коливального руху елементів транспортно-технологічного агрегату застосовувався метод амплітудно-фазового простору. При підтвердженні достовірності розроблених математичних моделей використані експериментальні методи та методи статистичної обробки масивів даних.

Математичне моделювання, теоретичні дослідження та обробка результатів дослідження виконані з використанням програмного забезпечення MapleSoft Maple v.10.0, Microsoft Excel та StatSoft Statistica.

**Наукова новизна** отриманих результатів полягає у розробці науково-практичного підходу формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси за рахунок забезпечення функціонування їх основних елементів в області працездатності. При цьому *вперше*:

– сформована концепція системного підходу підвищення безвідмовності основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси, що базується на зменшенні додаткових енергетичних витрат, яка, на відміну від відомих, дозволяє забезпечити працездатний стан транспортно-технологічного агрегату при змінній його масі;

– запропоновано методологію визначення динаміки транспортних агрегатів зі змінним положенням центру мас, що базується на доведених теоремах головних моментів та прискорення центру мас, які, на відміну від відомих, дозволяють оцінити траєкторію його руху у динамічному просторі;

– розрахунково-функціональним моделюванням за критерієм працездатності одержані аналітичні залежності з визначення навантаженості елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси, які, на відміну від відомих, дозволяють оцінити відхилення від базових значень навантаженості основних елементів транспортно-технологічного агрегату при виконанні транспортної операції;

– отримані нові функціональні зв'язки структурних елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси, які, на відміну від відомих, підвищують точність імітаційного моделювання навантаженості основних елементів транспортно-технологічного агрегату при виконанні транспортної операції.

*Отримали подальший розвиток:*

– сформульована теорія руху транспортно-технологічного агрегату при зміні його маси, яка, на відміну від відомих, дозволяє враховувати додаткові енергетичні втрати, викликані динамікою центру мас агрегату;

– уточнена теорія формування навантаженості основних елементів трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка, на відміну від відомих, дозволяє оцінити його працездатність при нестабільності такого навантаження.

*Удосконалено:*

– метод забезпечення працездатності трактора на транспортних роботах, який, на відміну від відомих, засновано на динаміці центру мас агрегату;

– метод збільшення ефективності транспортно-технологічного агрегату змінної маси, який, на відміну від відомих, базується на корисній та додатковій роботі по переміщенню його центру мас..

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

Основні результати дисертації можуть використовуватися для підвищення працездатності тракторів у складі транспортно-технологічних агрегатів змінної маси на стадії їх виробництва, випробуваннях і експлуатації. Запропоновані в дисертації основні наукові положення, розробки і рекомендації впроваджені:

– у Державному підприємстві «Харківський регіональний науково-виробничий центр стандартизації, метрології та сертифікації» прийнята до використання методологія оцінки динаміки систем зі змінним положенням центру мас;

– на ПАТ «Харківський тракторний завод» при розробці нової моделі трактора ХТЗ-240К стосовно підвищення працездатності його основних елементів;

– у ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» стосовно підвищення безвідмовності основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси;

– у ТОВ «Завод Кобзаренка» стосовно забезпечення ефективності транспортно-технологічних агрегатів змінної маси для внесення рідких і твердих органічних добрив серії ВНЦ і ТЗП;

– у Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого в практиці проведення випробувальних робіт тракторів та сільськогосподарської техніки при державних приймальних випробуваннях;

– у ПрАТ «АвтоКрАЗ» стосовно підвищення безвідмовності трансмісійної установки автомобільної техніки власного виробництва;

– у ДП «Харківський автомобільний завод» стосовно збільшення ресурсу складальних одиниць відремонтованих та модернізованих автомобілів;

– у Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка в навчальному процесі підготовки бакалаврів та магістрів.

**Особистий внесок здобувача.** Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах [1 – 40]. У наукових роботах, що опубліковані у співавторстві, здобувачу належать: обґрунтовано необхідність врахування нестационарності такого навантаження через зміну маси агрегату при силовому розрахунку технологічного агрегату [4]; аналіз надійності елементів трансмісійної установки тракторів сільськогосподарського призначення та оцінка впливу формування перехідних процесів на динаміку окремих елементів трансмісійної установки [6, 23, 24]; обґрунтовано можливість аналізу енергетичних показників трактора за показниками його двигуна та трансмісійної установки як єдиної динамічної системи [8]; розвинуто теорію буксування трактора на транспортних роботах, що дозволяє оцінити динамічну складову буксування та пов'язує її виникнення з коливаннями сил, що формують рух транспортного агрегату [9]; оцінено вплив гнучкості кузова на формування коливальної динаміки енергетичного засобу [10]; обґрунтовані параметри, на яких базується аналіз динаміки самохідного енергетичного засобу [12, 14, 29, 30, 35, 37]; запропоновано умови стійкості транспортно-технологічного агрегату як лінійної системи [13]; виявлені проблемні питання динаміки махових мас трансмісії в процесі експлуатації [15]; оцінено вплив неоднорідності та ізотропності елементів транспортно-технологічного агрегату на їх механічні властивості [19]; встановлено умови динаміки повороту трактора з урахуванням змінності такого навантаження [25]; оцінено вплив коливання дійсної швидкості, буксування та прискорення на формування дотичної сили тяги ведучого колеса [31, 32, 34]; оцінено динаміку руху колісних машин з урахуванням стохастичності зовнішніх впливів [38, 39].

**Апробація результатів роботи.** Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивні відгуки на міжнародних 5 науково-практичних та науково-технічних конференціях: міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (Харків, ХНТУСГ, 2013 – 2015 pp.); III International Scientific Congress on agricultural machinery



(Varna, Bulgaria, 22 – 25 июня 2015 р.); міжнародній науковій сесії «Інноваційні проекти в галузі технічного сервісу машин» (Харків, ХНТУСГ, 24 – 25 березня 2016 р.); першому міжнародному форуму агропромислового інжинірингу ДНУ УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого (Дослідницьке, 13 вересня 2016 р.); XV міжнародній науково-технічній конференції «Вібрація в техніці та технологіях» (Полтава, ПДАА, 20 – 21 жовтня 2016 р.); міжнародній науково-практичній конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці» (Харків, ХНАДУ, 16 березня 2017 р.); всеукраїнській науково-методичній конференції «Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи» (Харків, ХНАДУ, 21 березня 2017 р.); XIII міжнародному форумі молоді «Молодь і сільськогосподарська техніка в ХХІ сторіччі» (Харків, ХНТУСГ, 6 – 7 квітня 2017 р.). В повному обсязі дисертаційна робота обговорювалась та схвалена на розширених засіданнях кафедри тракторів і автомобілів ХНТУСГ ім. П. Василенка.

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 40 наукових працях, у тому числі: 31 стаття у наукових фахових виданнях України та інших держав (з них 5 у закордонних наукових періодичних виданнях, у тому числі 2 статті у виданнях, що індексуються у Scopus – [29, 30]); 6 тез у збірниках доповідей наукових конференцій; 3 публікації у інших виданнях.

**Структура і обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг роботи складає 378 сторінок, у тому числі основного тексту 283 сторінки. Робота ілюстрована 83 рисунками, наведено 4 таблиці. Додатки розміщені на 38 сторінках. Перелік використаних літературних джерел складається із 255 найменувань на 28 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### ПРОБЛЕМАТИКА НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЇ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ І НАПРЯМОК ДОСЛІДЖЕННЯ

Узагальнено тенденції підвищення використання в аграрному секторі тракторів на транспортних роботах у складі агрегатів зі змінною масою; на основі критичного аналізу відомих наукових робіт і публікацій по транспортним агрегатам сформульовано напрямки досліджень щодо зниження навантаженості їх трансмісійних установок.

1.1 Використання транспортно-технологічних агрегатів змінної маси у виробництві сільськогосподарської продукції

Враховуючи великі площі, які займає сільськогосподарське виробництво України, транспортування значної кількості експлуатаційних та технологічних матеріалів, результатів виробництва продукції тваринництва та рослинництва і їх проміжної продукції є актуальним та першочерговим завданням для забезпечення інтенсифікації всього аграрного сектору країни. Саме тому транспорт в сільському господарстві – невід’ємна ланка, що пов’язує окремі етапи технологічних процесів та робіт, а у міру розвитку сільськогосподарського виробництва роль транспорту неухильно підвищується: якщо в даний час на кожен гектар ріллі припадає в середньому 80...85 т різних вантажів, то до 2030-го року очікується збільшення цього обсягу вдвічі [1].

Система транспортного обслуговування, що об’єднує технології виконання перевезень, технічні засоби і організацію транспортних і транспортно-технологічних робіт, – одна з важливих складових частин системи ведення сільського господарства.

Транспортний процес має транспортно-технологічні різновиди: складально-транспортний та транспортно-розподільний. В складально-транспортному процесі замість вантажної операції здійснюється складальна

(збір матеріалу, розподіленого по поверхні, і подача його в кузов), в транспортно-розподільчому процесі розвантажувальна операція замінюється розподільною (видачею матеріалу з кузова і розподілом його по поверхні). Технічні засоби, що поєднують функції транспортних і технологічних машин і агрегатів (підбирачі-транспортувальники, розкидачі добрив, кормороздавачі і т.п.), називаються транспортно-технологічними засобами – рис. 1.1.



а



б

Рисунок 1.1 – Транспортно-технологічні засоби складально-транспортного (а) та транспортно-розподільчого процесу (б)

Перевезення в сільському господарстві підрозділяються на дві основні групи: внутрішньогосподарські, що виконуються на території сільськогосподарських підприємств, і позагосподарські, здійснювані за межами підприємств.

Внутрішньогосподарські перевезення можуть бути технологічними (залежними), пов'язаними з обслуговуванням виробничих процесів в

землеробстві та тваринництві, і самостійними (незалежними), виконуваними поза виробничих процесів. Такі перевезення характеризуються короткими відстанями (до 8 ... 12 км) і відносно несприятливими дорожніми умовами [2, 3, 5].

Позагосподарські перевезення пов'язані з ввезенням різних вантажів в господарства і вивезенням продукції з них на великі (до 100 км) відстані.

Перевезення вантажів в сільському господарстві здійснюються, як правило, автомобільними і тракторними транспортними засобами [2 – 6].

Основний вид транспортного рухомого складу в сільському господарстві – автомобільний. В даний час автомобілями і автопоїздами освоюється 70...80% загального обсягу перевезень і 90...95% вантажообігу [6].

Автомобілі та автопоїзди мають високі швидкісні якості, які найбільш повно реалізуються на позагосподарських перевезеннях, що виконуються переважно по дорогах з твердим покриттям. Тракторні ж поїзди відрізняються підвищеною прохідністю і більш кращі при внутрішньогосподарських перевезеннях, здійснюваних по полях, ґрунтових дорогах і бездоріжжю.

Слід зазначити, що великий обсяг перевезень в сільському господарстві виконується транспортно-технологічними агрегатами. Такі засоби механізації створюються зазвичай на базі тракторної енергетики [4].

Однак, не дивлячись на тенденції, що намітилися, продуктивність праці робітників сільського господарства і обсяг виробництва сільськогосподарської продукції ще не досягли необхідного рівня. Одна з причин цього полягає в тому, що потреби сільського господарства в потужній техніці ще не задоволені; інша причина – неефективне використання наявної потужної техніки.

По-перше, завантаження двигунів енергетичних засобів за потужністю на багатьох сільськогосподарських роботах (перш за все на транспортних і транспортно-технологічних) рідко перевищує 50...60% [3].

По-друге, багато машин і агрегатів мають дуже низьку річну зайнятість в годинах в зв'язку з сезонністю сільськогосподарського виробництва.

Такий стан слід визнати ненормальним. Завантаження двигунів за потужністю і річну зайнятість машин і агрегатів за часом необхідно всіляко збільшувати. Реалізувати ці завдання можна шляхом застосування транспортно-технологічних агрегатів.

В роботі [7] показані тенденції розвитку транспортно-технологічних агрегатів, що застосовуються в сільському господарстві. Відзначено, що розвиток масової мобільного енергетики, що є базою для складання транспортних і транспортно-технологічних агрегатів, йде по шляху збільшення абсолютної і питомої потужності (енергонасиченості). Так, потужність сучасних сільськогосподарських тракторів досягла 370 кВт, а енергонасиченість – 22 кВт/т.

Такий шлях розвитку мобільного енергетики створює передумови для підвищення вантажопідйомності і швидкості транспортно-технологічних агрегатів. Однак можливості підвищення швидкості рухомого складу в умовах сільського господарства обмежені.

Тому збільшена потужність тракторів використовується в основному для підвищення корисного навантаження (вантажопідйомності) транспортних і транспортно-технологічних машин і агрегатів.

При цьому, робочі цикли сільськогосподарських транспортних і транспортно-технологічних (складально-транспортних і транспортно-розподільчих) засобів механізації мають багато спільного [8, 9].

Транспортний цикл складається з процесів навантаження, руху з вантажем, розвантаження, подачі транспортного засобу до місця навантаження.

Складально-транспортний цикл включає збір (підбирання) матеріалу (наприклад, зеленого корму) з поля з одночасним навантаженням його в транспортно-технологічний агрегат, рух з вантажем, розвантаження і повернення машини (агрегату) до місця збору матеріалу [10].

В транспортно-розподільний цикл входять навантаження матеріалу (наприклад, добрива), рух з вантажем до місця розподілу (внесення) матеріалу,

розвантаження з одночасним розподілом матеріалу по полю, повернення транспортно-технологічної машини (агрегату) до місця навантаження [11 – 13].

Необхідно відзначити, що основна операція для розглянутих процесів – рух з вантажем. При виконанні робочих процесів транспортні і транспортно-технологічні машини і агрегати взаємодіють з опорною поверхнею, з вантажем, що знаходиться в кузові (технологічним матеріалом) і навколишнім середовищем [14 – 16].

При цьому, підвищення вантажопідйомності транспортно-технологічних машин призводить до того, що маса агрегату має досить суттєву різницю в початку і в кінці технологічного процесу.

Такі значні зміни маси агрегату сприяють переміщенню його центру мас, перерозподілу вертикальних складових реакцій опорної поверхні по мостам трактора і до значних коливань гакового навантаження енергетичного засобу.

## 1.2 Робота трактора в умовах змінного гакового навантаження

Навантаження, що діють на трактор, зумовлені збурюючими впливами зовнішнього середовища (макро- і мікропрофілем опорної поверхні, фізико-механічними властивостями ґрунту і т.д.) і коливаннями самого трактора, та носять випадковий характер [17].

Аналіз тягового опору, проведений статистичним методом, показав, що закон його розподілу близький до нормального, а коефіцієнт варіації змінюється в межах 0,10...0,40 [18, 19].

Частота коливань крутного моменту в трансмісії трактора знаходиться в межах 0,07...1000 Гц [20]. Кореляційним аналізом [21] встановлено, що частота, на яку припадає основна частка дисперсії тягового опору, для більшості досліджених агрегатів, які використовуються в сільськогосподарському виробництві, становить 15...25 рад/с.

Експериментальними дослідженнями характеру навантажень сільськогосподарських тракторів при роботі машинно-тракторного агрегату на

підвищених швидкостях встановлено, що з підвищенням швидкості руху змінюється як середньоарифметичне значення навантаження, так і його математичне очікування [22].

Аналіз залежностей середньоквадратичного відхилення опору руху сільськогосподарських машин показує, що цей параметр з підвищенням швидкості збільшується більш інтенсивно, ніж середньоарифметичне значення, що безпосередньо позначається на збільшенні коефіцієнта нерівномірності, який визначається як подвоєний коефіцієнт варіації.

Так, при збільшенні швидкості від 5 до 10 км/год середньоквадратичне відхилення тягового навантаження тракторів тягового класу 3 при роботі з плугами збільшується в 2,5...2,9 рази, на луценні, боронуванні та посіві зернових – в 1,5...1,9 рази, у посівних агрегатів з тракторами «Білорусь» – в 1,6...1,7 рази [22].

Підвищення швидкості від 4,78 до 8,04 км/год при роботі з плугом ПЛН-5-35 на оранці глибиною 25...27 см в умовах півдня України [22] призводить до збільшення тягового опору від 34 до 37кН, або на 8,5% , а амплітуда коливань навантаження (за умови, що вся дисперсія припадає на одне значення частоти) збільшується від 3 до 5кН, або на 72,5%. При цьому коефіцієнт нерівномірності навантаження збільшується від 0,174 до 0,278.

Підвищення рівня енергонасиченості також супроводжується зростанням динамічної навантаженості трактора. Так, збільшення енергонасиченості сільськогосподарського трактора в 1,6 рази супроводжується зростанням динамічних навантажень в 1,08...1,12 рази [23], а збільшення енергонасиченості промислового трактора в 3,1 рази призводить до збільшення дисперсії навантажень на 45% [24].

Доведено, що зростання навантаження на гаку збільшує навантаженість елементів трансмісії трактора. Так випробування трактора [25] показали, що збільшення навантаження на гаку з 15кН до 19кН призводить до збільшення коефіцієнта динамічності (відношення максимального моменту до середнього) з

1,68 до 2,0, тобто зростанню гакового навантаження на 29,3% відповідає зростання коефіцієнта динамічності на 19%.

Виконаний в роботах [26, 27] аналіз внутрішньої структури тягового опору показав, що чотири складових з п'яти формуються в самому тракторі і тільки одна формується зовнішнім середовищем.

Таким чином, при роботі трактора відбуваються безперервні коливання зовнішнього навантаження. Ці коливання позначаються і на показниках двигуна. Зокрема, відзначається [27 – 30] зниження потужності, оскільки погіршуються умови протікання теплового процесу двигуна і виявляються серйозні порушення в роботі регулюючої системи [31].

Однак коливання навантаження не завжди призводять до погіршення ефективних показників двигуна [27]. Так, при зміні обертів колінчастого валу дизельного двигуна з різною частотою і амплітудою на лінійній ділянці регуляторної характеристики зниження потужності або зміни інших ефективних показників не виявлено, а на нелінійній ділянці характеристики таке зниження потужності, на думку авторів [28], обумовлено формою кривої годинної витрати палива.

Саме тому в роботах [27, 28] стверджується, що основною причиною зниження експлуатаційних показників тракторного двигуна в умовах несталого навантаження є несприятливий перебіг регуляторної характеристики.

Тягово-динамічними випробуваннями [29], проведеними при завантаженні трактора ХТЗ-150К, встановлено, що середнє значення номінального моменту дизеля зміщується в бік зниженого швидкісного режиму.

При цьому, у міру зниження передавального числа трансмісії знижується величина максимальної циклової подачі палива і максимального крутного моменту дизельного двигуна [30].

Тягова потужність, яка отримана при стабільних значеннях швидкості руху трактора і гакове навантаження, в порівнянні з тяговою потужністю, що отримана з урахуванням коливань гакового навантаження, знижується в середньому на 10 кВт, що становить 6...10%, а з урахуванням коливань гакового



навантаження і непрямолінійності ходу в борозні – на 15кВт, або на 10...17% [30].

Експериментальними дослідженнями роботи трактора ХТЗ-150К встановлено, що тягово-динамічні показники трактора на оранці нижче, ніж при постійному навантаженні: максимальне значення умовного тягового ККД на першій передачі  $\eta_y = 0,725$  при гаковій потужності  $N_{\text{гак.макс.}} = 82\text{кВт}$ , проти  $\eta_y = 0,787$  при  $N_{\text{гак.макс.}} = 88\text{кВт}$ .

З підвищенням передачі різниця в величині гакової потужності ще більше зростає і досягає в середньому 10 кВт, що підтверджує вплив динамічного характеру завантаження трактора на його тягові показники. При однакових значеннях тягового зусилля, що відповідають найбільшій гаковій потужності, робочі швидкості руху трактора при завантаженні нижче, ніж при постійному навантаженні на 0,45...0,95 км/год [30].

Зниження швидкості при змінному характері навантаження обумовлюється і збільшенням буксування рушіїв [29]. Пояснюється це нелінійністю кривої буксування [30].

Необхідно відзначити, що першим розглянув вплив коливань навантаження на параметри двигуна при роботі трактора в умовах сільськогосподарського виробництва акад. В.Н. Болтинський [27].

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень він зробив висновок, що внаслідок коливань навантаження знижуються показники потужності та економічні показники двигуна (по паливу) в порівнянні з цими показниками при завантаженні постійним моментом, і ввів поняття коефіцієнта використання потужності двигуна, який дорівнює відношенню максимальної потужності, отриманої при роботі двигуна зі змінним навантаженням, до максимальної потужності, отриманої при стандартних гальмівних випробуваннях [27].

В.Н. Болтинський визначив два способи зниження впливу коливань навантаження на ефективні параметри двигуна.

Перший спосіб – експлуатаційний. Він полягає в тому, що в процесі експлуатації трактор агрегатують таким чином, щоб завантаження двигуна не перевищувало деякого встановленого значення. Тоді показники МТА знижуються значно менше.

Це недовантаження двигуна введено в нормативні документи [30] розрахунку виробітку і являє плановане зниження продуктивності трактора через недосконалість його тягово-динамічних властивостей.

Другий спосіб – це зміна конструкції окремих механізмів трактора або двигуна для зниження впливу коливань навантаження на показники трактора. Найбільше число досліджень в цьому напрямку присвячено регуляторам і різним пружним та демпфуючим пристроям в силовій передачі.

Однак до теперішнього часу в конструкцію силової передачі або регуляторів тракторів, що серійно випускаються, або готуються до виробництва, з механічною трансмісією не внесені зміни, які дозволили б працювати трактору без зниження потужності в умовах реальної експлуатації. Тому в нормативних документах продовжує залишатися коефіцієнт завантаження двигуна менше одиниці.

На основі статистичного аналізу реалізацій випадкових функцій гакового навантаження і моменту опору перекочування колеса встановлені показники їх стаціонарності, амплітудний і частотний склад, визначені механізми, в яких генеруються коливання, виявлена досить висока стабільність імовірнісних характеристик функцій даних величин агрегату при роботі в різних ґрунтово-кліматичних зонах. Ця інформація є цілком достатньою для розробки методу і засобів відтворення штучного сигналу тягового опору.

Механізм для відтворення змінної складової може бути побудований на різних принципах. До теперішнього часу відомо кілька спроб створити такий пристрій. Однак жодне з них не відповідало в досить повній мірі пред'явленим до нього вимогам ні за достовірності відтворення характеру опору, створюваного сільськогосподарськими знаряддями, ні за ідеєю конструктивного здійснення.

Принципово новим у створенні засобів, що імітують випадковий характер навантаження на гаку трактора, можна вважати тільки підхід, реалізований КубНІПТІМ [31]. В імітаційному пристрої КубНІПТІМ вперше конструктивно здійснено принцип відтворення коливального характеру навантаження на гаку на основі синтезу процесу з декількох гармонійних складових.

При цьому функція тягового опору розглядається як сума, що складається з постійної складової (рівень завантаження) і змінної складової, що відтворює енергетичний спектр коливань тягового опору сільськогосподарських машин.

Колівальний характер поступального руху імітаційного завантажувального візка КубНІПТІМ надають сили дисбалансу, що виникають внаслідок обертання декількох неврівноважених вантажів.

Кутовою швидкістю вантажів (у кожного вантажу своя частота обертання), радіусом його обертання і різною масою можна отримувати бажану амплітуду і частоту періодичних коливань, створюваних кожним з вантажів. Підсумовуючись на загальному валу, ці коливання створюють полігармонічний процес, який ближче до реального, ніж процес коливань навантаження, імітованим однією гармонійною реалізацією.

Однак органічним недоліком імітаційного пристрою типу КубНІПТІМ є те, що воно практично не дозволяє відтворити першу, низкочастотну (0,5 Гц і нижче) складову, оскільки для цього потрібна дуже велика маса неврівноваженого вантажу.

Розроблений в НАТІ завантажувальний імітаційний пристрій (ЗІП) побудований також за принципом відтворення реального тягового процесу на основі синтезу декількох гармонійних коливань. Його основу складає імітаційний пристрій – п'ять кривошипно-шатунних механізмів з пружинами, кожен з яких формує колівальний процес з наперед заданими параметрами частоти і амплітуди.

Цей колівальний механізм встановлений на шасі автомобіля ЗІЛ-131 і через трансмісію автомобіля з'єднаний з його колесами. Таким чином, при русі шасі під дією тягового зусилля трактора обертальний рух від коліс передається

через карданний вал, коробку передач і кардан на шестерні редуктора, які приводять в дію кривошипно-шатунні механізми.

Зворотно-поступальний рух кривошипно-шатунного механізму, сполученого з пружиною, викликає коливання моментів на валах шестерень редуктора.

Ці коливання моментів з урахуванням фазових зрушень підсумовуються на загальному валу і через трансмісію передаються на колеса ЗПП, створюючи коливальний характер поступального руху, який через сполучний пристрій передається трактору.

Кожен з п'яти коливальних контурів ЗПП може бути налаштований на відтворення періодичного процесу з різними параметрами. Амплітуду коливань можна регулювати шляхом зміни попереднього затягування пружини і радіусу кривошипа. Зміна частоти коливань досягається перемиканням передач в коробці. ЗПП може працювати при будь-якій кількості відключених кривошипно-шатунних механізмів.

Це дозволяє з його допомогою знімати амплітудно-частотні характеристики трактора, а також відтворювати коливання тягового опору, створеного різними знаряддями.

Слід зазначити, що за принципом синтезу гармонійних коливань не можна досягти повного збігу реального і імітованого процесів, тому що сукупністю будь-якої кількості гармонійних процесів не можна отримати випадкову функцію.

Однак для імітації тягового опору сільськогосподарського знаряддя при тягово-динамічних випробуваннях важливо відтворення не стільки білого шуму, скільки складових, які формують основну частину енергії випадкового коливального процесу і збігаються з частотою власних або генеруються в окремих механізмах трактора коливань.

Крім того, при русі трактора і ЗПП по полю виникають випадкові складові, які, підсумовуючись з гармонійними коливаннями, надають синтезуемій функції вид випадкової.

Оцінити достовірність імітованого процесу можна порівнянням кореляційної функції відтвореного тягового опору з кореляційною функцією осередненої реалізації дійсного тягового процесу [30]

1.3 Експлуатаційні показники транспортно-технологічного агрегату та їх залежність від динаміки агрегату

Експлуатаційні показники транспортно-технологічного агрегату знаходяться між собою в складних функціональних взаємозв'язках. Зміна одних експлуатаційних показників призводить до безперервної зміни інших, що в кінцевому рахунку позначається на продуктивності агрегату, якості виконання технологічного процесу, матеріально-технічні та інші витрати.

В найбільш загальному випадку до системи експлуатаційних показників МТА можна віднести: продуктивність, витрату палива, ККД, витрати механічної енергії, надійність, довговічність, прохідність та маневреність [32].

У розробку теорії продуктивності машин найбільш значний внесок внесли академіки В. П. Горячкин [33] і Б. С. Свірцевський [34], професори Б. А. Лінтварев [35, 36] і Ю. К. Кіртбая [37].

Численні фактори і параметри, що впливають на продуктивність агрегату, можна розділити на три групи.

1. Технічні параметри, які, в свою чергу, поділяються на конструктивні і експлуатаційні. До конструктивних параметрів належать: ширина захвату машини під час виконання технологічного процесу, потужність двигуна, габаритні розміри агрегату, колія і дорожній просвіт, питомий тиск на ґрунт.

До експлуатаційних – швидкість руху, прохідність, зручність агрегування, час роботи без заправки транспортно-технологічної машини, тривалість підготовки до роботи, тривалість технічного догляду і заправки.

2. Природно-кліматичні умови: тип ґрунту, його вологість, агрофон, врожайність, рельєф місцевості, величина і конфігурація ділянок, географічна висота і ін.

3. Організаційно-технологічні фактори: технологія виконання виробничого процесу, організація виробництва, кваліфікація і виробничий досвід механізаторів і т. п.

На продуктивність транспортно-технологічної машини впливає така кількість факторів, що виразити залежність її продуктивності від них в аналітичному вигляді не представляється можливим [38].

Основним технічним параметром, який визначає продуктивність машини (не враховуючи ширину захвату), є швидкість її руху. При заданій потужності двигуна цей параметр на енергоємних роботах перебуває у зворотній залежності з шириною захвату.

При виконанні енергоємних робіт збільшення ширини захвату машини вимагає зменшення швидкості її руху і навпаки збільшення швидкості руху викликає необхідність зменшення ширини захвату.

Проте, швидкість руху агрегату та ширина його захвату визначається, все ж таки, не потужністю трактора, а якістю виконання технологічного процесу. Тому, зазвичай, швидкість руху (максимальна) для даної машини визначається виробником з урахуванням збереження якості виконання технологічного процесу.

А.Б. Коганов [39], аналізуючи роботу транспортно-технологічних агрегатів на підвищених швидкостях, визначає найменшу відстань  $l_{\min}$ , при якій перемикання передач на підвищену швидкість є доцільним:

$$l_{\min} = 2t_n \frac{v_2 v_3}{v_3 - v_2}, \quad (1.1)$$

де  $t_n$  – час на перемикання передач;

$v_2$  та  $v_3$  – швидкість руху агрегату на другій та третій передачі відповідно.

Коефіцієнт корисної дії є одним з основних експлуатаційних показників. Теоретичним дослідженням ККД присвячені праці багатьох вчених: Б.С. Свірщевского [40], Ю.К. Кіртбая [37, 41], В.С. Лихачова [42], І. І. Трепененкова [38], В.В. Кацигіна [43], Г.Н. Белаша [44]. Серед перерахованих

робіт слід відзначити оригінальність постановки і вирішення даного питання В.В. Кацігіним.

ККД транспортно-технологічного агрегату характеризує технічну досконалість машини, отже, продуктивність і економічність її роботи. Він в основному залежить від енергоємності технологічного процесу, металоємності конструкції, конструктивної системи і її параметрів, оптимальної швидкості і ширини захвату агрегату.

ККД агрегату можна розглядати з двох точок зору: по-перше, як показник, який має пряме відношення до продуктивності агрегату; по-друге, як показник для оцінки витрат механічної енергії.

У ряді випадків ККД приймається за вирішальний критерій при техніко-економічній оцінці машин, при цьому не приділяється необхідної уваги іншим показникам.

Незважаючи на настільки важливе значення ККД агрегату, до теперішнього часу немає однакового розуміння і розрахунку цього коефіцієнта, що вносить невизначеність при практичних розрахунках [39].

Під ККД Б.С. Свирщевський розуміє [40] відношення корисної роботи машинно-тракторного агрегату до його можливої роботи:

$$\eta_{agr} = \eta_{um} \tau \beta, \quad (1.2)$$

де  $\eta_{um}$  – коефіцієнт, що характеризує завантаженість трактора з використанням максимальної тягової потужності, який може бути визначений за формулою:

$$\eta_{um} = \frac{N_{кр}}{N_{кр\max}}. \quad (1.3)$$

Ю.І. Кіртбая ККД агрегату пропонує визначати за формулою [41]:

$$\eta_{agr} = \eta_m \eta_{маш} \sigma, \quad (1.4)$$

де  $\eta_{маш} = \frac{R_{\kappa}}{R_{пов}}$  – ККД робочої машини;

$R_{\kappa}$  – корисний опір робочих органів;

$R_{пов}$  – повний тяговий опір машини);

$\sigma$  – коефіцієнт, що враховує експлуатаційні втрати в агрегаті.

Відповідно до цього ККД агрегату є відношенням витрат дійсно корисної механічної роботи до загальних витрат механічної роботи, яка вироблена двигуном.

В. С. Лихачов вважає, що значно простіше оцінити технічну досконалість машин, що входять до агрегату (трактор, зчіпка, сільськогосподарські машини) за їх власним ККД у чистому вигляді [42]. Однак за таких розрахунків в залежності від конструктивної системи агрегату ККД може змінюватися у великих межах.

ККД агрегату, що характеризує витрати механічної енергії, виражається наступною формулою:

$$\eta_{aep} = \frac{A_n}{A_e} = \frac{A_n}{A_{mp} + A_m + A_n}. \quad (1.5)$$

Загально визнано, що більш досконалим вважається той агрегат, у якого більша частина споживаної енергії витрачається на подолання корисних опорів, а тому при порівнянні однорідних агрегатів вважають досконаліше той, у якого ККД вище.

Однак, як доводить В. В. Кацигін [43], такий висновок не завжди правильний. При поліпшенні робочого органу машини енергія, яка необхідна для здійснення технологічного процесу, зменшується.

Розглянемо існуючий метод визначення ККД трактора:

$$\eta_{mp} = \frac{N_{гак.мах}}{N_{e.мах}}, \quad (1.6)$$

де  $N_{гак.мах}$  – максимальна тягова потужність на гаку по тяговій характеристиці;

$N_{e.мах}$  – максимальна ефективна потужність двигуна трактора.

Коливання гакового навантаження і частоти обертання колінчастого валу двигуна на нелінійній ділянці регуляторної характеристики є однією з причин великого розкиду точок середніх значень показників на тяговій характеристиці в зоні номінального навантаження.



Одному і тому ж середньому моменту може відповідати практично нескінченна кількість середніх частот обертання  $n_{сер}$  колінчастого валу, кожна з яких визначається амплітудою коливань.

Оскільки при тягових випробуваннях навантаження і частота обертання коливаються за випадковим законом, то навіть близьким середнім моментам і потужностям будуть відповідати істотно різні значення середніх частот обертання  $n_{сер}$  [45].

В процесі експлуатації транспортно-технологічних агрегатів паливо витрачається на виконання виробничого процесу  $Q_n$ , холості ходи  $Q_x$ , транспортування агрегату  $Q_{mp}$ , при працюючому двигуні на зупинках  $Q_3$  і під час ремонту  $Q_p$ .

Введення в загальний баланс витрати палива нового елемента  $Q_n$  викликано тим, що цей вид витрат на відміну від інших чотирьох не пов'язаний з виконанням виробничого процесу [46].

Для аналізу факторів, що впливають на погектарну витрату палива при роботі транспортно-технологічного агрегату, Н.С. Хробостов [47] пропонує наступну формулу:

$$Q = \frac{g_e}{\eta_{mp}} \rho \left[ 1 + \frac{Q_x}{Q_p} \frac{(1-\varphi)v_m}{\varphi v_x} + \frac{Q_3}{Q_p} \left( \frac{1}{\tau} - \frac{1}{\varphi} \right) \right] \text{кг/га}, \quad (1.7)$$

де  $g_e$  – питома витрата палива в г/кВт·год;

$\rho$  – питомий тяговий опір машини в кг/м захвату;

$v_p$  і  $v_x$  – швидкість руху агрегату відповідно при робочому і холостому ходах в м/год;

$\varphi$  і  $\tau$  – коефіцієнти робочих ходів та використання часу зміни відповідно.

Ця формула відображає вплив на погектарну витрату палива питомої витрати палива, ККД трактора, питомого тягового опору машини, годинної

витрати палива, коефіцієнта робочих ходів і коефіцієнта використання часу зміни.

Враховуючи наявність транспортної операції в технологічному процесі транспортно-технологічного агрегату, паливна економічність таких агрегатів може бути визначена за витратою палива на одиницю транспортної роботи  $W_{mp}$  в кг/т·км, або на одиницю перевезеного вантажу  $W_g$  в кг/т:

$$q_{mp} = \frac{Q}{W_{mp}}, \quad (1.8)$$

$$q_g = \frac{Q}{W_g}. \quad (1.9)$$

Найбільш поширеною формулою для визначення годинної витрати палива самохідною машиною при русі зі швидкістю  $v_m$ , або агрегатом, є залежність виду [48]:

$$Q = 10^{-3} q_s v_m, \quad (1.10)$$

де  $q_s$  – середня технічна витрата палива, г/км.

З наведених формул видно, що технічна ефективність транспортно-технологічного агрегату залежить від середньої технічної швидкості і середньої технічної витрати палива. Ці показники за фізичним змістом являють собою синтетичні (синтезуючі), а за способом отримання – стохастичні (ймовірнісні) величини, що складаються під впливом багатьох чинників, діючих в різних поєднаннях.

Середню технічну швидкість і середню технічну витрату палива визначають зазвичай експериментальним шляхом – при випробуваннях агрегатів в характерних (типових) для них умовах експлуатації [29, 34, 42].

Для визначення як даних характеристик, так і тягово-енергетичних показників агрегатів використовують, зазвичай, тягові, або швидкісні експериментальні дослідження, яким передують стендові випробування енергетичних установок [42, 48].

Модернізація існуючих методів проведення тягових досліджень спрямована на використання сучасних вимірювальних пристроїв та узагальнених теорем динаміки тіла (як, наприклад, використання парціальних прискорень при вивченні динаміки автомобілів та агрегатів в роботах [49 – 53, 87, 88])

В останні роки почали інтенсивно розвиватися розрахункові методи дослідження експлуатаційних властивостей автомобілів, автомобільних і тракторних поїздів, засновані на моделюванні процесів руху за допомогою обчислювальних машин [54, 20, 70].

В якості вихідної інформації при математичному моделюванні руху агрегату використовуються розглянуті вище характеристики двигуна і моторної установки, ходової і технологічної системи, системи силових приводів, динамічні та економічні характеристики автомобілів, автомобільних і тракторних поїздів, характеристики самохідних машин і агрегатів при змінних режимах руху.

Встановлено, що середня технічна швидкість і середня технічна витрата палива істотно залежать від питомої потужності (енергонасиченості) трактора [55, 56]. При збільшенні енергонасиченості середня швидкість, а отже, і продуктивність машини, агрегату зростає.

При цьому зростає і середня витрата палива, що призводить до підвищення експлуатаційних витрат на виконання транспортної або транспортно-технологічної роботи. Тому надмірне збільшення енергонасиченості таких агрегатів невиправдано [57 – 60].

Очевидно, що для кожного поєднання технічних і експлуатаційних факторів існують раціональні енергетичні витрати (робота), при яких виходять прийнятні значення і середньої швидкості руху, і середньої витрати палива. Визначення раціональних енергетичних витрат відноситься до числа завдань, що потребують вирішення.

#### 1.4 Динамічна навантаженість трансмісійної установки трактора при виконанні технологічного процесу зі змінним гаковим навантаженням

Така мінливість сили тяги на гаку сприяє формуванню перевантажень в трансмісійній установці трактора за рахунок нестабільності величин сили опору перекочування та дотичної сили тяги колеса. Тому, для найбільш раціонального використання колісного трактора необхідно мати інформацію про оптимальне тягове навантаження в даних ґрунтово-кліматичних умовах.

Найбільш загальним поняттям при вивченні навантаженості трансмісії є поняття коливальної системи. Під системою розуміється сукупність деталей і вузлів машини, які доцільно виділити для вирішення будь-якої задачі [61].

У систему включається також її взаємодія з зовнішнім світом, що задається активними зовнішніми впливами (зовнішніми по відношенню до системи силами, крутними моментами) і в'язами, що обмежують рух системи.

Системи поділяються на детерміновані і стохастичні. В стохастичній системі відбуваються випадкові процеси або на неї ззовні впливає випадковий вплив. При відсутності випадкових процесів або випадкових впливів система буде детермінованою [62].

До детермінованих систем відносяться динамічні і спадкові, або історичні. Динамічні системи не враховують спадкових властивостей матеріалів, наприклад, пружну післядію, релаксацію напружень і т.п.

Їх поведінка повністю визначена, якщо відомий стан системи в будь-який момент часу, що задається значеннями координат і їх похідних для кожного елемента системи.

Подальша поведінка спадкової системи обумовлюється не тільки її станом в даний момент часу, але і тими процесами, які в ній відбувалися раніше, тобто тим, що вона успадкувала від цих процесів.

Системи можуть бути також розділені на лінійні і нелінійні [62]. Поведінка лінійних систем описується диференціальними рівняннями, лінійними відносно координат елементів системи і їх похідних.

Нелінійні системи описуються нелінійними рівняннями. Як з лінійних, так і з нелінійних систем можна виділити параметричні, в яких коефіцієнти при координатах і їх похідних залежать від часу.

Сили взаємодії між елементами механічних систем можна розділити на позиційні, дисипативні і інерційні. Позиційні сили, тобто зусилля стислих пружин, скручених валів і т.п., визначаються координатами системи.

До дисипативних сил [63] відносяться сили тертя між елементами системи і з зовнішнім середовищем (їх величина приймається пропорційною першим похідним координат). Вони характеризують розсіювання енергії в системі. Інерційні сили визначаються другими похідними координат. До них відносяться сили інерції поступально рухомих мас і моменти від сил інерції обертових мас.

Якщо в системі є дисипативні сили, то існує дисипація (розсіювання) енергії і така система називається неконсервативною. Системи, в яких дисипація енергії відсутня і запас енергії постійний, консервативні.

Системи мають в'язі [63], що обмежують рух окремих їх елементів і системи в цілому, які будуть голономними, якщо в рівняння в'язей входять координати елементів, але не входять час, похідні і диференціали координат. В іншому випадку в'язи неголономні.

Системи з голономними в'язями голономні і системи з неголономними в'язями неголономні [63].

Якщо в рівняння в'язей входять координати елементів системи і їх похідні (але не час в явному вигляді), то в'язи називаються склерономними, або стаціонарними. Системи зі склерономними в'язями склерономні, або стаціонарні. Якщо в рівняння в'язей входить час в явному вигляді, то в'язи називаються реономними, або нестаціонарними; системи з реономними в'язями – реономні, або нестаціонарні.

Система називається автономною, якщо накладені на неї в'язи є стаціонарними, вона не схильна до впливу змінних зовнішніх впливів і її параметри не залежать від часу. Диференціальні рівняння руху автономної

системи не містять явних функцій часу. В іншому випадку системи називаються неавтономними.

Існують утримуючі і неутримуючі в'язи [63]. Умови, що накладаються утримуючими в'язами на рух системи, виражаються рівностями; умови, що накладаються неутримуючими в'язами, виражаються нерівностями. Прикладом неутримуючих в'язей є упори, що обмежують переміщення мас системи.

Автономні системи можуть бути коливальними і неколивальними [62]. Коливальна система має хоча б одне положення стійкої рівноваги і, будучи виведеної з нього, може здійснювати біля цього стійкого положення коливання без додаткового зовнішнього впливу.

Неколивальні системи не мають положень стійкої рівноваги, і їх вільний (без зовнішнього впливу) рух не може бути коливальним.

Динамічні системи машинних агрегатів транспортних машин є складними нелінійними системами, які мало придатні для розрахунків. Перед проведенням розрахунків динамічні системи зазвичай спрощують, а їх елементи заміняють ідеалізованими елементами [64].

Такі спрощені розрахункові динамічні системи з ідеалізованими елементами називають динамічними схемами машинних агрегатів.

Найбільш поширеними видами динамічних коливальних процесів в машинному агрегаті транспортної колісної машини – автомобіля або трактора – є вимушені, власні, параметричні коливання і автоколивання.

Вимушені коливання викликаються зовнішніми періодичними силами. При збігу частоти зовнішньої періодичної сили з однією з власних частот машинного агрегату мають місце явища резонансу.

Резонансні коливання можуть істотно спотворювати робочі характеристики машини, будучи джерелом підвищених вібрацій і шумів, а також причиною підвищених динамічних навантажень на окремих деталях, що знижують їх довговічність, а іноді призводять до поломок. Прикладом можуть служити вимушені крутильні коливання в трансмісії автомобіля, що з'являються

в результаті періодичної зміни крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння [62].

При зміні режиму роботи, додавання або зняття зовнішніх сил в машинному агрегаті виникають перехідні процеси, наприклад, в трансмісії при різкому рушанні з місця, перемиканні передач, гальмуванні двигуном або центральним стоянковим гальмом.

Виникнення автоколивань обумовлено динамічною нестійкістю деяких робочих режимів. Прикладом можуть служити крутильні коливання в трансмісії при буксуванні ведучих коліс автомобіля або колісного трактора, викликані зменшенням коефіцієнта зчеплення при збільшенні швидкості ковзання шини по дорозі. Коливання можуть носити параметричний характер, якщо в процесі коливань періодично змінюється який-небудь параметр системи, як наприклад коливальний процес в трансмісії, викликаний нерівномірністю обертання веденого валу карданної передачі [61, 62].

Дослідження динаміки машинних агрегатів дозволяє підвищити надійність машини завдяки вибору оптимальних конструктивних параметрів і робочих характеристик вузлів і агрегатів трансмісії, двигуна і рушія. Завданням дослідження є визначення закономірностей, що характеризують поведінку досліджуваної системи в діапазоні робочих режимів.

При теоретичному дослідженні реальної системи виникає необхідність в якійсь мірі спрощувати і ідеалізувати властивості системи. Для побудови математичної моделі даної системи, проте, не слід точно враховувати всі без винятку властивості системи (це взагалі нездійсненно) [65].

Необхідно врахувати основні вирішальні чинники, що визначають ті саме риси поведінки системи, які нас в даний час цікавлять. Відповідь на питання про допустимість тієї чи іншої ідеалізації дає порівняння отриманих результатів з результатами експериментального дослідження.

Машинний агрегат автомобіля або трактора являє собою крутильну коливальну систему, що складається з розподілених по довжині і зосереджених мас, з'єднаних пружними валами, що має нескінченно велике число ступенів

свободи. Для проведення дослідження динаміки машинний агрегат необхідно замінити спрощеної динамічною системою (розрахункової схемою), в яку входять зосереджені маси і безінерційні пружні ланки. Розрахункова система може містити і розподілені по довжині маси, і пружності [66].

Істотне значення при складанні розрахункової схеми має кількість ступенів свободи. Очевидно, що розрахункову схему слід вибрати максимально простою, однак необхідно, щоб вона пояснювала основні якісні особливості даного процесу, а кількісні результати повинні достатньо добре збігатися з експериментальними даними.

Вимога простоти розрахункової схеми суперечить двом останнім вимогам. Від вдалого вирішення цих протиріч залежить точність результатів досліджень.

До зосереджених мас відносять зазвичай деталі, розмір яких уздовж вісі обертання не перевищує подвійного діаметра. Маси, розподілені по довжині, якщо вони малі в порівнянні з зосередженими і не розташовані поблизу від вузлів коливань, наближено враховують шляхом віднесення їх половин до зосереджених мас, розташованих по кінцях розглянутої ділянки. Вали зі значними розподіленими масами замінюються декількома зосередженими масами, з'єднаними безінерційними пружними ланками [61].

У місцях виявлення вузлів коливань розподілену уздовж вісі обертання масу подають як коливальні системи, що складається з безінерційної пружної ланки, до кінців якої приєднані зосереджені маси, момент інерції яких дорівнює одній шостій сумарного моменту інерції розподіленої маси. Ця система об'єднується з коливальними системами сусідніх деталей.

Моменти інерції і крутильні податливості окремих деталей знаходяться експериментальним або розрахунковим шляхом. Для розрахункового визначення моменту інерції деталей розбивається на елементарні ділянки з циліндричними, конічними або сферичними поверхнями. Моменти інерції кожної ділянки знаходяться окремо і потім сумуються; моменти інерції внутрішніх порожнин віднімаються з суми [61, 64].



Динамічна система машинного агрегату складається з великої кількості мас і пружностей: реактивних мас картерів агрегатів, пружно підвішених до рами, пружних ланок, відповідних підвісі цих агрегатів, зчеплень, відповідних муфті зчеплення, фрикційних, що відповідають зчепленню ведучих коліс з дорогою і т.п.

Така численність різних елементів часто затемнює загальну картину динамічних процесів, що відбуваються в системі, а часом унеможлиблює їх аналіз через складність обчислення.

Спрощення динамічної системи до розрахункової схеми полягає в зменшенні числа ступенів свободи шляхом скорочення кількості елементів – мас і пружних ланок. Частотний спектр спрощеної розрахункової схеми, природно, бідніше спектру вихідної системи. Ступінь спрощення залежить від мети і методів дослідження. Так, при вивченні високочастотних процесів розрахункова схема повинна містити більшу кількість елементів, ніж схема для вивчення низькочастотних процесів. Через труднощі при обчисленні схема для аналітичного дослідження повинна бути набагато простіше схеми, призначеної для дослідження за допомогою електронних обчислювальних машин.

Критерієм застосовності спрощеної схеми може бути відповідність частотного спектра розрахункової схеми цілям дослідження. При спрощенні системи в першу чергу виключаються більш високі власні частоти аж до певної лімітуючої частоти. Частоти розрахункової схеми, рівні або менші лімітуючої, повинні бути по можливості рівні частотам реальної системи [63, 64].

Спрощення системи досягають декількома шляхами: відкиданням реактивних контурів (відмовою від врахування впливу картерів агрегатів і їх пружної підвіски), іноді з частковою компенсацією шляхом коригування елементів, що залишилися в системі; складанням симетричних паралельних гілок (відмовою від розгляду кільцевих систем); зменшенням кількості мас ланцюгових ділянок системи.

Відкидання реактивних контурів вносить в розрахункову схему принципові спрощення, рівносильні жорсткому закріпленню картерів агрегатів до рами.

Для зменшення кількості елементів ланцюгових ділянок системи застосовуються різні методи: з'єднання дрібних мас з великими, енергетичний, заміну тримасових систем двомасовими, центромасова аналогія, парціальні частоти. Найбільшого поширення набули метод злиття дрібних мас з великими і метод парціальних частот. Вибір того чи іншого методу залежить від виду вихідної системи і від мети дослідження.

Коли вихідна система складається з декількох великих і великого числа дрібних мас, а досліджувати необхідно лише кілька нижчих власних частот її, цілком можна застосувати метод злиття дрібних мас з сусідніми великими масами. Моменти інерції об'єднаних мас підсумовують, і з'єднують об'єднані маси безінерційними пружними ланками, піддатливості яких також складаються.

Слід зупинитися і на особливості динамічних систем трансмісійних установок колісних машин.

Колісна транспортна машина складається з декількох ведучих вісей. Динамічні схеми машинного агрегату таких «многопривідних» машин мають вигляд замкнутої кільцевої схеми з відгалуженнями і кільцями і мають ряд специфічних особливостей, від яких залежить вибір методики їх розрахунку.

Якщо будь-якій точці крутильної системи, що знаходиться в спокої, надати крутильне переміщення, то система, природно, не повернеться в початкове положення. Крутильні коливальні системи не мають положення стійкої статичної рівноваги, навколо якого могли б відбуватися їх коливання [61].

Для таких систем можливий стан байдужої рівноваги, тому їх нижча власна частота коливань дорівнює нулю (рівномірне обертання). Такі системи називаються напіввизначеними. Ця особливість обмежує використання наближених енергетичних методів розрахунку коливальних систем, що застосовуються головним чином для визначення нижчої частоти.

Коливання мас крутильних коливальних систем зазвичай описуються кутовими переміщеннями від початкового положення. З огляду на зазначені особливості крутильних коливальних систем кутові переміщення мас неухильно зростають, оскільки коливання накладаються на рівномірне обертання. Це ускладнює дослідження динамічних крутильних систем.

Динамічні схеми многопривідних машин складаються з декількох зчеплень: муфти зчеплення, фрикційних, зчеплення ведучих коліс з дорогою. Кожне зчеплення може пробуксовувати. Рівняння руху мас динамічної схеми відображають стан зчеплень. Тому динамічна схема навіть при наявності всіх лінійних ланок є лінійною лише до зміни стану зчеплень, тобто структура схеми змінюється стрибком, пов'язаним з початком або закінченням буксування зчеплень. Зміна структури супроводжується появою або зникненням моментів і сил тертя в зчепленні, що діють на трансмісію.

Це може вести до розвитку коливальних процесів, що викликають великі експлуатаційні навантаження [67 – 69].

Деякі параметри динамічної схеми змінні. До них відносяться радіуси кочення ведучих коліс, передавальні числа коробок передач, сили опору повітря, сили опору коченню коліс, вертикальні навантаження на ведучі колеса, крутний момент двигуна і т.п.

Автори роботи [17, 19] вказують, що робота трактора з неусталеним навантаженням характеризується перехідними динамічними процесами в системі або коливаннями «у великому». Такі процеси можуть відбуватися внаслідок різкого або глибокого порушення балансу крутного моменту двигуна і моменту опору, тому вони є нестационарними.

При цьому, можна розглядати безліч реалізацій функціонування трактора при неусталеному навантаженні: вмикання/вимикання муфти зчеплення, різка зміна циклової подачі палива, вмикання валу відбору потужності при великому навантаженні на нього і т.п.

Так, під час руху трактор безперервно піддається впливам нерівностей поверхні кочення і змінам гакового навантаження, що викликає зміну його

швидкості руху і коливання остову в поздовжньому, поперечному і курсовому напрямках.

Два останні напрями не роблять істотного впливу на коливання навантаження в трансмісії [70 – 78], оскільки диференціал заднього мосту автоматично перерозподіляє його по ведучим піввісям, і сумарне навантаження змінюється мало.

Колівання остова в поздовжньому напрямку значно впливають на динамічну навантаженість трансмісії внаслідок взаємодії набагато більших моментів і відсутності будь-яких елементів, що згладжують коливання навантаження.

В роботі [77] в основу оцінки навантаженості деталей трансмісії покладені узагальнені дані по використанню тракторів і тензометричні дослідження навантажень в деталях трансмісії при типових режимах роботи.

Для виявлення максимальних навантажень, що виникають в трансмісії, навантаження на гаку підвищувалося аж до зупинки двигуна або підвищеного буксування трактора. Для визначення пікових навантажень проводилося різке переключення передач, різке включення муфти зчеплення, повороти трактора з причепом та начіпним плугом, що знаходиться в транспортному положенні.

При проведенні досліджень встановлено, що зі збільшенням швидкості руху трактора (при постійній силі тяги на гаку) крутний момент на валах бортових передач практично не змінюється.

Крутний момент на карданному валу і валах коробки передач збільшується при переході від нижчих передач до вищих відповідно до зміни передавального числа за рахунок більш повного використання потужності двигуна при збільшенні робочої швидкості трактора.

Окрім того, роботами [79, 80] встановлено, що, під час отримання тракторів ХТЗ-150К на капітальний ремонт, зношеність та динамічні руйнування елементів бортових редукторів та головної передачі практично відсутні, що говорить про необхідність дослідження динамічних навантажень саме в коробці зміни передач та карданних валах.

Враховуючи роботи [81 – 83], в яких доведено вплив функціонування карданного шарніру під навантаженням на формування динамічної навантаженості валів коробки передач, можна говорити про суттєвий вплив нерівномірності гакового навантаження (через ведучі вісі), збільшений динамікою функціонування карданної передачі, саме на елементи коробки передач.

В роботі [78] проведені польові випробування колісного трактора МТЗ-5М на різних режимах роботи при виконанні різних технологічних операцій. При цьому, велика частина деталей трансмісії обладнувалася тензодатчиками для визначення зусиль, що виникають в них в процесі виконання технологічного процесу. Особливий інтерес представляють результати, отримані для транспортної операції.

При роботі на транспорті моменти на піввісях вийшли менше розрахункових. Так, при транспортуванні причепа по бетонній дорозі момент на піввісях становить на ІХ передачі 0,46, а на Х – 0,66 від розрахункового за моментом двигуна.

При транспортуванні причепа по зораному полю на VI передачі – 0,59 від моменту за зчіпною вагою і при роботі на VIII і IX передачах – 0,65 і 0,82 відповідно від розрахункового моменту за двигуном; при роботі на стерні на ІХ передачі – 0,76 від розрахункового моменту за двигуном. Двигун перевантажується тільки при транспортуванні причепа на Х передачі на стерні.

Заміри при транспортуванні візку на бетонній дорозі показали, що зусилля як на валу, так і на гаку, невеликі за обсягом та змінюються незначно, а при транспортуванні візку по зораному полю величини зусилля на гаку і моменту на піввісі змінюються різко.

Встановлено, що при транспортних роботах зусилля в зубах шестерень і на піввісях значно менше зусиль, що виникають при роботі на оранці. Це справедливо тільки при нормальних умовах роботи при транспортуванні. Проведене дослідження показує, що, якщо при нормальних транспортних умовах великих зусиль в деталях трансмісій не виникає, то при неправильній

транспортній роботі, особливо на підвищених швидкостях, виникають великі перевантаження деталей, які можуть призводити до їх поломки в експлуатації.

Крім стохастичности гакового навантаження, особливий інтерес представляє вплив перехідних процесів (розгону і гальмування агрегату) на динамічну навантаженість трансмісійної установки.

Рушання і розгін аналізується в працях з теорії трактора Є.Д. Львова [84], М.І. Медведєва [85], Д.А. Чудакова [86] і в роботі В.А. Болтинського [19]. У всіх цих роботах МТА при розгоні розглядається як двомасова система, що є відомим спрощенням.

Як багатомасова динамічна система МТА розглядається Д.Н. Громовим [87], який при дослідженні навантажень в трансмісії, при рушанні з місця, визначав буксування рушіїв як змінну величину. Найбільш же повно дані припущення враховані в теоретичних і експериментальних дослідженнях М.М. Шлуфмана [88].

Однак, не дивлячись на значні аналітичні та експериментальні дослідження в області формування динамічної навантаженості трансмісії, по сьогоднішній день практично не існує робіт, які враховують формування дотичної сили тяги колеса і впливу даного процесу на динаміку елементів трансмісійної установки.

В даному напрямку особливий інтерес заслуговує робота С.В. Носова, М.М. Азовцева і О.В. Акулича [89], в якій зазначається, що навантаження, які визначаються взаємодією рушія з опорною поверхнею, вельми істотні, тому при дослідженні навантаженості трансмісій мобільних енергетичних засобів необхідно їх розглядати спільно з опорною поверхнею як компоненти єдиної системи.

Особливого значення набуває вивчення коливальних процесів колеса – одного з основних пружних елементів динамічної системи, еквівалентного МТА, що представляє собою початкову ланку силової передачі і ходової частини одночасно. Через колесо діє і формується збурення з боку опорної поверхні в залежності від її щільності, вологості, товщини деформованого шару і т.п.

В роботі прийнято, що сила опору руху має випадковий характер, і, для спрощення моделювання та подальших розрахунків, змінюється за гармонійним законом.

Тоді динамічна складова моменту опору на колесі, що виникає від дії цієї сили, також буде змінюватися за гармонійним законом. При цьому, оскільки вплив динамічної складової моменту з боку двигуна на колесо значно менше, ніж моменту опору руху, то в динамічній моделі він не враховується.

Однак, в роботі прийнято припущення, що поздовжні, вертикальні і поперечні коливання МТА не впливають на крутильні коливання в трансмісії, що суперечить результатам, про які говорилося раніше. Крім того, в роботі не враховані дисипативні втрати енергії в трансмісії і на деформацію колеса. Тому говорити про повноту даної моделі не доводиться.

Особливу складність при розрахунку навантаженості трансмісійної установки являє правильна побудова еквівалентної схеми і приведення моментів інерції деталей до відповідних елементів.

Так, в роботах [90, 91] вказується, що для вирішення деяких експлуатаційних питань, пов'язаних з динамікою транспортно-технологічного агрегату, для розрахунку реальних навантажень, що діють на деталі трансмісії і двигун в процесі експлуатації і в ряді інших випадків, необхідно мати дані про величину приведенного до колінчастого валу двигуна моменту інерції агрегату –  $\Theta_{\alpha}$ , який, в загальному вигляді, визначається залежністю:

$$\Theta_{\alpha} = \Theta_{\text{дв}} + \Theta_{\text{пер}} + \Theta_m + \Theta_M, \quad (1.11)$$

де  $\Theta_{\text{дв}}$  – приведений момент інерції рухомих деталей двигуна;

$\Theta_{\text{пер}}$  – приведений до колінчастого валу двигуна момент інерції обертових деталей трансмісії трактора;

$\Theta_m$  – приведений до колінчастого валу двигуна момент інерції поступально-рухомих мас трактора;

$\Theta_m$  – наведений до колінчастого валу двигуна момент інерції причіпної або начіпної машини.

Найбільші труднощі при визначенні складових  $\Theta_\alpha$  пов'язані з визначенням  $\Theta_{nep}$ . Визначення моменту інерції кожної деталі трансмісії методом біфілярного підвісу з подальшим приведенням до колінчастого валу двигуна пов'язане зі значними витратами сил і засобів.

Визначення ж моменту інерції розрахунковим шляхом з використанням креслень і ваги деталей також є операцією трудомісткою і до того ж може призвести до значної помилки.

Тому в роботі  $\Theta_{nep}$  пропонується визначати методом вибігу. Для цього трактор обладнується вимірювальною апаратурою, що дозволяє фіксувати число обертів валу муфти зчеплення, час, а також крутний момент двигуна.

Отримання вихідних даних, необхідних для визначення  $\Theta_{nep}$ , зводиться до визначення моменту двигуна  $M_{\delta\epsilon}$ , необхідного для приводу трансмісії при піднятих задніх колесах на різних швидкісних режимах, і до фіксації числа обертів валу муфти зчеплення з моменту виключення муфти до її зупинки (також при піднятих задніх колесах).

За отриманими даними будується крива вибігу, за якою, використовуючи значення  $M_{\delta\epsilon}$ , визначається  $\Theta_{nep}$ . Значення  $\Theta_{nep}$  знаходиться з наступного виразу, справедливого для будь-якого моменту зупинки обертових деталей трансмісії:

$$\Theta_{nep} \frac{d\omega}{dt} = M_m, \quad (1.12)$$

де  $M_m$  – крутний момент на колінчастому валу двигуна, необхідний для приводу трансмісії при кутовій швидкості валу муфти зчеплення  $\omega$ .

Як зазначено в роботі В.П. Заблоцького і Є.П. Рапоти [92], даний метод визначення приведенного моменту інерції трансмісії трактора вимагає застосування спеціальних датчиків, складних струмознімальних пристроїв, які



без належної переробки не можуть бути використані для експерименту на тракторах різних марок.

Крім того, цей метод передбачає застосування при розрахунку графічних побудов, що призводить до значних похибок.

Тому, у своїй роботі вони пропонують експериментальне визначення приведенного моменту інерції трансмісії трактора іншим методом, який не вимагає застосування спеціального устаткування і графічних методів розв'язування задачі, який заснований на теоремі про зміну кінетичної енергії для інтервалу вибігу трансмісії трактора, встановленого так, що його задні колеса не торкаються землі:

$$\frac{J_{np}\omega_1^2}{2} - \frac{J_{np}\omega_2^2}{2} - M\varphi_1 = 0, \quad (1.13)$$

де  $J_{np}$  – шуканий приведений до первинного валу коробки передач момент інерції трансмісії трактора;

$\omega_1$  – кутова швидкість первинного валу в момент початку розглянутого інтервалу вибігу;

$\omega_2$  – те ж саме в кінці інтервалу вибігу;

$M$  – приведений до того ж валу момент тертя трансмісії;

$\varphi_1$  – кут повороту первинного валу коробки передач за вказаний інтервал вибігу.

Якщо  $\omega_2 \geq 0,6 \dots 0,7\omega_1$  то на цьому інтервалі вибігу момент  $M$  можна вважати з достатнім ступенем точності постійною величиною, і вибіг, отже, приймати рівносповільненим.

Час  $t_1$  і  $t_2$  інтервалу вибігу при першому і другому дослідженнях від  $\omega_1$  до  $\omega_2$  вимірюється за допомогою секундоміра.

Моменти часу, коли кутова швидкість первинного валу коробки передач починає відповідно дорівнювати  $\omega_1$  або  $\omega_2$ , фіксуються за допомогою

стробоскопа. При цьому неонову лампою висвітлюється шестерня первинного валу.

Частота спалахів неонові лампи стробоскопа встановлюється на початку такою, що відповідає обраній кутовій швидкості  $\omega_1$ . Після розгону трансмісії двигуном вимикається зчеплення, і трансмісія починає вибіг.

У момент збігу кутової швидкості зазначеної шестерні з частотою спалахів неонові лампи спостерігається стробоскопічний ефект «зупинки» шестерні. У цей момент вмикається секундомір.

Потім стробоскоп перелаштовується на частоту спалахів, що відповідає кутовій швидкості  $\omega_2$ . В момент «зупинки» шестерні при цьому значенні кутової швидкості секундомір вимикається.

Окрім того, для розрахунку динамічної навантаженості трансмісії колісних мобільних машин зазвичай необхідно визначити її демпфування і жорсткість. Один з ефективних методів відшукування цих характеристик – стендові дослідження. Але проблема їх проведення полягає в тому, що в більшості випадків точність одержуваних результатів невисока.

В роботі [93] пропонується спосіб, заснований на прикладанні до встановленої на опорній поверхні мобільної машини з заблокованим маховиком двигуна тягового зусилля в напрямку горизонтальної вісі, миттєвого скидання цього зусилля до моменту настання юзу коліс і запису осцилограми вільних поздовжніх коливань маси машини.

При цьому, підвищення точності оцінки демпфування і жорсткості трансмісії досягається за рахунок виключення впливу жорсткості і демпфування шин під час проведення експерименту.

Схема стенду для реалізації даного способу представлена на рис. 1.2.

Для визначення демпфування трансмісії в встановлених на основі 1 нерухомих опорах 2 жорстко закріплюють опорні колеса 3, подібні колесам досліджуваної машини 4.

На них встановлюють платформу 5, яка з'єднана тяговою лебідкою за допомогою тягового канату 6 з електромагнітним фіксатором 7 для фіксації і скидання тягового зусилля з канату.

Машину ставлять на платформу і з'єднують з тяговою лебідкою за допомогою тягового канату 8 з електромагнітним фіксатором 9. Вільні коливання маси машини реєструє датчик 10 поздовжніх переміщень.

Для вимірювання вільних поздовжніх коливань маси машини тільки на валах трансмісії вмикають досліджувану передачу в коробці зміни передач, блокують підвіску ведучих мостів і маховик двигуна за допомогою кронштейнів, що кріпляться на рамі машини.

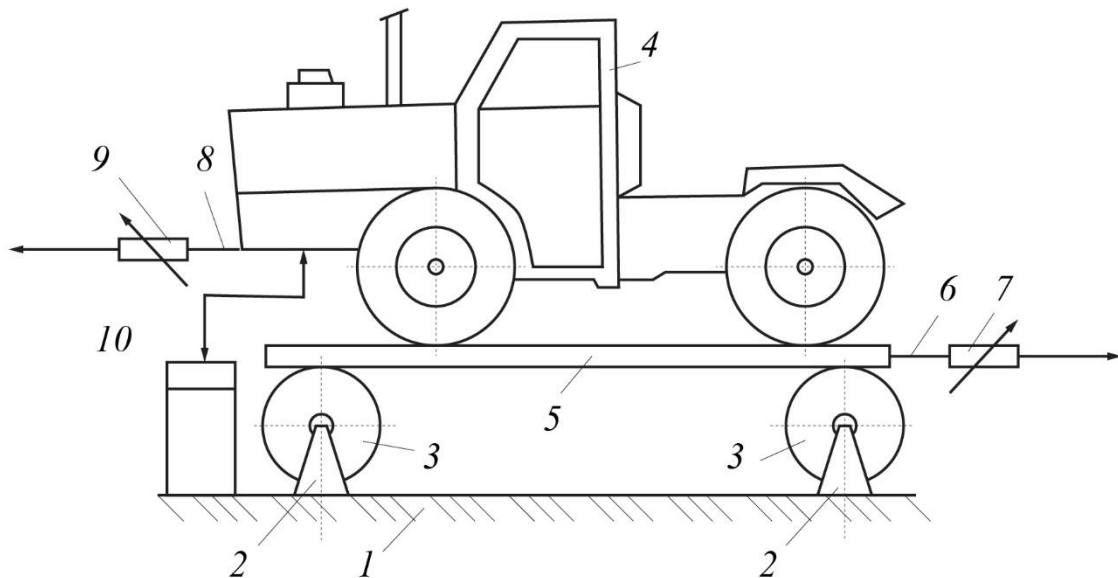


Рисунок 1.2 – Стенд для визначення демпфування і жорсткості трансмісії колісної машини

Платформа має рівні верхню і нижню поверхні з мінімальним коефіцієнтом опору коченню. Спочатку підтягують платформу до моменту початку юзу опорних коліс і фіксують електромагнітним фіксатором, а потім досліджувану машину в протилежному напрямку до моменту початку юзу її коліс і фіксують електромагнітним фіксатором. Підтягування платформи і машини необхідно для того, щоб досягти досить вираженої картини вільних поздовжніх коливань на валах трансмісії.

Щоб виключити вплив реактивної піддатливості ресор на точність визначення демпфування трансмісії, підвіску ведучих мостів блокують.

Вільні поздовжні коливання маси машини і платформи виникають після миттєвого скидання тягових зусиль з канатів за допомогою електромагнітних фіксаторів. Вони відбуваються на шинах і валах одночасно, а вільні коливання платформи – тільки на шинах.

Ці коливання збігаються по фазі, оскільки миттєві скидання тягових зусиль з канатів фіксаторами відбуваються одночасно, але напрямки вільних коливань машини і платформи взаємно протилежні. Осцилограма вільних коливань маси машини відносно основи, записана за допомогою датчика 10, показує вільні коливання тільки на валах трансмісії без накладення коливань елементів підвіски і коліс з шинами, оскільки коливання на шинах коліс досліджуваної машини і на шинах опорних коліс взаємно гасять один одні.

Необхідно відзначити, що випробування проводяться при постійному значенні навантаження, що також дозволяє вивчати динамічні характеристик трансмісії тільки при постійному значенні моменту опору на колесі.

Однак, в ході аналогічних експериментальних досліджень встановлено, що для більшості колісних тракторів характерним є те, що приведена до первинного валу сумарна жорсткість валів трансмісії, завжди менше приведеної сумарної тангенціальної жорсткості шин ведучих коліс, тому максимальний коефіцієнт динамічності на валах трансмісії завжди менше, ніж на шинах ведучих коліс.

Крім того, для валів трансмісії  $k_1 < 2$ , а для шин ведучих коліс –  $k_2 > 2$ . Якщо ж розглядати спрощену одноланкову коливальну систему, що має один пружний зв'язок, який включає в себе наведені значення жорсткостей валів трансмісії і шин ведучих коліс, то для такої коливальної системи, максимальний коефіцієнт динамічності  $k_{\max}$  дорівнює двом. Таким чином, теоретично можлива величина  $k_{\max}$  на валах трансмісії дволанкової системи менше, а для шин ведучих коліс більше, ніж в одноланковій коливальній системі [47].

Зі сказаного випливає, що зменшити величину  $k_1$  на валах трансмісії можна двома шляхами: або зменшити приведену до первинного валу коробки передач сумарну жорсткість валів трансмісії, або збільшити сумарну жорсткість шин ведучих коліс.

Перше може бути здійснено зниженням жорсткостей окремих валів  $i$ , крім того, збільшенням передавального числа трансмісії; друге – застосуванням шин з підвищеною тангенціальною жорсткістю.

Оскільки жорсткість піввісей приводиться до первинного валу коробки передач через передавальне число всієї трансмісії, а жорсткість карданного валу – через передавальне число коробки передач, то приведена жорсткість піввісей має найменше значення і має найбільший вплив на величину еквівалентної приведеної жорсткості всієї трансмісії. Тому жорсткість піввісей потрібно зменшити на величину, меншу, ніж величина зменшення жорсткості карданного валу.

Практично зменшення приведеної жорсткості валів трансмісії може бути досягнуто або за рахунок застосування пружних муфт на карданних валах і ведучих піввісях, або за рахунок зміни розмірів валів [94].

Дослідження [95, 96] показали, що зниженням жорсткості валів трансмісії вдається зменшити максимальний динамічний крутний момент приблизно на 20%. Зменшення цього моменту більш ніж на 20% за рахунок зменшення жорсткості трансмісії при різкому включенні зчеплення призводить до виникнення автоколивань в трансмісії при включенні зчеплення під час звичайного режиму рушання.

С.Т. Павленко і О.І. Поливаєв [97] вказали, що встановлені на трактор пружно-деформують елементи знижують крутильні коливання двигуна, динамічні навантаження в трансмісії, зменшують буксування муфти зчеплення і рушіїв, а також знижують розмахи коливань на валу муфти зчеплення і колесах трактора при розгоні і сталому русі, що позитивно позначається на довговічності деталей трансмісійної установки і трактора в цілому.

У роботах З.А. Годжаєва [94, 98] пропонується використовувати принципово нову конструкцію піввісі, що складається з торсіонного валу і одягненої на нього труби. Кінематичний зв'язок між валом і трубою здійснений через евольвентні шліци на зовнішній поверхні валу і внутрішній поверхні труби з обох кінців деталей.

В шліцьовому з'єднанні торсіону і труби з боку колісного редуктора між зубами торсіону і труби є вікна для вільної закрутки торсіону до певного (порогового) значення крутного моменту, що визначається жорсткістю торсіону і розмірами вікон. Значення цих параметрів обрані з урахуванням міцності торсіону і їх впливу на динамічні характеристики системи.

Найбільшу ефективність від застосування такої піввісі, за результатами розрахунків, слід очікувати при перехідних процесах, коли крутний момент досягає максимальних значень і відбувається істотне накопичення втомних пошкоджень в деталях трансмісії.

### 1.5 Аналіз втомної довговічності елементів трансмісійної установки трактора

Протягом багатьох років в сільськогосподарському машинобудуванні при проектуванні тракторних систем основна роль відводилася розрахунку статичної міцності. Основні роботи Д.А. Чудакова [86], Г.Н. Сінеокова [99], А.Б. Лур'є [100], В.Я. Аніловича, О.С. Гринченко [79], і ін. дозволяють на підставі статичного розрахунку визначити допустимі статичні навантаження, оцінити запас міцності, вибрати кінематичні параметри трансмісійної установки.

Незважаючи на підвищення точності статистичних розрахунків і збільшення запасу міцності, в експлуатації відбуваються відмови деталей трансмісії сільськогосподарських тракторів, викликані втомними пошкодженнями. Тому в даний час, поряд з розрахунками статичної міцності, великого значення набувають статистичні методи дослідження втомної

довговічності деталей трансмісійної установки, що дозволяють зберегти або підвищити їх ресурс.

Вивченню широкого кола питань, пов'язаних з втомною міцністю деталей машин, присвячені фундаментальні роботи академіка С.З. Серенсена і його школи, В.В. Болотіна, Д.Н. Решетова, В.П. Когаєва, Р.В. Кугеля, І.А. Одінга, Б.А. Мейснера, З.С. Дмитриченко і багатьох інших дослідників. Велике число досліджень втомної міцності виконано за кордоном В. Вейбулом, А. Фрейденталем, Є. Гасснером, Дж. Шийва, Т. Нишихарой та іншими [26, 101 – 106].

В останнє десятиліття, у зв'язку з підвищеним інтересом до надійності і довговічності тракторів, а також з роботами по підвищенню їх енергонасиченості і робочих швидкостей, стала приділятися увага дослідженням міцності їх структурних елементів.

Так, великий досвід з досліджень втомної міцності і довговічності несучих систем енергонасичених тракторів накопичений в НАПІ, де проведено ряд науково-дослідних робіт під керівництвом С.С. Дмитриченко [26, 81].

Аналіз робіт в даній області показує, що виконані дослідження втомної міцності натурних конструкцій присвячені несучим системам тракторів, автомобілів, рам залізничного рухомого складу, робочого обладнання екскаваторів. Дослідження ж втомної міцності деталей трансмісійної установки сільськогосподарських тракторів практично відсутні.

Крім того, через різницю підходу до проблеми досліджень втомної довговічності, відмінності в методиці проведення експериментів, застосування різноманітної апаратури і способів обробки даних, результати різних досліджень, як правило, важко порівняти між собою, а іноді вони навіть суперечливі.

Значний методичний інтерес представляє статистичний аналіз навантаженості елементів колісних тракторів, застосований в роботах Є.Я. Філатова, В. Г. Нейченко, В. М. Старікова, М. Н. Седякіна [107, 108].

В роботі Є.Я. Філатова розроблена методика оцінки експлуатаційної довговічності систем трактора на підставі вимірювання навантаженості деталей при різних умовах експлуатації машин. Досліджено вплив різних методів схематизації процесів навантаження на накопичення втомних пошкоджень.

В.Г. Нейченко обґрунтував методику обробки записів змінного напруження при плоскому напруженому стані (за допомогою знаходження кореляційної залежності між показниками одного з тензодатчиків з величиною найбільшого головного напруження).

В дослідженнях В.М. Старікова і М. Н. Седякіна широко представлені розробки з уточнення методики статистичної обробки результатів вимірювання напруженості систем тракторів, визначена область застосування різних методів схематизації процесів навантаження. Оцінені найбільш поширені методи схематизації, при яких оцінка довговічності виходить найбільш відповідною експериментальним даним.

Таким чином, даними дослідниками розроблені вимоги до сукупності правил, які повністю характеризують методи схематизації, що дозволяє виключити таку поширену раніше невизначеність в описі результатів досліджень втомної міцності при випадковому навантаженні.

В роботі [108] показано правомірність ряду спрощень і методичних прийомів (розміщення тензодатчиків в найбільш напружених місцях деталей з зонами високої концентрації напружень; початок тензометричних дослідів з режимів, які характеризуються високою навантаженістю і ін.), що дозволяють значно скоротити обсяг робіт при досить повній інформації про навантаженість деталей несучих систем тракторів при їх експериментальних дослідженнях в реальних умовах експлуатації.

Для оцінки довговічності конструкції необхідно мати характеристики втомної міцності і навантаження. Оскільки в якості характеристик втомної міцності використовується межа витривалості, певна при сталому режимі навантаження (амплітуда циклу постійна), для порівняння характеристик міцності і навантаження експлуатаційний режим приводиться до еквівалентного



по ушкоджуючому впливу сталому режиму тим чи іншим методом схематизації. Отриманий при розрахунку результат тим точніше, чим повніше враховуються фактори реального процесу навантаження.

В даний час на практиці використовується велика кількість методів схематизації процесів, що призводять до різниці оцінок довговічності в десятки і сотні разів.

Методи схематизації випадкового процесу поділяють на одновимірні (однопараметричні) і двовимірні (двопараметричні). Одновимірні методи схематизації зводяться до знаходження функції розподілу однієї випадкової величини – амплітуди змінного напруження  $\sigma_a$ .

Середнє напруження  $\sigma_m$  при цьому вважається незмінним в часі і детермінованим. Двовимірні методи схематизації зводяться до знаходження функції розподілу двох випадкових величин – амплітуди  $\sigma_a$  і середнього напруження циклу  $\sigma_m$ .

Для знаходження функції розподілу амплітуд  $\sigma_a$  при тому чи іншому методі схематизації процесу застосовують два способи:

- 1) безпосередній підрахунок числа амплітуд різних рівнів, що виділяються тим чи іншим методом з процесу;
- 2) використання математичного апарату теорії випадкових функцій.

В даний час більш широке застосування отримали методи першої групи, оскільки дозволяють отримати результати експериментів в цифровій формі, зручній для подальших розрахунків і аналізу [102, 103].

Методи другої групи, що засновані на застосуванні в основному теорії С. Райса [102], більш складні, при їх використанні виникають математичні труднощі. Крім того, в загальному випадку застосування методів теорії випадкових функцій призводить до процесу, який менш шкідливий, ніж реальний процес, внаслідок чого розрахункові оцінки довговічності конструкцій виявляються завищеними [104].

Однак, в останні роки на основі ряду удосконалень і застосування комп'ютерної обробки записів інформації для розрахунку статистичних характеристик процесів методи теорії випадкових функцій знаходять застосування при дослідженнях експлуатаційної навантаженості та втомної довговічності деталей машин.

В роботі П.П. Упірова [81] відзначається, що при розрахунку довговічності трансмісії трактора безпосередня схематизація процесів (за максимумами) і методи теорії випадкових функцій дають зіставні оцінки характеристик випадкових процесів навантаження, що дозволяє (з помилкою в запас міцності) застосувати теорію випадкових функцій до оцінки навантаженості та довговічності елементів машин на стадії їх проектування, коли відсутній дослідний екземпляр.

В роботі [82] на основі ряду припущень знайдено наближений розподіл амплітуд напружень методами теорії випадкових функцій при схематизації процесу за методом повних циклів.

В сучасній дослідницькій практиці застосовуються кілька десятків методів схематизації процесів навантаження [82, 83]. Найбільш відомі методи схематизації ґрунтуються на використанні екстремумів (методи максимумів, екстремумів і ін.), розмахів (методи розмахів, укрупнених розмахів, повних циклів і ін.) і числа перетинів заданого рівня.

Для статистичної обробки результатів вимірювань експлуатаційної навантаженості, представлених у вигляді варіаційних рядів тих чи інших випадкових величин (миттєвих значень, амплітуд напружень і т.д.), отриманих шляхом схематизації осцилограм випадкових процесів одним з перерахованих методів, застосовують методи математичної статистики [82].

Для вузькосмугових випадкових процесів, у яких кількість перетинів нульової лінії приблизно дорівнює числу екстремумів, всі зазначені методи схематизації дають практично однаковий результат, внаслідок чого вибір методу схематизації визначається лише міркуваннями зручності обробки [82]. Для

широкосмугових процесів найбільш виправданим в даний час вважається метод повних циклів [80 – 82].

Оскільки навантаження в умовах експлуатації носять випадковий характер, а характеристики опору втомі є випадковими величинами, то трактування умов міцності і довговічності повинно ґрунтуватися на імовірнісних уявленнях.

Особливістю відомих імовірнісних методів розрахунку деталей машин на втому при багатоцикловому навантаженні є те, що розрахунок закінчують визначенням функції розподілу ресурсу деталі, що виражає зв'язок між ресурсом і ймовірністю руйнування [80, 81]. Ця функція є характеристикою надійності і довговічності металоконструкцій і необхідна при вирішенні задач по визначенню середнього і гарантійного ( $\gamma$ -процентного) ресурсу. Дані методи широко використовуються в автомобільному, тракторному, сільськогосподарському, транспортному машинобудуванні і в інших галузях.

Найбільш простою методикою визначення довговічності при варійованих навантаженнях є, як відомо, гіпотеза лінійного підсумовування пошкоджень, заснована на обчисленні суми відносних довговічностей за формулою:

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = a, \quad (1.14)$$

де  $a$  – розрахункова сума відносних довговічностей.

В гіпотезі Пальмгрена передбачалося  $a = 1$ . В численних роботах [17, 79, 80], присвячених вивченню закономірностей накопичення пошкоджень при нестационарних навантаженнях, було показано, що  $a$  відхиляється від одиниці і залежить від параметрів навантажувального спектру, межі витривалості металу і нижньої межі пошкоджуючих напружень.

Однак деякі дослідники [81] відзначають, що для прогнозу середньої довговічності елементів конструкції тракторів, навантаженість яких характеризується значним числом амплітуд напружень, що перевищують межі витривалості, прийнятна методика, яка враховує, що накопичення втомних

пошкоджень відбувається лінійно, причому сума відносних довговічностей може бути прийнята рівною одиниці.

Якщо  $f(\sigma)$  – щільність розподілу амплітуд;  $N_1$  – середнє число циклів навантаження в одиницю часу;  $D$  – середнє пошкодження, що викликається одним циклом, то накопичене за час  $t$  пошкодження [79] може бути визначено з залежності виду:

$$D_t = tN_1D = tN_1 \int_0^{\infty} \frac{f(\sigma)d\sigma}{N(\sigma)}, \quad (1.15)$$

де  $N(\sigma)$  – число циклів до руйнування, яке відповідає напруженню  $\sigma$  за кривою втоми.

В практичних розрахунках для визначення середнього часу роботи до втомного руйнування використовується формула Майнера-Решетова [79, 80]:

$$T = \frac{\sigma_{-1}^m N_0}{N_1 \int_{\beta\sigma_{-1}}^{\sigma_{\max}} \sigma_i^m f(\sigma)d\sigma}, \quad (1.16)$$

де  $\sigma_{-1}$  – межа втоми матеріалу деталі;

$N_0$  – базове число циклів;

$m$  – показник ступеня кривої втоми;

$\sigma_{\max}$  – максимальне значення експлуатаційних напружень;

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує нижню межу пошкоджуючих напружень (зазвичай  $\beta = 0,5 \dots 0,6$  [79, 80]).

Застосування цієї формули або аналогічних їй для розрахунку валів і вісей розглядається в роботах С.В. Серенсена, В.П. Когаєва, О.Ф. Трофимова та ін. [101, 102], в будівельній механіці в роботах В.В. Болотіна, В.В. Єкімова [109], для розрахунку рам і несучих систем тракторів, автомобілів, самохідних шасі і інших машин – в роботах С.С. Дмитриченко та ін. [108].

Дж. Майслом і В.В. Болотіним [109] запропоновано вираз граничної довговічності з використанням методів теорії випадкових функцій для вузькосмугових процесів:

$$T = \frac{T_c \sigma_{-1}^m N_0}{(\sqrt{D_\sigma})^m p(\alpha_0^2, m+2) \psi(m+2)}, \quad (1.17)$$

де  $D_\sigma$  – дисперсія процесів навантаження;

$T_c$  – середній («ефективний») період процесу;

$p = 1 - F(\alpha_0^2, m+2)$ , а  $F(\alpha_0^2, m+2)$  – функція розподілу Пірсона.

Знаменник виразу отриманий поданням інтеграла формули Майнера-Решетова у вигляді гамма-функції і  $\chi^2$ -розподілу в припущенні, що щільність ймовірності розподілу амплітуд процесу навантаження описується нормальним законом, середнє значення циклу навантаження дорівнює нулю, нижня межа інтегрування, тобто мінімальне значення амплітуди ушкодження в одиницях основного відхилення, дорівнює  $\alpha_0$ , а верхня межа інтегрування – нескінченність, причому:

$$\alpha_0 = \left( \frac{\beta \sigma_{-1}}{\delta_x} \right)^2. \quad (1.18)$$

Для обчислення довговічності за наведеною формулою необхідно мати кількісну характеристику процесу – середньквдратичне відхиленням розподілу миттєвих ординат випадкового процесу  $\delta_x$ , яке дорівнює кореню квадратному з дисперсії процесів (або значенням кореляційної функції в точці  $r = 0$ ):

$$\delta_x = R_x(r = 0) = R_x(0). \quad (1.19)$$

Враховуючи вищевикладене, можна казати, що для проведення оцінки рівня довговічності елементів трансмісії трактора та її складальних одиниць, які втрачають працездатність в результаті втомних руйнувань, або розрахунків та прогнозування витривалості на етапі проектування, необхідно мати узагальнену методику, яка не тільки дозволяє переходити від розрахунку циклічного

навантаження до статистичної оцінки ресурсу, але і враховує динаміку формування дотичної сили тяги на колесі для визначення напруженості.

Розвиток прикладних комп'ютерних програм дозволяє, останнім часом, значно спростити розрахунки на втому, застосовуючи для обчислень метод скінченних елементів (МСЕ).

В МСЕ реалізується ідея дослідження поведінки тіла на основі поведінки окремих його частин – скінченних елементів. З цим пов'язані наочність і фізичність методу, простота врахування неоднорідності матеріалу, граничних умов і змінності геометричної форми тіла, що зумовило широке поширення методу.

До теперішнього часу вийшло досить велике число монографій провідних зарубіжних вчених: О.С. Зенкевича, Р. Галлагера, І. Аргіріса, К. Бате і Е. Вілсона, М. Васідзе, Д. Мітчела і К. Уейта, Дж. Одена, Д. Норрі і Ж. де Фріза, Ж. Сабоннад'єра і Ж. Кулона, Л. Сегерлінда, Г. Стренга і Дж. Фікса, Ф. С'ярлетта і ін [110].

В даний час, кажучи про МСЕ в механіці, як правило, мають на увазі класичний варіант МСЕ – метод переміщень. Більшість публікацій присвячено саме йому. Однак метод переміщень володіє декількома недоліками: невисокою точністю визначення напружень, складністю розрахунку тривимірних тіл.

Досягнутий в даний час прогрес в розробці неklasичних варіаційних постановок крайових задач механіки [110] стимулював появу варіантів МСЕ, які називаються методами гібридних скінченних елементів. Ці методи дозволяють підвищити точність обчислення напружень та мають значні переваги в порівнянні з методом переміщень для задач розрахунку пластин і оболонок.

Існуючі скінченноелементні програмні комплекси дозволяють використовувати два варіанти МСЕ. Один з них – структурний метод скінченних елементів заснований на поєднанні ідей методу скінченних елементів і структурного методу (методу  $R$ -функцій Рвачева) [110]. Він дозволяє точно задовольнити граничним умовам крайової задачі незалежно від числа і форми

скінченних елементів і отримати більш економічні розрахункові схеми для задач з швидкоплинними граничними умовами.

В іншому методі – методі рівноважних граничних елементів [110] – реалізується інший принцип – точно задовольняються диференціальні рівняння рівноваги і наближено – граничні умови. На відміну від відомого методу граничних елементів [110] він може бути побудований на основі класичних варіаційних принципів механіки і призводить до симетричних систем лінійних рівнянь.

Метод рівноважних граничних елементів, з одного боку, можна вважати окремим випадком МСЕ з вибором базисних функцій, які точно задовольняють диференціальним рівнянням рівноваги, а з іншого – методу граничних елементів з вибором фундаментальних рішень з класу рівноважних поліномів.

## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 1

1. Розвиток сільськогосподарського виробництва та підвищення його ефективності тісно пов'язані з постійним удосконаленням системи транспортного обслуговування аграрного сектору, яка об'єднує технології виконання перевезень, технічні засоби, організацію транспортних та транспортно-технологічних процесів та являє собою важливу складову частину системи ведення сільського господарства. Інтенсифікація виробництва продукції рослинництва призвела до формування великомасових транспортно-технологічних агрегатів на базі колісних енергонасичених тракторів, в результаті чого річна зайнятість останніх збільшилась майже в половину.

На основі аналізу наукових робіт та публікацій визначена та обґрунтована проблема оцінки навантаженості елементів трансмісії трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси.

2. Проблема функціонування трактора в умовах змінного гакового навантаження в результаті зміни маси транспортно-технологічного агрегату при виконанні технологічного процесу, не вирішена. Зміна маси під час виконання технологічного процесу не досліджена, а для транспортно-технологічного агрегату не обґрунтовані раціональні динамічні показники.

3. Для оцінки енергоефективності транспортно-технологічних агрегатів запропоновані різноманітні критерії, які базуються на величинах, що визначаються при постійних масових характеристиках агрегату. Відсутні дослідження по впливу зміни маси агрегату на енергетичні показники та ефективність останнього. Для транспортно-технологічних агрегатів змінної маси виробництва продукції рослинництва не вирішена проблема їх енергозбереження.

4. Проблема динаміки транспортно-технологічних агрегатів вирішена за допомогою методів класичної механіки при умові постійності просторового розташування центру мас агрегату, що суттєво впливає на точність визначення його кінематичних та енергетичних показників. Необхідно відзначити



відсутність досліджень по переміщенню центру мас транспортно-технологічного агрегату під час виконання технологічного процесу.

5. Проблема забезпечення працездатності елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси при виконанні технологічного процесу не вирішена. Існуючі методи розрахунку динамічної навантаженості трансмісійної установки не враховують зміну за величиною та напрямком моменту опору перекошування колеса в результаті нестационарності гакового навантаження, а, отже, і дотичної сили тяги ведучого колеса.

6. Напрямок дослідження визначено необхідністю розробки концепції системного підходу підвищення безвідмовності основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси, енергозбереження останнього та визначення його динамічних показників з розробкою універсального методу та засобів, які забезпечують раціональні режими навантаженості елементів трансмісії трактора.

## РОЗДІЛ 2

## ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ В УМОВАХ ЗМІНИ ПОЛОЖЕННЯ ЦЕНТРУ МАС

Сформульовано визначення тіла змінної маси, на основі якого обґрунтовані динамічні показники трактора при виконанні транспортних робіт у складі агрегату змінної маси; запропоновані принципи вивчення динаміки транспортних агрегатів зі змінним положенням центру мас. Наукова новизна дослідження відображена в нових залежностях переміщення центру мас агрегату в процесі виконання транспортно-технологічної операції.

### 2.1 Динаміка змінної системи матеріальних точок

Розглянемо динаміку точки змінної маси, під якою будемо розуміти змінну систему  $n$  матеріальних точок постійної маси, зосереджену під час руху в деякій області, розмірами якої можна знехтувати. Нехай в деякий момент часу  $t$  всі  $i$  точок системи, маси яких  $m_i$ , рухаються з певною швидкістю  $\bar{v}_i^{(t)}$  (рис. 2.1).

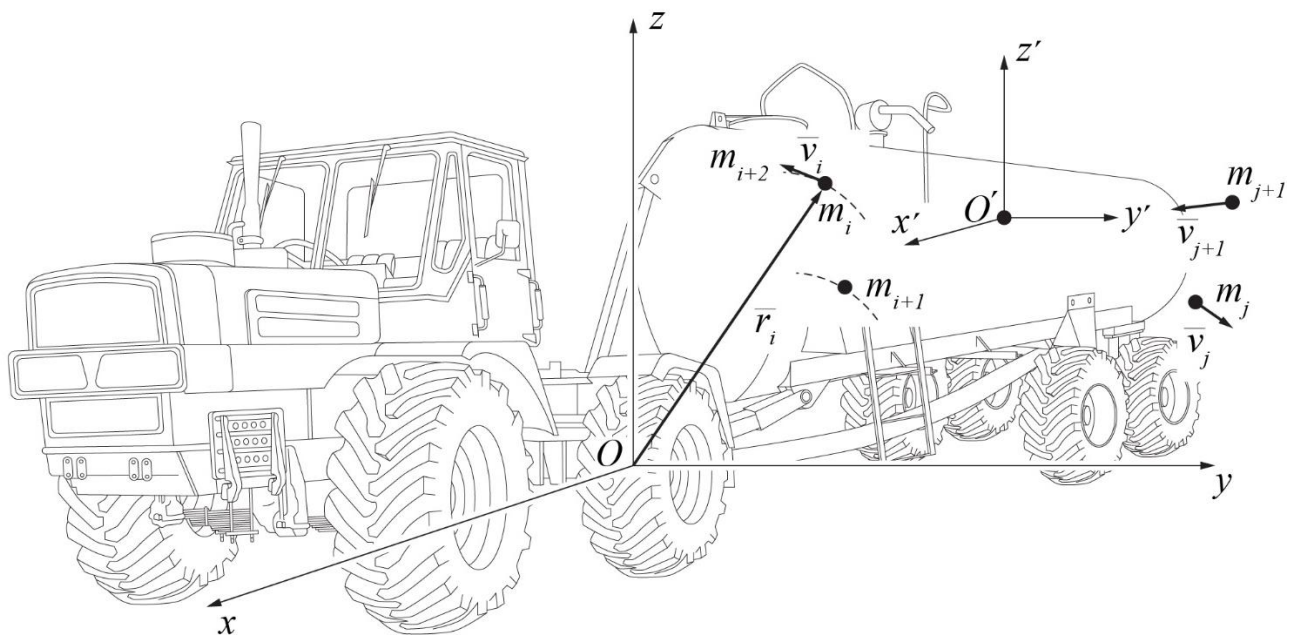


Рисунок 2.1 – До визначення динаміки точки змінної маси

Тоді, вектор кількості руху даних точок визначиться із залежності виду:

$$\bar{Q}_T^{(t)} = \sum_i m_i \bar{v}_i^{(t)}. \quad (2.1)$$

Нехай в цей же момент часу  $j$  матеріальних точок мають масу  $\Delta m_j$ , швидкість  $v_j^{(t)}$  і готові приєднатися до системи, або від'єднатися від неї. Вектор кількості руху даних точок можна визначити, як:

$$\bar{Q}_\Delta^{(t)} = \sum_j \Delta m_j \bar{v}_j^{(t)}. \quad (2.2)$$

Тоді, головний вектор кількості руху системи даних точок в момент часу  $t$ :

$$\bar{Q}^{(t)} = \bar{Q}_T^{(t)} + \bar{Q}_\Delta^{(t)} = \sum_i m_i \bar{v}_i^{(t)} + \sum_j \Delta m_j \bar{v}_j^{(t)}. \quad (2.3)$$

Нехай тепер в деякий момент часу  $t + \Delta t$  швидкість відповідних матеріальних точок буде дорівнювати  $\bar{v}_i^{(t+\Delta t)}$  і  $\bar{v}_j^{(t+\Delta t)}$  відповідно.

Тоді, в момент часу  $t + \Delta t$ , головний вектор кількості руху системи буде дорівнювати:

$$\bar{Q}^{(t+\Delta t)} = \bar{Q}_T^{(t+\Delta t)} + \bar{Q}_\Delta^{(t+\Delta t)} = \sum_i m_i \bar{v}_i^{(t+\Delta t)} + \sum_j \Delta m_j \bar{v}_j^{(t+\Delta t)}, \quad (2.4)$$

а його зміна:

$$\begin{aligned} \Delta \bar{Q} &= \bar{Q}^{(t+\Delta t)} - \bar{Q}^{(t)} = \sum_i m_i (\bar{v}_i^{(t+\Delta t)} - \bar{v}_i^{(t)}) + \sum_j \Delta m_j (\bar{v}_j^{(t+\Delta t)} - \bar{v}_j^{(t)}) = \\ &= \sum_i m_i \Delta \bar{v}_i + \sum_j \Delta m_j \Delta \bar{v}_j. \end{aligned} \quad (2.5)$$

З огляду на той факт, що, в найзагальнішому випадку, причіпна (або напівначіпна) машина здійснює складний рух, розглянемо динаміку точок системи ввівши дві системи координат: стаціонарну  $Oxyz$  і рухливу  $O'x'y'z'$  (див. рис. 2.1), центр якої розташований в деякій точці  $m_{i+l}$  даної системи ( $i+l \leq n$ ) і переміщується з нею з деякою переносною швидкістю  $\bar{v}_i^e$ .

Відносний рух точки  $m_i$  відносно рухомої системи координат визначиться відносною швидкістю  $\bar{v}_i^r$ . Тоді кінематика точки  $m_i$  на інтервалі  $\Delta t$  запишеться рівнянням виду:

$$\frac{\Delta \bar{v}_i}{\Delta t} = \bar{a}_i^e + \bar{a}_i^r + \bar{a}_i^c, \quad (2.6)$$

де  $\bar{a}_i^e$  – вектор змінного прискорення – вектор прискорення системи матеріальних точок  $m_i$ ;

$\bar{a}_i^r$  – вектор відносного прискорення точки  $m_i$  відносно рухомої системи координат;

$\bar{a}_i^c$  – вектор коріолісова прискорення.

Тоді:

$$\Delta \bar{v}_i = (\bar{a}_i^e + \bar{a}_i^r + \bar{a}_i^c) \cdot \Delta t, \quad (2.7)$$

та

$$\Delta \bar{Q} = \sum_i m_i (\bar{a}_i^e + \bar{a}_i^r + \bar{a}_i^c) \cdot \Delta t + \sum_j \Delta m_j \Delta \bar{v}_j. \quad (2.8)$$

Використовуючи теорему про зміну головного вектору кількості руху, отримаємо:

$$\frac{\Delta \bar{Q}}{\Delta t} = \bar{F} = \sum_i m_i (\bar{a}_i^e + \bar{a}_i^r + \bar{a}_i^c) + \sum_j \frac{\Delta m_j}{\Delta t} \Delta \bar{v}_j. \quad (2.9)$$

де  $\bar{F}$  – головний вектор зовнішніх сил, що діють на систему матеріальних точок.

За визначенням:

$$\bar{a}_i^e = \frac{d\bar{v}}{dt}, \quad (2.10)$$

$$\bar{a}_i^c = 2(\bar{\omega} \times \bar{v}_i^r). \quad (2.11)$$

Тому, враховуючи, що  $\sum m_i = m$ , отримаємо:

$$\bar{F} = m \frac{d\bar{v}}{dt} + \sum_i m_i \bar{a}_i^r + \sum_i 2m_i (\bar{\omega} \times \bar{v}_i^r) + \sum_j \frac{\Delta m_j}{\Delta t} \Delta \bar{v}_j. \quad (2.12)$$

Величину

$$\bar{K} = -2 \sum_i \bar{\omega} \times \bar{v}_i^r \quad (2.13)$$

визначимо, як силу Коріоліса, значення якої залежить від величини відповідного прискорення.

Величина (з урахуванням переходу до нескінченно малих)

$$\bar{I} = \sum_j \frac{dm_j}{dt} \Delta \bar{v}_j \quad (2.14)$$

визначає рух додаткової маси – сила імпульсу.

Величина

$$\bar{\Phi} = \sum_i m_i a_i^r \quad (2.15)$$

визначає відносне переміщення матеріальних точок всередині системи – сила відносного переміщення.

Таким чином, рівняння (2.12) набуде вигляду:

$$\bar{F} = m \frac{d\bar{v}}{dt} + \bar{\Phi} - \bar{K} - \bar{I}, \quad (2.16)$$

або

$$m \frac{d\bar{v}}{dt} = \bar{F} - \bar{\Phi} + \bar{K} + \bar{I}. \quad (2.17)$$

Отримана залежність описує динаміку матеріальної точки змінної маси. Розглянемо, як змінюються величини, що входять в дану залежність.

Якщо прийняти, що система координат  $O'x'y'z'$  пов'язана безпосередньо з матеріальною точкою змінної маси, то сила Коріоліса  $\bar{K} \neq 0$  при обертальному русі системи (наприклад, поворот агрегату). При прямолінійному русі  $\bar{K} = 0$ .

Величина сили імпульсу  $\bar{I}$  визначається потоком маси, яка приєднується або від'єднується від матеріальної точки  $i$ , в найзагальнішому випадку, являє собою секундну витрату кількості руху додаткової маси, яка визначається через звичайну витрату або подачу речовини.

Величина сили відносного переміщення  $\bar{\Phi}$  визначається переміщенням матеріальних точок всередині системи за допомогою додаткових механізмів, або гравітаційним методом (наприклад, переміщення транспортером речовини до задньої стінки розкидачі добрив).

## 2.2 Динаміка системи точок змінних мас

Отримаємо рівняння руху центру мас системи матеріальних точок змінних мас. Для цього визначимо закон зміни головного вектору кількості руху системи. Для більшої універсальності розглянемо систему з  $p$  точок змінних мас, таких, що їх рух описується рівнянням (2.17). Тоді, для деякої  $k$ -ї точки змінної маси матимемо:

$$m_k \frac{d\bar{v}_k}{dt} = \bar{F}_k^e + \bar{F}_k^i - \bar{\Phi}_k + \bar{K}_k + \bar{I}_k, \quad (2.18)$$

де  $\bar{F}_k^e$  – рівнодіюча всіх зовнішніх сил, що діють на точку;

$\bar{F}_k^i$  – рівнодіюча всіх внутрішніх сил, що діють на точку системи.

Внесемо масу  $m_k$  під знак диференціалу. Тоді, враховуючи, що  $m_k \bar{v}_k = \bar{Q}_k$  – вектор кількості руху  $k$ -ї точки, отримаємо:

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{Q}_k = \bar{F}_k^e + \bar{F}_k^i - \bar{\Phi}_k + \bar{K}_k + \bar{I}_k. \quad (2.19)$$

В даній залежності використовується частковий диференціал, оскільки її ліва частина (кількість руху  $\bar{Q}_k$ ) є функцією не тільки часу, а й маси. Тому, в останніх міркуваннях використовуємо часткову похідну за умови  $m_k \approx const$ .

Матеріальну точку, для якої використовується така часткова похідна за умови  $m_k \approx const$  в момент часу  $t$ , будемо називати точкою квазістатичної маси.

Підсумовуючи за  $k$  рівняння (2.19) і з огляду на зрівноважування внутрішніх сил системи, отримаємо ( $\bar{F} = \bar{F}_k^e$ ):

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{Q} = \bar{F} - \bar{\Phi} + \bar{K} + \bar{I}, \quad (2.20)$$

або:

$$\partial \bar{Q} = (\bar{F} - \bar{\Phi} + \bar{K} + \bar{I}) \partial t. \quad (2.21)$$

Тобто, можна сформулювати наступне твердження.

Твердження 1: Елементарна зміна головного вектору кількості руху системи матеріальних точок квазістатичної маси дорівнює геометричній сумі імпульсів головних векторів сил, що діють на точку.

Отримаємо рівняння руху центру мас системи матеріальних точок змінних мас. За визначенням, радіус-вектор центру мас системи (рис. 2.2) визначиться із залежності виду:

$$m \bar{r}_c = \sum_i m_i \bar{r}_i, \quad (2.22)$$

де загальна маса системи:

$$m = \sum_i m_i. \quad (2.23)$$

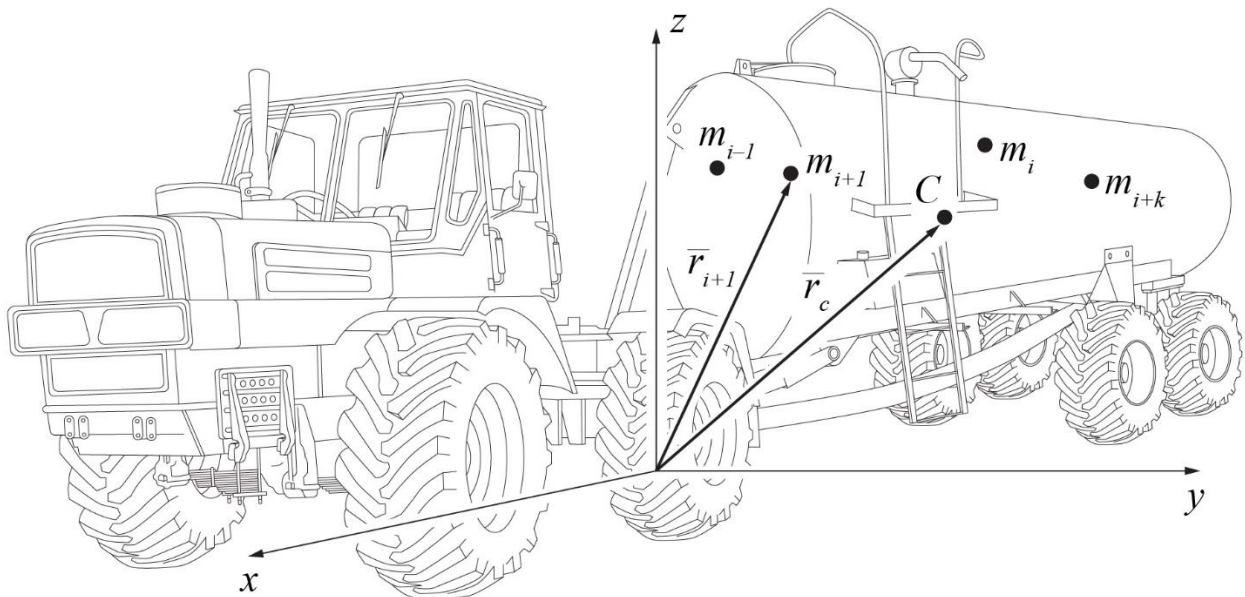


Рисунок 2.2 – До визначення рівняння руху центру мас системи матеріальних точок змінної маси

Після диференціювання залежності (2.22) отримаємо:

$$m \frac{\partial \bar{r}_c}{\partial t} = \sum_i m_i \frac{\partial \bar{r}_i}{\partial t} = \sum_i \bar{Q}_i = \bar{Q}. \quad (2.24)$$

Після другого диференціювання отримуємо:

$$m \frac{\partial^2 \bar{r}_c}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial t} Q = \bar{F} - \bar{\Phi} + \bar{K} + \bar{I}. \quad (2.25)$$

Дане рівняння є векторним записом рівняння руху центру мас системи, що складається з матеріальних точок змінної маси.

Визначимо фізичний зміст другої похідної, що входить в рівняння (2.25). З рівняння (2.22) радіус-вектор центра мас системи дорівнює:

$$\bar{r}_c = \frac{\sum_i m_i \bar{r}_i}{m}. \quad (2.26)$$

Візьмемо похідну з урахуванням того, що  $m, m_i, \bar{r}_i = f(t)$ :

$$\dot{\bar{r}}_c = \frac{1}{m} \sum_i \dot{m}_i \bar{r}_i + \frac{1}{m} \sum_i m_i \dot{\bar{r}}_i - \frac{1}{m^2} \dot{m} \sum_i m_i \bar{r}_i. \quad (2.27)$$

Оскільки  $\dot{\bar{r}}_i = v_c$ , то, приймаючи квазістатичність маси ( $\sum_i m_i = m$ ), отримуємо:

$$\frac{1}{m} \sum_i m_i \dot{\bar{r}}_i = \frac{1}{m} \sum_i m_i \frac{\partial \bar{r}_i}{\partial t} = \frac{\partial \bar{r}_c}{\partial t}, \quad (2.28)$$

і тоді:

$$-\frac{1}{m^2} \dot{m} \sum_i m_i \bar{r}_i = -\frac{1}{m} \sum_i \dot{m}_i \bar{r}_i. \quad (2.29)$$

Остаточно:

$$\bar{v}_c = \frac{\partial \bar{r}_c}{\partial t} + \frac{1}{m} \sum_i \dot{m}_i (\bar{r}_i - \bar{r}_c). \quad (2.30)$$

Величина  $\frac{\partial \bar{r}_c}{\partial t}$  являє собою швидкість руху центру мас системи матеріальних точок квазістатичної маси.

Візьмемо диференціал рівняння (2.30) з урахуванням рівняння (2.28):

$$\begin{aligned} \bar{a}_c = \dot{\bar{v}}_c = & \frac{1}{m} \sum_i \dot{m}_i \ddot{\bar{r}}_i + \frac{1}{m} \sum_i \dot{m}_i \dot{\bar{r}}_i - \frac{1}{m^2} \dot{m} \sum_i m_i \dot{\bar{r}}_i + \frac{1}{m} \sum_i \dot{m}_i (\dot{\bar{r}}_i - \dot{\bar{r}}_c) + \\ & + \frac{1}{m} \sum_i \dot{m}_i (\ddot{\bar{r}}_i - \ddot{\bar{r}}_c) - \frac{1}{m^2} \dot{m} \sum_i \dot{m}_i (\bar{r}_i - \bar{r}_c). \end{aligned} \quad (2.31)$$



Після перетворення, отримаємо:

$$\bar{a}_c = \frac{\partial^2 \bar{r}_c}{\partial t^2} + \frac{1}{m} \sum_i \ddot{m}_i (\bar{r}_i - \bar{r}_c) + \frac{2}{m} \sum_i \dot{m}_i (\bar{v}_i - \bar{v}_c). \quad (2.32)$$

З отриманої залежності можна сформулювати твердження.

Твердження 2: Другий частковий диференціал від радіус-вектору центру мас системи, на відміну від загальних законів механіки, являє собою прискорення центру мас не системи, що розглядається, а її аналога з квазістатичною масою.

З огляду на можливість обертального руху, отримаємо закон зміни моменту імпульсу системи матеріальних точок змінних мас. Для цього обидві частини рівняння (2.18) векторно помножимо на радіус-вектор відповідної матеріальної точки  $\bar{r}_k$  відносно початку нерухомої системи координат. отримаємо:

$$m_k \left( \frac{d\bar{v}_k}{dt} \times \bar{r}_k \right) = (\bar{F}_k^e + \bar{F}_k^i - \bar{\Phi}_k + \bar{K}_k + \bar{I}_k) \times \bar{r}_k. \quad (2.33)$$

Просумуємо дане рівняння для всіх точок системи, враховуючи взаємозрівноважуваність внутрішніх сил:

$$\sum_k m_k \left( \frac{d\bar{v}_k}{dt} \times \bar{r}_k \right) = \bar{M} - \bar{M}^\Phi + \bar{M}^K + \bar{M}^I, \quad (2.34)$$

де  $\bar{M} = \sum_k F_k^e \times \bar{r}_k$  – головний момент зовнішніх сил, що діють на систему;

$$\bar{M}^\Phi = \sum_k \bar{\Phi}_k \times \bar{r}_k, \quad \bar{M}^K = \sum_k \bar{K}_k \times \bar{r}_k, \quad \bar{M}^I = \sum_k \bar{I}_k \times \bar{r}_k \quad - \text{відповідно, головні}$$

моменти сил відносного переміщення точок системи, сил Кориоліса і сил імпульсу.

Внесемо масу  $m_k$  і радіус-вектор  $\bar{r}_k$  матеріальної точки під знак похідної, замінюючи диференціал на частковий (з урахуванням квазістатичності маси точки). Тоді:

$$\frac{\partial}{\partial t} \sum_k m_k \bar{v}_k \times \bar{r}_k = \bar{M} - \bar{M}^\Phi + \bar{M}^K + \bar{M}^I. \quad (2.35)$$

Оскільки  $\sum_k m_k \bar{v}_k \times \bar{r}_k = \bar{L}$  – момент імпульсу системи матеріальних точок змінних мас, обчислений відносно нерухомої точки системи, то можна записати:

$$\frac{\partial \bar{L}}{\partial t} = \bar{M} - \bar{M}^\Phi + \bar{M}^K + \bar{M}^I. \quad (2.36)$$

Твердження 3: Похідна за часом від моменту імпульсу системи матеріальних точок квазістатичних мас дорівнює геометричній сумі головних моментів всіх сил, прикладених до системи, відносно нерухомої точки.

### 2.3 Рівняння руху центру мас тіла змінної маси

Розглянемо рух причепа як тіла змінної маси (рис. 2.3).

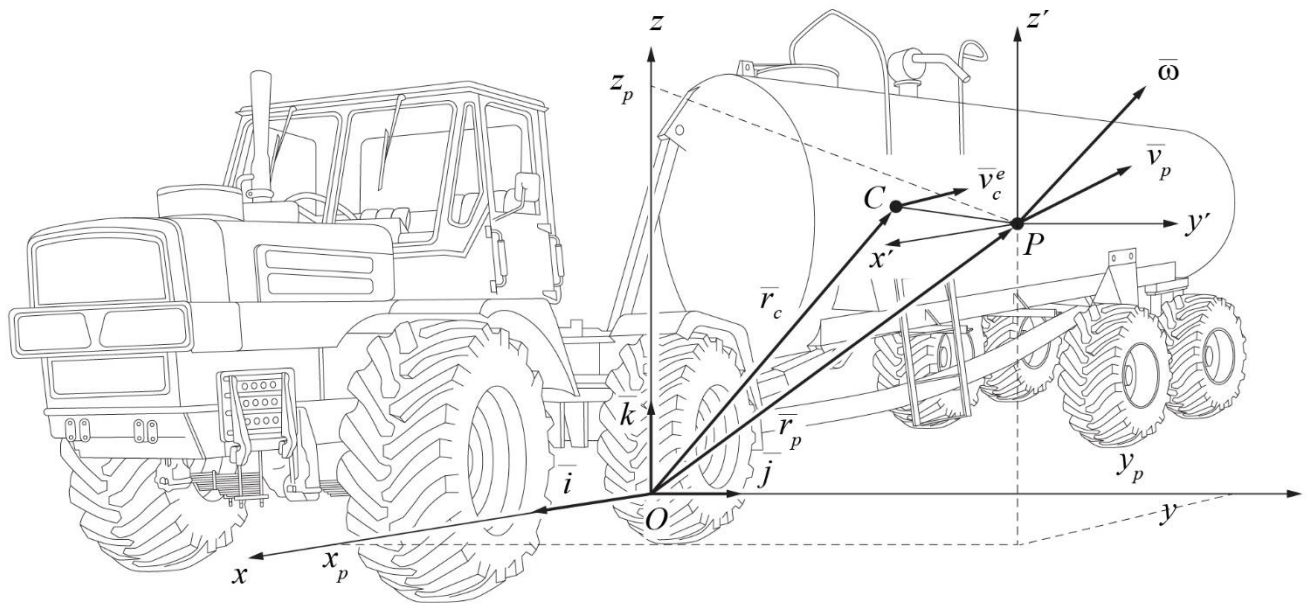


Рисунок 2.3 – До визначення рівняння руху центру мас причепа як тіла змінної маси

Нехай причеп має можливість повертатися на деякий кут у всіх трьох площинах відносно деякого полюса – точка  $P$ .

Розташуємо в даній точці рухливу систему координат  $O'x'y'z'$ . Тоді, для даної системи координат, момент імпульсу визначиться із залежності виду:

$$\bar{L} = J \cdot \bar{\omega}, \quad (2.37)$$

де  $\bar{\omega}$  – вектор кутової швидкості обертання причепа відносно полюса;

$J$  – тензор інерції причепа:

$$J = \begin{vmatrix} J_{x'} & -J_{x'y'} & -J_{x'z'} \\ -J_{x'y'} & J_{y'} & -J_{y'z'} \\ -J_{x'z'} & -J_{y'z'} & J_{z'} \end{vmatrix}. \quad (2.38)$$

Проекції вектору моменту імпульсу на відповідні вісі визначаються як:

$$\begin{aligned} L_{x'} &= J_{x'}\omega_{x'} - J_{x'y'}\omega_{y'} - J_{x'z'}\omega_{z'} \\ L_{y'} &= -J_{x'y'}\omega_{x'} + J_{y'}\omega_{y'} - J_{y'z'}\omega_{z'}, \\ L_{z'} &= -J_{x'z'}\omega_{x'} - J_{y'z'}\omega_{y'} + J_{z'}\omega_{z'} \end{aligned} \quad (2.39)$$

де  $\omega_{x'}$ ,  $\omega_{y'}$  і  $\omega_{z'}$  – проекції вектору кутової швидкості повороту причепа на відповідні вісі.

Необхідно звернути увагу, що, на відміну від тіла постійної маси, осьові і відцентрові моменти інерції, що входять в тензор інерції будуть змінними величинами.

З огляду на залежність (2.36), отримаємо:

$$\frac{\partial}{\partial t}(J \cdot \bar{\omega}) = \bar{M} - \bar{M}^\Phi + \bar{M}^K + \bar{M}^I. \quad (2.40)$$

Оскільки

$$\frac{\partial}{\partial t}(J \cdot \bar{\omega}) = \frac{\partial'}{\partial t}(J\bar{\omega}) + \bar{\omega} \times J\bar{\omega}, \quad (2.41)$$

а

$$\frac{\partial'}{\partial t}(J\bar{\omega}) = J \frac{\partial' \bar{\omega}}{\partial t}, \quad (2.42)$$

де знак диференціалу зі штрихом – часткова похідна в системі  $Px'y'z'$ , то:

$$J \frac{\partial' \bar{\omega}}{\partial t} + \bar{\omega} \times J\bar{\omega} = \bar{M} - \bar{M}^\Phi + \bar{M}^K + \bar{M}^I. \quad (2.43)$$

Проектуючи дане рівняння на вісі рухомої системи координат, отримаємо:

$$\begin{aligned}
& J_{x'}\dot{\omega}_{x'} - J_{x'y'}\dot{\omega}_{y'} - J_{x'z'}\dot{\omega}_{z'} + \omega_{y'}L_{z'} - \omega_{z'}L_{y'} = M_{x'} - M_{x'}^{\Phi} + M_{x'}^K + M_{x'}^I, \\
& - J_{x'y'}\dot{\omega}_{x'} - J_{y'}\dot{\omega}_{y'} - J_{y'z'}\dot{\omega}_{z'} + \omega_{z'}L_{x'} - \omega_{x'}L_{z'} = M_{y'} - M_{y'}^{\Phi} + M_{y'}^K + M_{y'}^I, \quad (2.44) \\
& J_{x'z'}\dot{\omega}_{x'} - J_{y'z'}\dot{\omega}_{y'} + J_{z'}\dot{\omega}_{z'} + \omega_{x'}L_{y'} - \omega_{y'}L_{x'} = M_{z'} - M_{z'}^{\Phi} + M_{z'}^K + M_{z'}^I,
\end{aligned}$$

де  $L_{x'}$ ,  $L_{y'}$ ,  $L_{z'}$  визначаються залежностями (2.39). Тоді, після перетворення, остаточно отримаємо:

$$\begin{aligned}
& J_{x'}\dot{\omega}_{x'} - J_{x'y'}\dot{\omega}_{y'} - J_{x'z'}\dot{\omega}_{z'} + (J_{z'} - J_{y'})\omega_{y'}\omega_{z'} - J_{x'z'}\dot{\omega}_{x'}\omega_{y'} + J_{x'y'}\dot{\omega}_{x'}\dot{\omega}_{z'} - \\
& \quad - J_{x'z'}(\omega_{y'}^2 - \omega_{z'}^2) = M_{x'} - M_{x'}^{\Phi} + M_{x'}^K + M_{x'}^I \\
& - J_{x'y'}\dot{\omega}_{x'} + J_{y'}\dot{\omega}_{y'} - J_{y'z'}\dot{\omega}_{z'} + (J_{x'} - J_{z'})\dot{\omega}_{x'}\omega_{z'} - J_{x'y'}\dot{\omega}_{y'}\omega_{z'} + J_{y'z'}\dot{\omega}_{x'}\dot{\omega}_{y'} - \\
& \quad - J_{x'z'}(\omega_{z'}^2 - \omega_{x'}^2) = M_{y'} - M_{y'}^{\Phi} + M_{y'}^K + M_{y'}^I \quad (2.45) \\
& J_{x'z'}\dot{\omega}_{x'} - J_{y'z'}\dot{\omega}_{y'} + J_{z'}\dot{\omega}_{z'} + (J_{y'} - J_{x'})\omega_{x'}\omega_{y'} - J_{y'z'}\omega_{x'}\dot{\omega}_{z'} - J_{x'z'}\omega_{y'}\dot{\omega}_{z'} - \\
& \quad - J_{x'y'}(\omega_{x'}^2 - \omega_{y'}^2) = M_{z'} - M_{z'}^{\Phi} + M_{z'}^K + M_{z'}^I,
\end{aligned}$$

Дані залежності описують обертання причепа змінної маси навколо точки  $P$  як полюса на деякі кути повороту.

Розглянемо рух центру мас причепа (точка  $C$ ), при зміні маси останнього, відносно полюса  $P$ . Тоді, за формулою Ейлера, отримаємо:

$$\bar{v}_c^e = \bar{v}_p + \bar{\omega} \times (\bar{r}_c - \bar{r}_p), \quad (2.46)$$

де  $\bar{v}_c^e$  – відносна швидкість руху центру мас причепа;

$\bar{v}_p$  – швидкість руху полюса  $P$  – швидкість руху причепа;

$\bar{r}_c$  і  $\bar{r}_p$  – радіус-вектори центру мас і полюса відносно нерухомої системи координат  $Oxyz$  (див. рис. 2.3).

Візьмемо часткову похідну від обох частин рівняння (2.46):

$$\bar{a}_c^e = \bar{a}_p + \dot{\bar{\omega}} \times (\bar{r}_c - \bar{r}_p) + \bar{\omega} \times (\bar{v}_c^e - \bar{v}_p), \quad (2.47)$$

де  $\bar{a}_c^e = \dot{\bar{v}}_c^e$  – відносне прискорення руху центру мас причепа.

Враховуючи залежність (2.46), отримаємо:

$$\bar{a}_c^e = \bar{a}_p + \bar{\omega} \times (\bar{r}_c - \bar{r}_p) + \bar{\omega} \times [\bar{\omega} \times (\bar{r}_c - \bar{r}_p)]. \quad (2.48)$$

Використовуємо формулу Лагранжа для подвійного векторного добутку:

$$\bar{a}_c^e = \bar{a}_p + \bar{\omega} \times (\bar{r}_c - \bar{r}_p) + \bar{\omega} \cdot [\bar{\omega} \cdot (r_c - r_p)] - (\bar{r}_c - \bar{r}_p) \cdot \bar{\omega}^2. \quad (2.49)$$

Підставимо отримане рівняння в (2.25). Після перетворення, отримуємо:

$$\bar{a}_p + \bar{\omega} \times (\bar{r}_c - \bar{r}_p) = \frac{1}{m} (\bar{F} - \bar{\Phi} + \bar{K} + \bar{I}) - \bar{\omega} \cdot [\bar{\omega} \cdot (\bar{r}_c - \bar{r}_p)] - (\bar{r}_c - \bar{r}_p) \cdot \bar{\omega}^2. \quad (2.50)$$

Нехай  $\bar{i}$ ,  $\bar{j}$  та  $\bar{k}$  – орти нерухомої системи координат  $Oxyz$ . Тоді  $\bar{\omega}(\omega_x, \omega_y, \omega_z)$ ,  $C(x_c; y_c; z_c)$  та  $P(x_p; y_p; z_p)$ .

За визначенням векторного добутку:

$$\begin{aligned} \dot{\bar{\omega}} \times (\bar{r}_c - \bar{r}_p) = & \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ \dot{\omega}_x & \dot{\omega}_y & \dot{\omega}_z \\ x_c - x_p & y_c - y_p & z_c - z_p \end{vmatrix} = [(z_c - z_p)\dot{\omega}_y - (y_c - y_p)\dot{\omega}_z]\bar{i} + \\ & + [(x_c - x_p)\dot{\omega}_z - (z_c - z_p)\dot{\omega}_x] + [(y_c - y_p)\dot{\omega}_x - (x_c - x_p)\dot{\omega}_y]\bar{k} \end{aligned} \quad (2.51) \end{aligned}$$

Спроекуємо векторне рівняння (2.50) на вісі нерухомої системи координат:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_p + \dot{\omega}_y(z_c - z_p) - \dot{\omega}_z(y_c - y_p) &= \frac{1}{m}(F_x - \Phi_x + K_x + I_x) + (\omega_y^2 + \omega_z^2)(x_c - x_p) - \\ & - \omega_x\omega_y(y_c - y_p) - \omega_x\omega_z(z_c - z_p) \\ \ddot{y}_p + \dot{\omega}_z(x_c - x_p) - \dot{\omega}_x(z_c - z_p) &= \frac{1}{m}(F_y - \Phi_y + K_y + I_y) + (\omega_z^2 + \omega_x^2)(y_c - y_p) - \\ & - \omega_y\omega_z(z_c - z_p) - \omega_y\omega_x(x_c - x_p) \\ \ddot{z}_p + \dot{\omega}_x(y_c - y_p) - \dot{\omega}_y(x_c - x_p) &= \frac{1}{m}(F_z - \Phi_z + K_z + I_z) + (\omega_x^2 + \omega_y^2)(z_c - z_p) - \\ & - \omega_z\omega_x(x_c - x_p) - \omega_z\omega_y(y_c - y_p) \end{aligned} \quad (2.52)$$

Вирішуючи спільно систему отриманих рівнянь і (2.45) можна визначити траєкторію руху центру мас причепа в процесі зміни маси і переміщення останнього.

#### 2.4 Загальне рівняння руху тіла змінної маси

Перепишемо рівняння руху точки змінної маси – рівняння (2.17) – в наступному вигляді:

$$m d\bar{v} = \bar{F} dt - \bar{\Phi} dt + \bar{K} dt + \bar{I} dt. \quad (2.53)$$

Домножимо отримане рівняння скалярно на вектор швидкості  $\bar{v}$ .  
Отримаємо:

$$md\bar{v}\bar{v} = \bar{F}d\bar{r} - \bar{\Phi}d\bar{r} + \bar{K}d\bar{r} + \bar{I}d\bar{r}. \quad (2.54)$$

За аналогією з визначенням, введеним в класичній механіці, кінетична енергія точки змінної маси (точніше кажучи, точки квазістатичної маси) визначиться із залежності виду:

$$T = \frac{mv^2}{2}. \quad (2.55)$$

Тоді рівняння (2.54) набуде вигляду:

$$\partial T = \bar{F}d\bar{r} - \bar{\Phi}d\bar{r} + \bar{K}d\bar{r} + \bar{I}d\bar{r}. \quad (2.56)$$

Необхідно звернути увагу, що в отриманому рівнянні скалярні добутки, які стоять праворуч, являють собою елементарні роботи відповідних сил:  $dA^F$  – робота зовнішніх сил, що діють на систему;  $dA^\Phi$  – робота сили відносного переміщення матеріальних точок системи;  $dA^K$  – робота сили Кориоліса;  $dA^I$  – робота сили імпульсу. Тоді, отримаємо:

$$\partial T = dA^F - dA^\Phi + dA^K + dA^I. \quad (2.57)$$

Тоді, для системи точок змінних мас матимемо:

$$T = \sum_k \frac{m_k v_k^2}{2}; \quad (2.58)$$

$$\partial T = \sum_k dA_k^F - \sum_k dA_k^\Phi + \sum_k dA_k^K + \sum_k dA_k^I. \quad (2.59)$$

Таким чином, можна сформулювати теорему.

Твердження 4: Для тіла змінної маси зміна кінетичної енергії (для умови квазістатичності мас матеріальних точок, що складають тіло) дорівнює сумі елементарних робіт всіх сил, що діють на тіло.

Нехай на розглянуту систему точок змінних мас накладені ідеальні в'язі. Тоді, використовуючи варіаційний принцип можливих переміщень, запишемо умову рівноваги механічної системи через елементарні роботи всіх сил. З рівняння (2.17) отримаємо:

$$\sum_k (m_k \frac{d\bar{v}_k}{dt} \bar{F}_k - \bar{\Phi}_k + \bar{K}_k + \bar{I}_k) \delta \bar{r}_k = 0, \quad (2.60)$$

де  $\delta \bar{r}_k$  – варіація переміщення системи.

Введемо в розгляд лагранжеві узагальнені координати і будемо вважати, що маси матеріальних точок системи є функціями не тільки часу, а й узагальнених координат і швидкостей –  $m_k = f(t, q_i, \dot{q}_i)$ . Тоді, рівняння (2.60) можна переписати у вигляді:

$$\sum_{i=1}^s \left( \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} - Q_i - \Xi_i \right) \delta q_i = 0, \quad (2.61)$$

де  $Q_i$  – узагальнені активні сили системи:

$$Q_i = \sum_k \bar{F}_k \cdot \frac{\partial \bar{r}_k}{\partial q_i}, \quad (i = \overline{1, s}), \quad (2.62)$$

а  $\Xi_i$  – узагальнені додаткові сили системи:

$$\Xi_i = \sum_k (\bar{\Phi}_k - \bar{K}_k + \bar{I}_k) \frac{\partial \bar{r}_k}{\partial q_i}, \quad (i = \overline{1, s}). \quad (2.63)$$

Необхідно звернути увагу, що в рівнянні (2.61) повний диференціал від  $\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}$  визначається за умови квазістатичності мас точок системи.

Також, з отриманих залежностей, можна говорити про можливість застосування основних теорем динаміки до вивчення руху тіла змінної маси у вигляді алгоритму, за яким спочатку складаються рівняння руху з урахуванням квазістатичності маси тіла, а потім в отримані рівняння додаються сили, що відповідають зміні маси системи.

### 2.5.1 Динаміка центру ваги транспортно-технологічної машини в вертикальній площині при зміні її маси

Розглянемо плоско-паралельний рух транспортно-технологічної машини (під час виконання технологічного процесу внесення добрив) з круглим

поперечним перерізом. Введемо систему координат  $Oxy$ , яка пов'язана з опорною поверхнею (рис. 2.4), і  $Px'y'$ , що рухається разом з машиною. Центр системи  $Px'y'$  розташований в центрі обертання колеса – полюсі повороту машини у вертикальній площині. Нехай  $H_0$  – деякий початковий напір рідини, розташованої в машині.

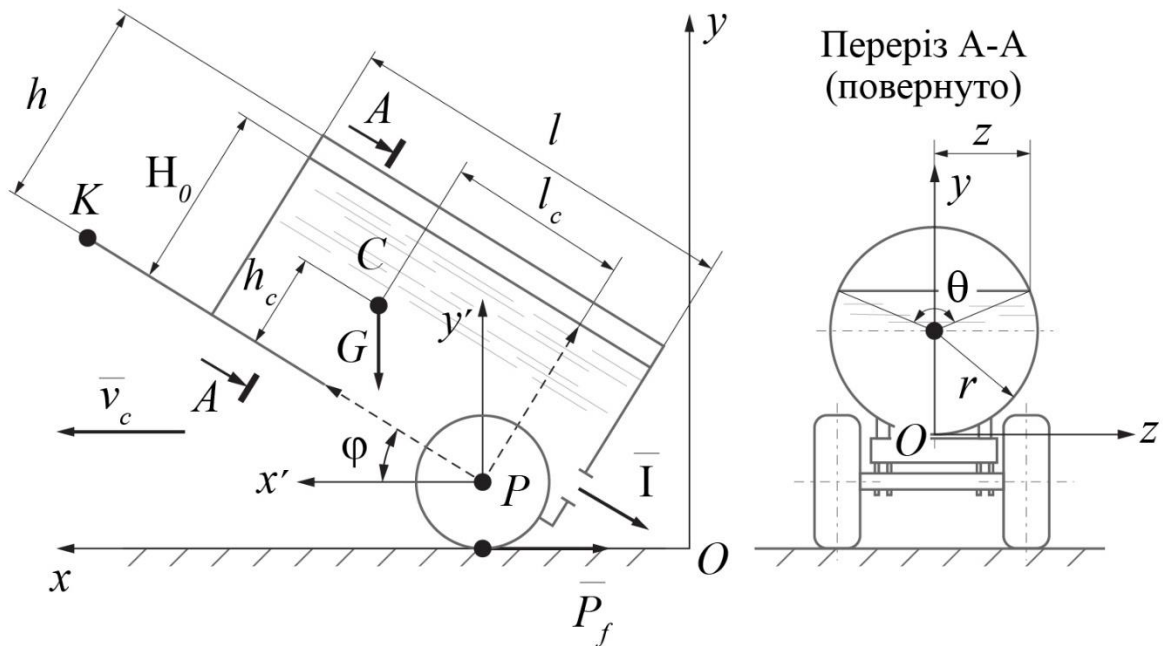


Рисунок 2.4 – Динаміка транспортно-технологічної машини в вертикальній площині

Визначимо зв'язок між координатами в глобальній  $Oxy$  і рухомий  $Px'y'$  системах координат. Для центру ваги (точка  $C$ ) будемо мати:

$$\begin{aligned} x_C &= x_P + x'_C \cos \varphi - y'_C \sin \varphi \\ y_C &= y_P + x'_C \sin \varphi + y'_C \cos \varphi \end{aligned} \quad (2.64)$$

З рівнянь (2.52) для вертикальної площини отримаємо рівняння руху центру ваги машини в глобальних координатах:

$$\begin{cases} \ddot{x}_P + \ddot{\varphi}(y_C - y_P) = \frac{1}{m}(F_x - \Phi_x + K_x + I_x) + \dot{\varphi}^2(x_C - x_P) \\ \ddot{y}_P - \ddot{\varphi}(x_C - x_P) = \frac{1}{m}(F_y - \Phi_y + K_y + I_y) + \dot{\varphi}^2(y_C - y_P) \end{cases} \quad (2.65)$$



З огляду на те, що  $y_p = r_k$  – радіус колеса;  $x_p = S_{mp}$  – шлях, пройдений трактором;  $\ddot{x}_p = a_{mp}^x$  і  $\ddot{y}_p = a_{mp}^y$  – проекції вектору прискорення трактора на вісі  $x$  і  $y$  відповідно, використовуючи рівняння (2.64), отримаємо:

$$\begin{cases} a_{mp}^x + \ddot{\varphi}(x'_C \sin \varphi + y'_C \cos \varphi) = \frac{1}{m}(F_x - \Phi_x + K_x + I_x) + \dot{\varphi}^2(x'_C \cos \varphi - y'_C \sin \varphi) \\ a_{mp}^y - \ddot{\varphi}(x'_C \cos \varphi + y'_C \sin \varphi) = \frac{1}{m}(F_y - \Phi_y + K_y + I_y) + \dot{\varphi}^2(x'_C \sin \varphi - y'_C \cos \varphi) \end{cases} \quad (2.66)$$

Отримана система рівнянь описує рух центра ваги транспортно-технологічної машини в вертикальній площині при виконанні технологічного процесу. Тоді, після перетворення, миттєві значення координат центру ваги в рухомій системі координат, дорівнюють:

$$\begin{aligned} x'_C &= \frac{\Gamma_x(\dot{\varphi}^2 \cos \varphi - \ddot{\varphi} \sin \varphi) - \Gamma_y(\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \ddot{\varphi} \cos \varphi)}{m(\cos^2 \varphi \dot{\varphi}^4 - \sin^2 \varphi \dot{\varphi}^4 - \varphi \ddot{\varphi} \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \cos \varphi + \ddot{\varphi}^2 \sin^2 \varphi - \ddot{\varphi}^2 \cos^2 \varphi)} \\ y'_C &= \frac{\Gamma_y(\dot{\varphi}^2 \cos \varphi - \ddot{\varphi} \sin \varphi) - \Gamma_x(\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \ddot{\varphi} \cos \varphi)}{m(\cos^2 \varphi \dot{\varphi}^4 - \sin^2 \varphi \dot{\varphi}^4 - \varphi \ddot{\varphi} \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \cos \varphi + \ddot{\varphi}^2 \sin^2 \varphi - \ddot{\varphi}^2 \cos^2 \varphi)} \end{aligned} \quad (2.67)$$

де  $\Gamma_x = a_{mp}^x m - F_x + \Phi_x - K_x - I_x$  і  $\Gamma_y = a_{mp}^y m - F_y + \Phi_y - K_y - I_y$  – проекції головного вектору сил (з урахуванням принципу Д'аламбера) на відповідні вісі координат. Враховуючи той факт, що  $\bar{K} = \bar{\Phi} = 0$ , матимемо

$$\begin{aligned} \Gamma_x &= a_{mp}^x m - F_x - I_x \\ \Gamma_y &= a_{mp}^y m - F_y - I_y \end{aligned} \quad (2.68)$$

Визначимо кінематичні характеристики, що входять до рівняння (2.67). Для цього розглянемо два положення машини в просторі: при  $t=0$  ( $\varphi=0$ ,  $\dot{\varphi}=0$ ,  $\ddot{\varphi}=0$ ) і в певний момент часу  $t$ . Тоді, використовуючи теорему про зміну кінетичної енергії системи, можемо записати:

$$T - T_0 = \sum_k A_k^e, \quad (2.69)$$

де  $T$  і  $T_0$  – кінетична енергія машини в даний момент часу і при  $t=0$ ;

$A_k^e$  – робота зовнішній сил, що діють на машину.

Враховуючи, що  $\dot{x}(0) = 0$ , отримаємо:

$$T = \sum_k A_k^e, \quad (2.70)$$

де  $T$ , з урахуванням плоско-паралельного руху машини у вертикальній площині, буде дорівнювати:

$$T = \frac{1}{2} m^\Delta v^2 + \frac{1}{2} J_{xy}^\Delta \dot{\phi}^2. \quad (2.71)$$

Беручи до уваги умову стабілізації швидкості виконання транспортно-технологічної операції ( $\Delta V \rightarrow \min$ ), будемо припускати, що основна зміна кінетичної енергії системи пов'язана зі зміною маси  $m^\Delta$  останньої, і, отже, зі зміною її моменту інерції  $J_{xy}^\Delta$ .

У загальному випадку на систему діє три зовнішні сили: вага машини  $G = m^\Delta q$ , що є функцією змінної маси  $m^\Delta$ ; сила опору перекочування коліс машини як  $P_f = f(m^\Delta) - P_f = m^\Delta qf$  і сила імпульсу потоку маси, що відокремлюється –  $I = \dot{m}^\Delta Q_m$ , де  $\dot{m}^\Delta$  – швидкість відокремлення маси;  $Q_m$  – масова витрата.

Оскільки для круглого отвору

$$Q_m = \mu S_{oms} \sqrt{2qH^\Delta}, \quad (2.72)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати (для малого отвору  $d < 0,2H$ ,  $\mu = 0,65$ );

$S_{oms}$  – площа поперечного перерізу отвору;

$H^\Delta = f(m)$  – миттєвий напір рідини в машині, то можемо записати:

$$I = \dot{m}^\Delta \mu S_{oms} \sqrt{2qH^\Delta}. \quad (2.73)$$

Визначимо роботи, що здійснюються даними силами на деякому переміщенні:

– шкідлива робота сили опору перекочування:

$$Ap_f = -P_f \cdot S_p = -m^\Delta qf S_{mp}; \quad (2.74)$$

– шкідлива робота ваги машини при повороті:

$$A_{G_y} = -G_y \cdot l_c = -G \cos \phi l_c \phi. \quad (2.75)$$

З огляду на малість кута  $\varphi$ , отримаємо:

$$A_{G_y} = -G_y \cdot l_c = -m^\Delta q l_c, \quad (2.76)$$

– корисна робота ваги машини при повороті:

$$A_{G_x} = G \sin \varphi h_c \cdot \varphi. \quad (2.77)$$

З огляду на малість кута  $\varphi$ , отримаємо  $A_{G_x} = 0$ .

– корисна робота імпульсу потоку:

$$A_I = \dot{m}^\Delta \mu S_{ом6} \sqrt{2qH^\Delta} S_{mp}. \quad (2.78)$$

Тоді, остаточно будемо мати:

$$\frac{1}{2} m^\Delta v_{mp}^2 + \frac{1}{2} J_{xy}^\Delta \dot{\varphi}^2 = -m^\Delta q f S_{mp} - m^\Delta q l_c + \dot{m}^\Delta \mu S_{ом6} \sqrt{2qH^\Delta} S_{mp}. \quad (2.79)$$

Вирішимо отриманий вираз відносно  $\dot{\varphi}$ :

$$\dot{\varphi} = \sqrt{\frac{-2m^\Delta q f S_{mp} - 2m^\Delta q l_c + 2\dot{m}^\Delta \mu S_{ом6} \sqrt{2qH^\Delta} S_{mp} - m^\Delta v_{mp}^2}{J_{xy}^\Delta}}. \quad (2.80)$$

Отриманий вираз – рівняння повороту транспортно-технологічної машини відносно полюса  $P$  під дією прикладеної системи сил. Інтегруючи, або диференціюючи за часом залежності (2.80) можна визначити величини кутів повороту  $\varphi$  і кутових прискорень повороту  $\ddot{\varphi}$ , як функції від часу, що входять в рівняння (2.67).

Визначимо змінні масу  $m^\Delta = f(t)$ , миттєвий напір  $H^\Delta = f(t)$  і відцентровий момент інерції  $J_{xy}^\Delta = f(t)$ , що входять в залежність (2.80).

Приймаючи, що у вертикальній площині транспортно-технологічна машина має перетин у вигляді прямокутника зі сторонами  $H^\Delta$  і  $l$ , отримаємо (для точки  $P$  як полюса обертання):

$$J_{xy} = \frac{l^2 H^{\Delta 2}}{4}. \quad (2.81)$$

Для визначення величини змінного напору приймаємо, що витікання рідини відбувається в атмосферу. Тоді, час зниження напору на величину  $dy$  дорівнюватиме:

$$dt = -\frac{Sdy}{\mu S_{омв} \sqrt{2q\dot{y}}}, \quad (2.82)$$

де  $S = 2lz^\Delta$  – площа вільної поверхні рідини (див. рис. 2.4.).

Встановимо залежність величини  $z^\Delta$  від напору  $H^\Delta$ .

Оскільки поперечний переріз машини являє собою коло, то його рівняння відносно точки  $O$  набуде вигляду:

$$z^{\Delta 2} + (y - r)^2 = r^2, \quad (2.83)$$

звідки:

$$z^\Delta = \sqrt{2ry - y^2}. \quad (2.84)$$

Відповідно:

$$S = 2l\sqrt{2ry - y^2}. \quad (2.85)$$

Підставивши отримане значення в (2.82) і переходячи від нескінченно малих до напору, отримаємо:

$$dt = -\frac{-2l\sqrt{2ry - y^2} dy}{\mu S_{омв} \sqrt{2q\dot{y}}}; \quad (2.86)$$

$$\Delta t = -\frac{-2l\sqrt{2rH - H^2} \Delta H}{\mu S_{омв} \sqrt{2qH}}. \quad (2.87)$$

Тоді, за час  $\Delta t$ , зниження напору дорівнює:

$$\Delta H = \frac{\mu S_{омв} \sqrt{2qH} \Delta t}{-2l\sqrt{2rH - H^2}}. \quad (2.88)$$

Приймаючи крок розрахунку  $\Delta t = 1$  сек і враховуючи, що миттєве значення напору  $H^\Delta = H_o - \Delta H_t$ , отримаємо:

$$H^\Delta = H_o = \frac{\mu S_{омв} \sqrt{2qH_o} t}{2l\sqrt{2rH_o - H_o^2}}. \quad (2.89)$$

Залежність маси від часу можна визначити з урахуванням кута дуги сегмента рідини, обмеженого вільною поверхнею:

$$\theta^\Delta = 2 \arccos \frac{H^\Delta - r}{r}, \quad (2.90)$$

і площі, що змочена рідиною:

$$S_{см}^\Delta = \pi r^2 - \frac{1}{2} r^2 (\theta^\Delta - \sin \theta^\Delta). \quad (2.91)$$

Тоді:

$$m^\Delta = S_{см}^\Delta \cdot l \cdot \rho + M, \quad (2.92)$$

де  $\rho$  – густина рідини;

$M$  – маса машини.

2.5.2 Динаміка центру ваги транспортно-технічної машини в горизонтальній площині при зміні її маси

Розглянемо плоско-паралельний рух машини в горизонтальній площині (рис. 2.5). Введемо стаціонарну систему координат  $Oxy$  і рухливу  $Px'y'$ , центр якої розташовується на перетині поздовжньої вісі симетрії машини і вісі коліс останньої. Приймаємо, що точка  $P$  є полюсом повороту машини, в процесі руху, на деякий кут  $\varphi$ .

При такому розташуванні систем координат зв'язок між ними буде описуватися залежностями (2.64). Тоді, з (2.52), рівняння руху центру мас в горизонтальній площині набудуть вигляду:

$$\begin{cases} \ddot{x}_p - \ddot{\varphi}(y_c - y_p) = \frac{1}{m} (F_x - \Phi_x + K_x + I_x) + \dot{\varphi}^2 (x_c - x_p) \\ \ddot{y}_p + \ddot{\varphi}(x_c - x_p) = \frac{1}{m} (F_y - \Phi_y + K_y + I_y) + \dot{\varphi}^2 (y_c - y_p) \end{cases}. \quad (2.93)$$

Використовуючи залежності (2.64) і враховуючи, що  $\ddot{x}_p = a_{mp}^x$ ,  $\ddot{y}_p = a_{mp}^y$ ,  $x_p = S_{mp}$ , отримаємо рівняння руху центру мас машини в горизонтальній площині:

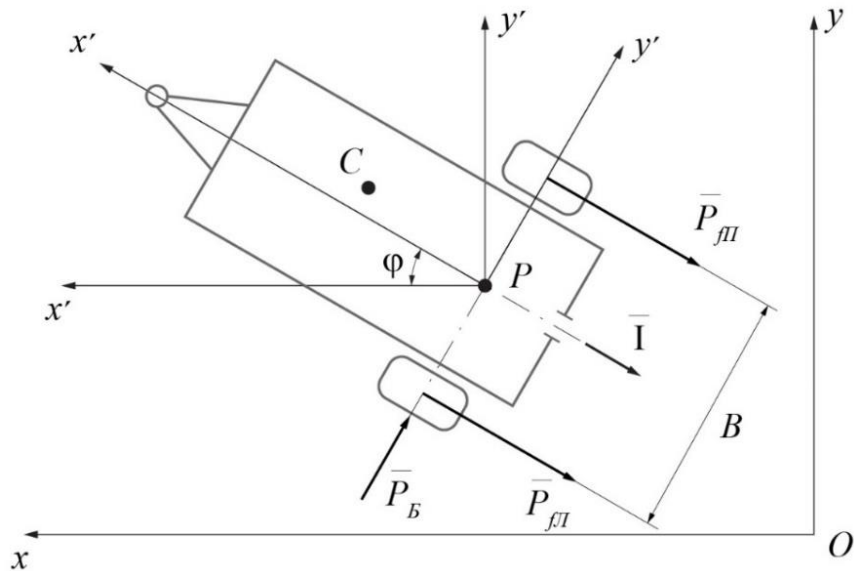


Рисунок 2.5 – Динаміка транспортно-технологічної машини в горизонтальній площині при зміні її маси

$$x'_C = \frac{\Gamma_x(\dot{\varphi}^2 \cos \varphi - \ddot{\varphi} \sin \varphi) + \Gamma_y(\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cos \varphi)}{m(\dot{\varphi}^4 \sin^2 \varphi + \dot{\varphi}^4 \cos^2 \varphi - \ddot{\varphi}^2 \sin^2 \varphi - \ddot{\varphi}^2 \cos^2 \varphi)} \quad (2.94)$$

$$y'_C = \frac{\Gamma_y(\dot{\varphi}^2 \cos \varphi + \ddot{\varphi} \sin \varphi) - \Gamma_x(\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \ddot{\varphi} \cos \varphi)}{m(\dot{\varphi}^4 \sin^2 \varphi + \dot{\varphi}^4 \cos^2 \varphi - \ddot{\varphi}^2 \sin^2 \varphi - \ddot{\varphi}^2 \cos^2 \varphi)}$$

Скористаємося теоремою про зміну кінетичної енергії системи – рівняння (2.69). Кінетична енергія системи (за умови, що  $T_o = 0$ ) являє собою суму кінетичних енергій поступального і обертального, навколо полюса  $P$ , рухів:

$$T = T_n + T_o = \frac{m^{\Delta} v^2}{2} + \frac{J \dot{\varphi}^2}{2}, \quad (2.95)$$

де  $J$  – момент інерції машини навколо полюса  $P$ , величина якого постійна в часі.

Сума робіт зовнішніх сил, що діють на машину:

$$\sum_k A_k^e = A_1 + A_{P_{фл}} - A_{P_{фл}} + A_{P_B}, \quad (2.96)$$

де  $A_1$  – корисна робота сили імпульсу відокремлюваної маси (визначається з залежності (2.78));

$A_{P_{фл}}$  – корисна робота сили опору перекочування колеса правого борту машини при повороті останньої на кут  $\varphi$ :

$$A_{p_{fl}} = P_{f_{fl}} \cdot \varphi \cdot \frac{B}{2} = \frac{m^{\Delta} g f \varphi_{fl} B}{2}, \quad (2.97)$$

де  $B$  – колія машини;

$A_{p_{fl}}$  – шкідлива робота сили опору перекочування колеса лівого борту машини при повороті останньої на кут  $\varphi$ :

$$A_{p_{fl}} = P_{f_{fl}} \cdot \varphi \cdot \frac{B}{2} = \frac{m^{\Delta} g f \varphi_{fl} B}{2}. \quad (2.98)$$

Приймаючи, що коефіцієнти зчеплення для лівого  $\varphi_{fl}$  і правого  $\varphi_{fr}$  бортів рівні, отримаємо:

$$\sum A_{p_f} = A_{p_{fr}} - A_{p_{fl}} = 0. \quad (2.99)$$

Оскільки лінія дії сили бічного відведення шин проходить через полюс обертання, то:

$$A_{p_B} = 0. \quad (2.100)$$

Тоді, остаточно, будемо мати:

$$\frac{m^{\Delta} v^2}{2} + \frac{J \dot{\varphi}^2}{2} = \dot{m}^{\Delta} \mu S_{oms} \sqrt{2gHS_{mp}}, \quad (2.101)$$

або, розв'язуючи відносно кутової швидкості повороту:

$$\dot{\varphi} = \sqrt{\frac{2\dot{m}^{\Delta} \mu S_{oms} \sqrt{2gHS_{mp}} - m^{\Delta} v^2}{J}}. \quad (2.102)$$

Розв'язуючи спільно з (2.94) отримані рівняння, визначаємо зміну координат центра ваги напівначіпної транспортно-технологічної машини в горизонтальній площині при виконанні технічного процесу.

## 2.6 Формування дотичної сили тяги рушіїв трактора при зміні маси агрегату

Розглянемо систему сил, що діють на транспортно-технологічну машину в вертикальній площині (рис. 2.6). Тоді, в найбільш загальному випадку на машину будуть діяти вага  $G^{\Delta} = m^{\Delta} g$ ; сила опору перекочування коліс машини

$P_f^\Delta = G^\Delta f = m^\Delta gf$ ; сила імпульсу  $I$ , величина якої визначається за залежністю (2.73) і реакції взаємодії машини з трактором – гакове навантаження  $P_{\text{зак}}^x$  і  $P_{\text{зак}}^y$  за відповідними вісями координат. Складемо рівняння рівноваги машини у вертикальній площині відносно центру обертання – точки  $P$ :

$$G^\Delta x_{c'} + P_f^\Delta r_k + P_{\text{зак}}^y (l_{\text{зак}} \cos \varphi - h_{\text{зак}} \sin \varphi) + P_f (l_{\text{зак}} \sin \varphi - h_{\text{зак}} \cos \varphi) + I \cos \varphi (l_{\text{зак}} \sin \varphi - h_{\text{зак}} \cos \varphi) - I h_1 = 0 \quad (2.103)$$

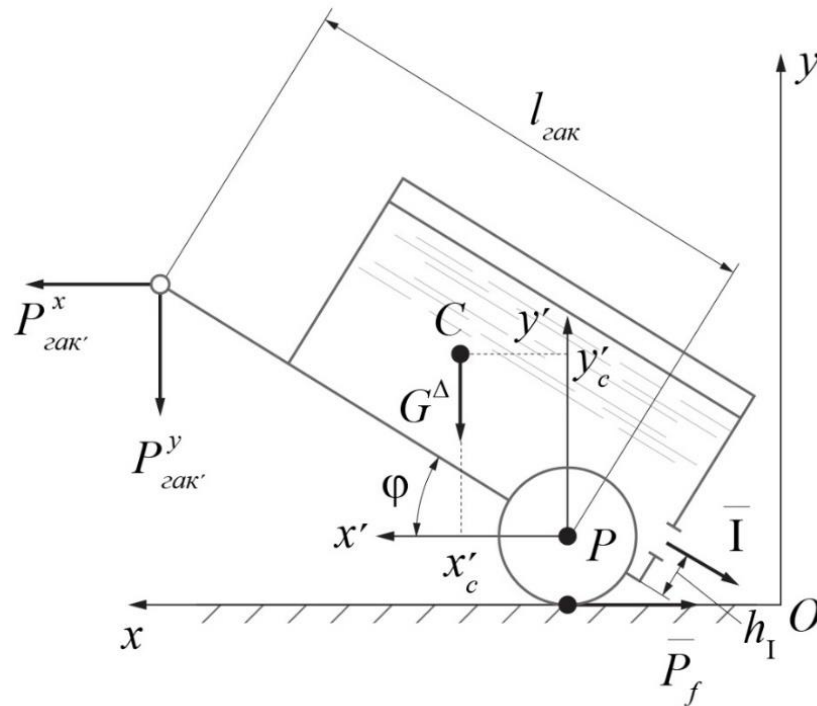


Рисунок 2.6 – Схема сил, що діють на транспортно-технологічну машину в вертикальній площині

Враховуючи, що

$$P_{\text{зак}}^x = P_f^\Delta + I \cos \varphi, \quad (2.104)$$

остаточно отримаємо:

$$P_{\text{зак}}^y = \frac{-G^\Delta x_{c'} - P_f^\Delta (l_{\text{зак}} \sin \varphi - h_{\text{кр}} \cos \varphi + r_k) - I \left( \frac{l_{\text{зак}}}{2} \sin 2\varphi - h_{\text{зак}} \cos^2 \varphi - h_1 \right)}{l_{\text{зак}} \cos \varphi - h_{\text{зак}} \sin \varphi}. \quad (2.105)$$



З огляду на залежності, що отримані раніше, матимемо:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{зак}'}^x &= \left\{ \pi r^2 - \frac{1}{2} r^2 [2 \arccos \gamma - \sin(2 \arccos \gamma)] l \rho + M \right\} g f - \\
 &- r^2 l \rho \mu S_{\text{омс}} \sqrt{2g(\gamma_r + r)} \cos \varphi \cdot \frac{(\gamma_r + r - H_o)(1 - \cos(2 \arccos \gamma))}{t \sqrt{1 - \gamma^2}} \\
 P_{\text{зак}'}^y &= \frac{x_{c'} + f(l_{\text{зак}} \sin \varphi - h_{\text{зак}} \cos \varphi + r_k)}{l_{\text{зак}} \cos \varphi - h_{\text{зак}} \sin \varphi} \{-g(\pi r^2 - 0,5r^2[2 \arccos \gamma - \\
 &- \sin(2 \arccos \gamma)] l \rho + M)\} + \frac{0,5l_{\text{зак}} \sin 2\varphi - h_{\text{зак}} \cos^2 \varphi - h_1}{l_{\text{зак}} \cos \varphi - h_{\text{зак}} \sin \varphi} \times \\
 &\times r^2 l \rho \mu S_{\text{омс}} \sqrt{2g(\gamma_r + r)} \cdot \frac{(\gamma_r + r - H_o)(1 - \cos(2 \arccos \gamma))}{t \sqrt{1 - \gamma^2}}
 \end{aligned} \quad (2.106)$$

$$\text{де } \gamma = H_o - \frac{\mu S_{\text{омс}} \sqrt{2gH_o t}}{2l \sqrt{H_o^2 + 2H_o r}}.$$

Використовуючи отримані залежності можна визначити зміну в часі гакового навантаження трактора за двома вісями –  $P_{\text{зак}}^x$  і  $P_{\text{зак}}^y$  в залежності від зміни маси напівначіпної транспортно-технологічної машини, взявши до уваги, що для системи «трактор-машина» гакове навантаження є внутрішньою силою, і, відповідно:

$$P_{\text{зак}}^x = -P_{\text{зак}'}^x \text{ та } P_{\text{зак}}^y = -P_{\text{зак}'}^y. \quad (2.107)$$

Складемо тяговий баланс трактора при сталому режимі руху [111 – 121]. Нехай трактор рухається по похилій ділянці шляху, кут якої з горизонтом дорівнює  $\alpha$  (рис.2.7).

У найбільш загальному випадку тяговий баланс трактора, при проектуванні всіх сил на поверхню руху, буде дорівнювати:

$$P_{\text{к}} = P_{\text{зак}}^x + G_m \cdot \sin \alpha + P_{\text{нов}} + P_{\text{фз}} + P_{\text{fn}} + P_{\text{ин}}, \quad (2.108)$$

де  $P_{\text{к}}$  – дотична сила тяги, що розвивається ведучими колесами трактора;

$G_m$  – вага трактора –  $G_m = m_m g$ ;

$P_{\text{нов}}$  – сила опору повітря, яка складається з лобового опору потоку повітря, що стискається рухомим агрегатом, опору, створюваного завихренням повітря

навколо рухомого агрегату, і опору граничного тертя повітря об поверхню агрегату [121].

Рівнодіюча  $P_{нов}$  є функцією швидкості руху агрегату і для малих значень останньої  $P_{нов}$  приймається рівною нулю;  $P_{fз}$  – сила опору перекочування задніх коліс, величина якої визначається коефіцієнтом навантаження задніх коліс трактора  $\lambda$  і вертикальною гаковою силою  $P_{зак}^y$ :

$$P_{fз} = (\lambda m_m g + P_{зак}^y) f ; \quad (2.109)$$

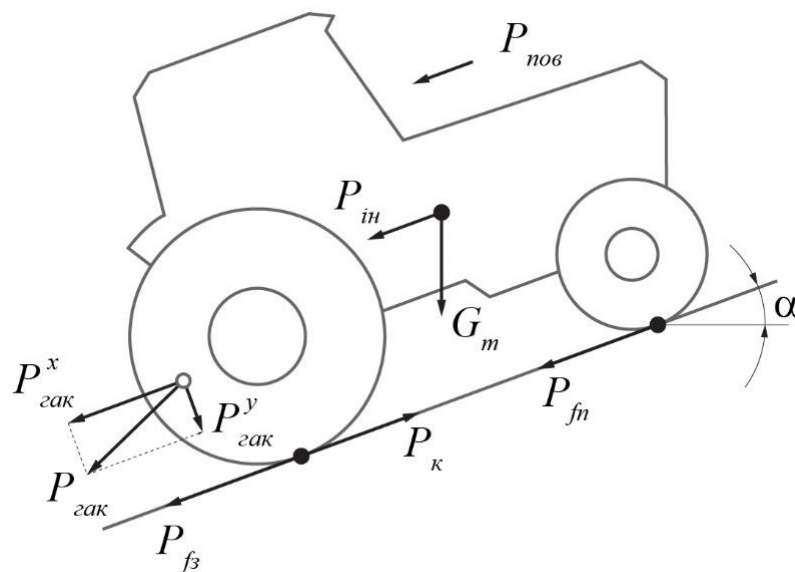


Рисунок 2.7 – Схема сил, що діють на трактор в вертикальній площині

$P_{fн}$  – сила опору перекочування передніх коліс:

$$P_{fн} = (1 - \lambda) m_m g f ; \quad (2.110)$$

$P_{ін}$  – сила інерції агрегату, яка представляє собою рівнодіючу сил інерції окремих частин агрегату, що виникають при несталому прямолінійно-поступальний рух.

При  $v_m = const$  приймаємо  $P_{ін} = 0$ .

Тоді, остаточно, вираз (2.73) можна переписати у вигляді:

$$P_{к} = P_{зак}^x + m_m g \sin \alpha + (\lambda m_m g + P_{зак}^y) f + (1 - \lambda) m_m g f , \quad (2.111)$$

або, з урахуванням виразів (2.106):

$$\begin{aligned}
P_k = & \left\{ \pi r^2 - 0,5r^2 [2 \arccos \gamma - \sin(2 \arccos \gamma)] l \rho + M \right\} g f - \\
& - \frac{r^2 l \rho \mu S_{омб} \sqrt{2g(r\gamma + \gamma)} \cos \varphi (r\gamma - H_o + r) (1 - \cos(2 \arccos \gamma))}{t \sqrt{-\gamma^2 + 1}} + mg \sin \alpha + \\
& + \left\{ \lambda mg - \frac{g[x_{c'} + f(l_{2ак} \sin \varphi - h_{2ак} \cos \varphi + r_k)]}{l_{2ак} \cos \varphi - h_{2ак} \sin \varphi} \times \right. \\
& \times \frac{[\pi r^2 - 0,5r^2 (2 \arccos \gamma - \sin(2 \arccos \gamma))] l \rho + M}{l_{2ак} \cos \varphi - h_{2ак} \sin \varphi} + \\
& + \frac{(0,5l_{2ак} \sin 2\varphi - h_{2ак} \cos^2 \varphi + h_1) r^2 l \rho \mu}{(l_{2ак} \cos \varphi - h_{2ак} \sin \varphi) t \sqrt{\gamma^2 + 1}} \times \\
& \left. \times \frac{S_{омб} \sqrt{2g(r\gamma + \gamma)} (r\gamma - H_o + r) (1 - \cos(2 \arccos \gamma))}{(l_{2ак} \cos \varphi - h_{2ак} \sin \varphi) t \sqrt{\gamma^2 + 1}} \right\} f + \\
& + (1 - \lambda) mg f
\end{aligned} \tag{2.112}$$

Отримана залежність дозволяє встановити зміну в часі величини дотичної сили тяги рушіїв трактора, що працює в агрегаті з транспортно-технологічної машиною змінної маси при виконанні технологічного процесу останньою (рис. 2.8).

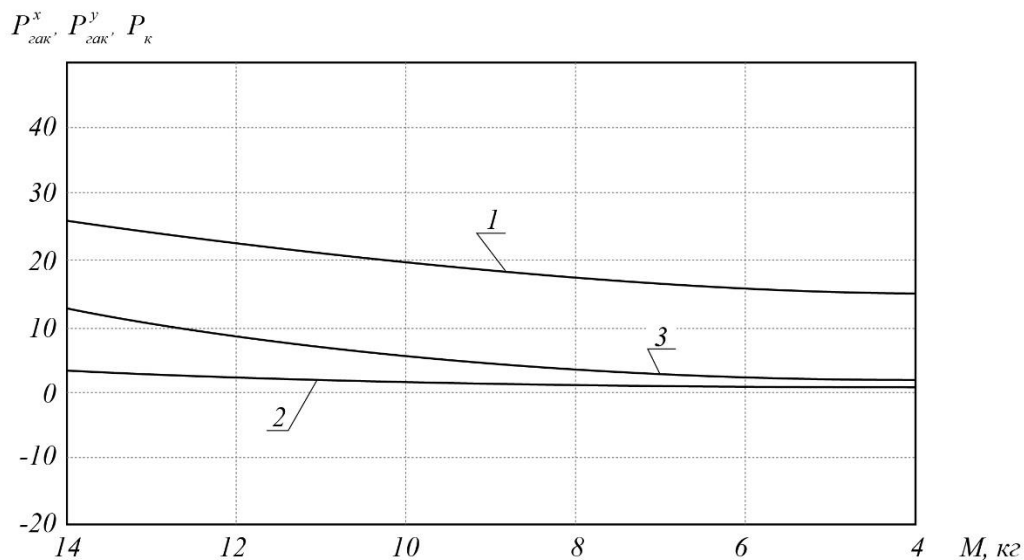


Рисунок 2.8 – Апроксимована залежність дотичної сили тяги  $P_k$  (1), вертикальної  $P_{2ак}^y$  (2) та горизонтальної  $P_{2ак}^x$  (3) складової гакового навантаження трактора від маси транспортно-технологічної машини (на прикладі агрегату ХТ317221 + МЖТ-10)

## 2.7 Формування стійкості трактора при зміні маси агрегату

Розглянемо формування гакового навантаження трактора в горизонтальній площині (рис. 2.9). Склавши рівняння рівноваги напівначіпної машини в даній площині, одержимо:

$$\begin{aligned} P_{\text{зак}'}^x &= P_{fn} + P_{fl} - I \\ P_{\text{зак}'}^y &= P_{\bar{o}} \end{aligned} \quad (2.113)$$

При втраті стійкості агрегату кут  $\varphi$  приймає великі значення, тому величина  $P_{\bar{o}}$  може бути визначена із залежності виду:

$$P_{\bar{o}} = l_c (C_{uu} \cdot \varphi + k_{uu} \cdot \dot{\varphi}), \quad (2.114)$$

де  $C_{uu} = 5 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}$  і  $k_{uu} = 3000 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$  – жорсткість і податливість шини транспортно-технологічної машини.

Приймаючи рівність умов руху коліс лівого і правого бортів машини, отримаємо:

$$P_{fn} = P_{fl} = G \cdot f = m^{\Delta} g f. \quad (2.115)$$

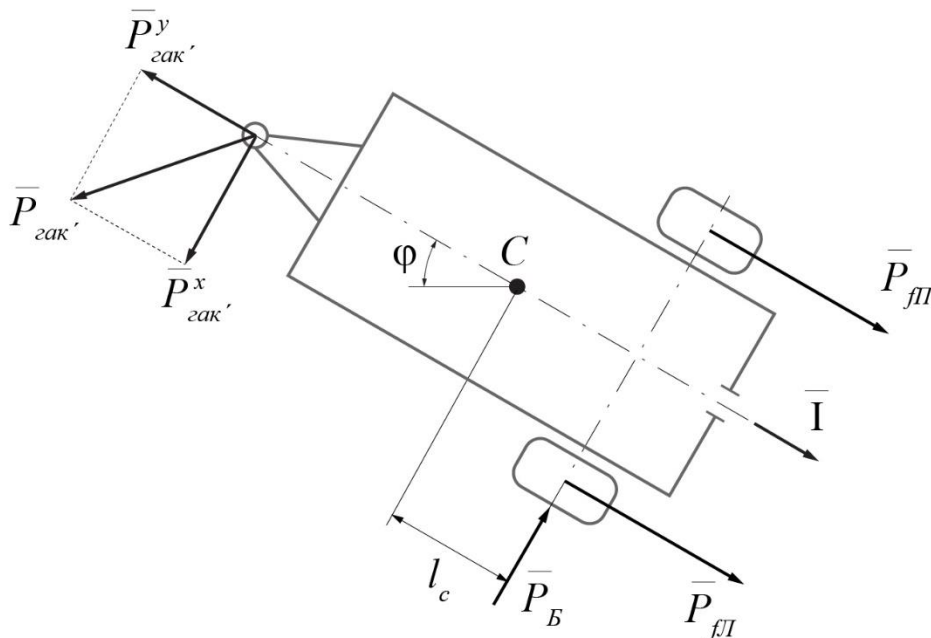


Рисунок 2.9 – Схема сил, що діють на транспортно-технологічну машину

Тоді, остаточно, залежності (2.113) можна переписати у вигляді:

$$P_{\text{зак}}^x = \{ \pi r^2 - 0,5 r^2 [4 \arccos^2 \gamma - \sin(2 \arccos \gamma)] l \rho + M \} g f + \\ + r^2 \mu S_{\text{омс}} l \rho \sqrt{2g(\gamma_r + r)} \cdot \frac{(\gamma_r - H_o + r) [4 \arccos \gamma - \cos(2 \arccos \gamma)]}{t \sqrt{-\gamma^2 + 1}}. \quad (2.116)$$

$$P_{\text{зак}}^y = l_c (C_{\text{ш}} \cdot \varphi + k_{\text{ш}} \cdot \dot{\varphi})$$

Використовуючи отримані залежності можна визначити зміну в часі гакового навантаження трактора по двох вісях –  $P_{\text{зак}}^x$  і  $P_{\text{зак}}^y$ , в горизонтальній площині, в залежності від зміни маси напівначіпної транспортно-технологічної машини. Колісний енергетичне засіб, як зазначено в роботах [122 – 127], є принципово нестійкою, відносно заданої траєкторії, машиною. При цьому будь-які зовнішні впливи на трактор (сили інерції машини, нерівності опорної поверхні і т.п.) викликають зміну первісної траєкторії руху. Для підтримки ж заданої траєкторії оператора необхідно постійно здійснювати коригуючий вплив на систему. Для вивчення умов стійкості руху трактора в агрегаті з транспортно-технологічної машиною змінної маси, розглянемо його рух в нерухомій системі координат  $Oxy$  (рис. 2.10).

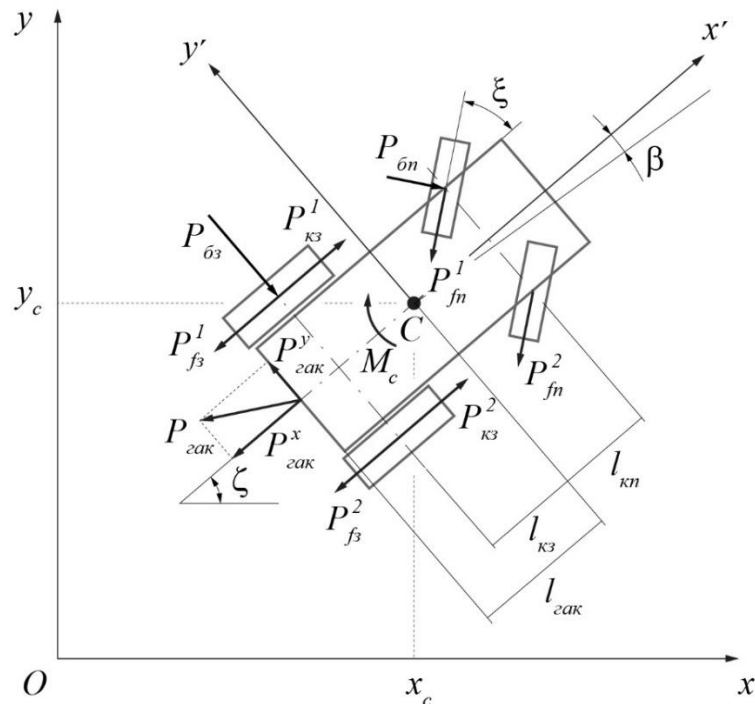


Рисунок 2.10 – Схема сил, що діють на трактор у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси

Розташуємо в центрі ваги трактора (точка  $C$ ) рухому систему координат  $C'x'y'$  яка, при зміні курсу, повертається на деякий кут  $\beta$ .

У поздовжньому напрямку на трактор діють дотичні сили тяги задніх коліс правого  $P_{кз}^2$  і лівого  $P_{кз}^1$  бортів, сили опору перекочування передніх ( $P_{fn}^1$  і  $P_{fn}^2$  – лівого і правого бортів, відповідно) і задніх ( $P_{fз}^1$  і  $P_{fз}^2$  – лівого і правого бортів, відповідно) коліс і поздовжня складова гакового навантаження  $P_{зак}^x$ .

У поперечному напрямку на трактор діють сили бічного відведення шин переднього  $P_{он}$  і заднього  $P_{оз}$  мостів, а також поперечна складова гакового навантаження  $P_{зак}^y$ .

Нехай під дією зовнішніх збурюючих впливів трактор відхиляється в поперечному напрямку на  $y_c$ , а його поздовжня вісь повертається на деякий кут  $\zeta$ . Щоб повернути трактор на первинну траєкторію, оператору необхідно повернути керовані колеса на деякий кут  $\xi$ . При цьому, повороту трактора буде перешкоджати момент опору повороту  $M_c$ .

Складемо рівняння поступального і обертального руху трактора в площині  $Oxy$  під дією розглянутої системи сил:

$$\begin{aligned} m\ddot{y}_c &= -P_{зак}^x \sin \zeta + P_{зак}^y \cos \zeta - P_{fз}^1 \cos \zeta + P_{кз}^1 \cos \zeta - P_{fз}^2 \cos \zeta + \\ &+ P_{кз}^2 \cos \zeta - P_{оз} \cos \zeta - P_{он} \cos(\xi + \zeta) - P_{fn}^1 \sin(\xi + \zeta) - P_{fn}^2 \sin(\xi + \zeta). \quad (2.117) \\ J\ddot{\beta} &= -P_{зак}^y l_{зак} + P_{оз} l_{кз} - P_{он} l_{он} - P_{fn}^2 l_{fn} + P_{fn}^1 l_{fn} - M_c \end{aligned}$$

Визначимо залежність між положенням в просторі центру ваги трактора і центрами передньої і задньої вісей. З урахуванням малості  $\zeta$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} x_n &= x_c + l_{kn} \cos \zeta = x_c + l_{kn} \\ y_n &= y_c + l_{kn} \sin \zeta = y_c + l_{kn} \zeta \\ x_з &= x_c - l_{кз} \cos \zeta = x_c - l_{кз} \\ y_з &= y_c - l_{кз} \sin \zeta = y_c - l_{кз} \zeta \end{aligned} \quad (2.118)$$

Продиференціюємо отримані вирази:

$$\begin{aligned}\dot{x}_n &= \dot{x}_c = v_{mp} \\ \dot{x}_3 &= \dot{x}_c = v_{mp} \\ \dot{y}_n &= \dot{y}_c + l_{kn} \dot{\zeta} \\ \dot{y}_3 &= \dot{y}_c - l_{k3} \dot{\zeta}\end{aligned}\quad (2.119)$$

Отримані вирази описують величини складових абсолютної швидкості центрів передньої і задньої вісей трактора в нерухомій системі координат.

Оскільки відношення поперечної швидкості  $\dot{y}_i$  до поздовжньої  $\dot{x}_i$  являє собою тангенс кута нахилу напрямку вектору абсолютної швидкості руху до вісі абсцис, то для передньої і задньої вісей отримаємо:

- передня вісь:

$$\operatorname{tg}(\zeta - \beta + \xi) = \frac{\dot{y}_n}{\dot{x}_n} = \frac{\dot{y}_c + l_{kn} \dot{\zeta}}{v_{mp}}, \quad (2.120)$$

- задня вісь:

$$\operatorname{tg}(\zeta + \xi) = \frac{\dot{y}_3}{\dot{x}_3} = \frac{\dot{y}_c - l_{k3} \dot{\zeta}}{v_{mp}}. \quad (2.121)$$

Оскільки кути  $\zeta$ ,  $\beta$  і  $\xi$  малі, то приймаємо, що тангенси даних кутів рівні самим кутам. Тоді, кути відведення відповідних вісей:

- передня вісь:

$$\xi = \frac{\dot{y}_c + l_{kn} \dot{\zeta}}{v_{mp}} - \zeta + \beta, \quad (2.122)$$

- задня вісь:

$$\xi = \frac{\dot{y}_c - l_{k3} \dot{\zeta}}{v_{mp}} - \zeta. \quad (2.123)$$

Представивши бічні сили у вигляді залежності від кута відведення ( $P_{\delta i} = k_i \cdot \xi$ ), після приведення подібних в (2.117), з огляду на малість кутових величин, отримаємо:

$$\begin{aligned}
& m\ddot{y}_c + \frac{k_3 + k_n}{v_{mp}} \dot{y}_c + \frac{k_3 + k_n}{v_{mp}} \dot{\zeta} + (P_{\text{зак}}^y - P_{\text{зак}}^x + P_{\text{кз}}^1 - P_{\text{фз}}^1 + \\
& + P_{\text{кз}}^2 - P_{\text{фз}}^2 - P_{\text{fn}}^1 - P_{\text{fn}}^2 + k_3 + k_n)\zeta = (P_{\text{fn}}^1 + P_{\text{fn}}^2)\xi \\
& \frac{k_3 l_{\text{кз}} - k_n l_{\text{kn}}}{v_{mp}} \dot{y}_c + J\ddot{\beta} + \frac{k_3 l_{\text{кз}}^2 + k_n l_{\text{kn}}^2}{v_{mp}} \dot{\zeta} + \\
& + (k_3 l_{\text{кз}} - k_n l_{\text{kn}})\zeta = P_{\text{зак}}^y - P_{\text{fn}}^2 l_{\text{kn}} - P_{\text{fn}}^1 l_{\text{kn}} + M_c
\end{aligned} \tag{2.124}$$

Для визначення умов стійкості руху трактора з напівначіпною транспортно-технологічною машиною змінної маси, складемо визначник отриманої системи рівнянь:

$$\begin{vmatrix}
m\Delta^2 + \frac{k_3 + k_n}{v_{mp}} \Delta & \frac{k_3 + k_n}{v_{mp}} \Delta (P_{\text{зак}}^y - P_{\text{зак}}^x + P_{\text{кз}}^1 - P_{\text{фз}}^1 + P_{\text{кз}}^2 - P_{\text{фз}}^2 - P_{\text{fn}}^1 - P_{\text{fn}}^2 + k_3 + k_n) \\
\frac{k_3 l_{\text{кз}} - k_n l_{\text{kn}}}{v_{mp}} \Delta & J\Delta^2 + \frac{k_3 l_{\text{кз}}^2 + k_n l_{\text{kn}}^2}{v_{mp}} \Delta + (k_3 l_{\text{кз}} - k_n l_{\text{kn}})
\end{vmatrix}. \tag{2.125}$$

Розкриємо визначник, отримавши характеристичне рівняння виду:

$$\begin{aligned}
& Jm\Delta^4 + \frac{2J(k_3 + k_n)}{v_{mp}} \Delta^3 + \left[ (k_3 l_{\text{кз}} - k_n l_{\text{kn}})m + \frac{(k_3^2 + k_n k_3)(l_{\text{кз}}^2 - l_{\text{кз}})}{v_{mp}} + \right. \\
& \left. + \frac{(k_n^2 + k_n k_3)(l_{\text{kn}}^2 - l_{\text{kn}})}{v_{mp}} \right] \cdot \Delta^2 + \\
& + \left[ \frac{k_3 l_{\text{кз}} - k_n l_{\text{kn}}}{v_{mp}} (P_{\text{зак}}^y - P_{\text{зак}}^x + P_{\text{кз}}^1 - P_{\text{фз}}^1 + P_{\text{кз}}^2 - P_{\text{фз}}^2 - P_{\text{fn}}^1 - P_{\text{fn}}^2) \right] \Delta = 0
\end{aligned} \tag{2.126}$$

або, після заміни:

$$\begin{aligned}
& A = Jm \\
& B = \frac{2J(k_3 + k_n)}{v_{mp}} \\
& C = (k_3 l_{\text{кз}} - k_n l_{\text{kn}})m + \frac{(k_3^2 + k_n k_3)(l_{\text{кз}}^2 - l_{\text{кз}}) + (k_n^2 + k_n k_3)(l_{\text{kn}}^2 - l_{\text{kn}})}{v_{mp}}, \\
& D = \frac{k_3 l_{\text{кз}} - k_n l_{\text{kn}}}{v_{mp}} (P_{\text{зак}}^y - P_{\text{зак}}^x + P_{\text{кз}}^1 - P_{\text{фз}}^1 + P_{\text{кз}}^2 - P_{\text{фз}}^2 - P_{\text{fn}}^1 - P_{\text{fn}}^2)
\end{aligned} \tag{2.127}$$

отримаємо:

$$(A\Delta^3 + B\Delta^2 + C\Delta + D)\Delta = 0. \tag{2.128}$$



Відповідно, рівняння (2.128) має один ненульовий корінь, що визначає нестійкість трактора відносно нерухомої системи координат.

Для характеристичного рівняння третього ступеня стійкість забезпечується при виконанні умов виду:  $B > 0$ ;  $C > 0$ ;  $D > 0$  і  $BC - AD > 0$ . При цьому, перша умова здійснима при  $v_{mp} > 0$ , тобто при русі трактора вперед.

Друга умова здійснима при  $k_3 l_{кз} \geq k_n l_{кн}$ , в той час як третя умова (при виконанні другої умови) визначається нерівністю виду

$P_{зак}^y - P_{зак}^x + P_{кз}^1 - P_{фз}^1 + P_{кз}^2 - P_{фз}^2 - P_{fn}^1 - P_{fn}^2 \geq 0$ , що є умовою виконання тягового балансу трактора на рівній ділянці шляху. Запишемо четверту умову стійкості трактора в складі агрегату з машиною змінної маси:

$$\frac{Jm(k_3 l_{кз} - k_n l_{кн})}{v_{mp}} \left[ 2(k_3 + k_n) - (P_{зак}^y - P_{зак}^x + P_{кз}^1 - P_{фз}^1 + P_{кз}^2 - P_{фз}^2 - P_{fn}^1 - P_{fn}^2) \right] + \frac{2J(k_3 + k_n)(k_3^2 + k_3 k_n)(l_{кз}^2 - l_{кз}) + (k_n^2 + k_n k_3)(l_{кн}^2 - l_{кн})}{v_{mp}^2} > 0 \quad (2.129)$$

З даної умови, при виконанні попередніх умов стійкості, можна визначити критичну швидкість поступального руху трактора, при перевищенні якої тракторний агрегат втрачає стійкість.

## 2.8 Вертикальні коливання системи «трактор-машина змінної маси»

Розглянемо стійкість руху трактора в складі транспортно-технологічного агрегату з напівначіпною машиною змінної маси (рис. 2.11). В процесі експлуатації даного агрегату спостерігається формування вертикальних і кутових коливань енергетичного засобу зі значною частотою, що сприяє відриву керованих коліс трактора. При цьому значно знижується стійкість руху агрегату і його відгук на поворот керованих коліс, що призводить до зниження швидкості і, отже, зниження його продуктивності разом із зниженням якості виконання технологічного процесу.

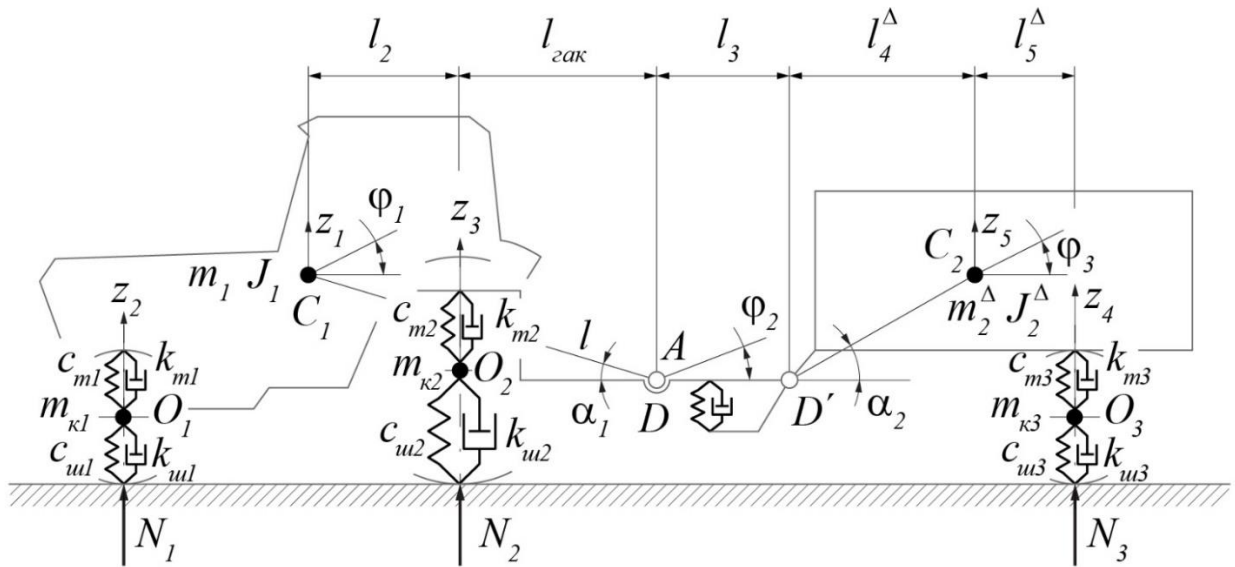


Рисунок 2.11 – Динамічна модель системи «трактор-транспортно-технологічна машина» в повздовжній площині

Для визначення частоти відриву керованих коліс трактора в складі транспортно-технологічного агрегату розглянемо динамічну схему «трактор-напівначіпна машина».

При виведенні математичної моделі прийнемо такі припущення [128 – 132]:

– остов трактора і машини розглядаються як тверді тіла, які здійснюють плоскопаралельний рух у вертикальній площині і володіють в ній трьома ступенями свободи;

– коефіцієнти опору шин і підвіски пропорційні швидкості і не змінюються в розглянутих умовах експлуатації;

– маси, що розглядаються, є точковими і можуть здійснювати тільки вертикальний рух – мають одну ступінь свободи.

На підставі теореми про швидкості точок при плоскопаралельному русі, визначимо швидкість точки  $D$ :

$$\bar{v}_D = \bar{v}_{C_1} + \dot{\gamma}_1 \cdot C_1D. \quad (2.130)$$

Спроекуємо даний векторний вираз на вертикальну вісь:

$$v_{Dz} = \dot{z}_D = \dot{z}_{C_1} + \dot{\gamma}_1 \cdot l_{CD} \cdot \sin(\alpha_1 + \gamma_1), \quad (2.131)$$

де  $\alpha_1$  – кут між точкою зчипки і поздовжньою віссю трактора.

Аналогічно визначимо швидкість центру ваги транспортно-технологічної машини:

$$\bar{v}_{C_2} = \bar{v}_{D'} + \dot{\gamma}_3 \cdot D'C_2, \quad (2.132)$$

або:

$$\bar{v}_{C_{2z}} = \dot{z}_{C_2} = \dot{z}_{D'} + \dot{\gamma}_3 \cdot l_{D'C_2} \cdot \sin(\alpha_2 + \gamma_3). \quad (2.133)$$

З огляду на (2.131) і поворот ланки  $DD'$ , отримаємо ( $\dot{z}_D = \dot{z}_{D'}$ ):

$$v_{C_{2z}} = \dot{z}_{C_1} + \dot{\gamma}_1 \cdot l_{CD} \cdot \sin(\alpha_1 + \gamma_1) + \dot{\gamma}_3 \cdot l_{D'C_2} \cdot \sin(\alpha_2 + \gamma_3) + \dot{\gamma}_2 l_{DD'} \sin \gamma_2. \quad (2.134)$$

Запишемо рівняння кінетичної енергії системи «трактор-транспортно-технологічна машина» для плоскопаралельного руху останньої у вертикальній площині:

$$T = 0,5\{m_1 \dot{z}_1^2 + m_{\kappa 1} \dot{z}_2^2 + m_{\kappa 2} \dot{z}_3^2 + m_{\kappa 3} \dot{z}_4^2 + m_2^\Delta [\dot{z}_1 + \gamma_1 l \sin(\alpha_1 + \gamma_1) + \dot{\gamma}_2 l_3 \sin \gamma_2 + \dot{\gamma}_3 (l_2 + l_{\text{зак}}) \sin(\alpha_2 + \gamma_3)]^2 + J_1 \dot{\gamma}_1^2 + J_2^\Delta \dot{\gamma}_3^2\} \quad (2.135)$$

Запишемо рівняння потенціальної енергії системи та її функції розсіювання:

$$P = 0,5[c_{u1}(N_1 - z_2)^2 + c_{u2}(N_2 - z_3)^2 + c_{u3}(N_3 - z_3)^2 + c_{m1}(z_2 + l_3 \gamma_2 + l_4^\Delta \gamma_3)^2 + c_{m3}(z_5 + (l_2 + l_{\text{зак}})\gamma_1 + l_3 \gamma_2 + l_5^\Delta \gamma_3)^2] \quad (2.136)$$

$$R = 0,5[k_{u1}(\dot{N}_1 - \dot{z}_2)^2 + k_{u2}(\dot{N}_2 - \dot{z}_3)^2 + k_{u3}(\dot{N}_3 - \dot{z}_3)^2 + k_{m1}(\dot{z}_2 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3)^2 + k_{m2}(\dot{z}_3 - l_2 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3)^2 + k_\delta(0,5 l_3 \dot{\gamma}_2 - l_4^\Delta \dot{\gamma}_3)^2 + k_{m3}(\dot{z}_5 + (l_2 + l_{\text{зак}})\dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_5^\Delta \dot{\gamma}_3)^2] \quad (2.137)$$

Після проведення диференціювання та приведення подібних, отримаємо систему рівнянь, що описує коливання транспортно-технологічного агрегату в вертикальній площині:

$$\begin{pmatrix} a_{11} & 0 & 0 & 0 & a_{15} & a_{16} & a_{17} \\ 0 & a_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & 0 & 0 & 0 \\ a_{51} & 0 & 0 & 0 & a_{55} & a_{56} & a_{57} \\ a_{61} & 0 & 0 & 0 & a_{65} & a_{66} & a_{67} \\ a_{71} & 0 & 0 & 0 & a_{75} & a_{76} & a_{77} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_3 \\ \ddot{z}_4 \\ \dot{\gamma}_1 \\ \dot{\gamma}_2 \\ \dot{\gamma}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ b_5 \\ b_6 \\ b_7 \end{pmatrix}, \quad (2.138)$$

$$\text{де } a_{11} = m_1 + m_2^\Delta;$$

$$a_{15} = m_2^\Delta l \cos(\alpha_1 + \gamma_1);$$

$$a_{16} = m_2^\Delta (l_2 + l_{2ak}) \cos \gamma_2;$$

$$a_{17} = m_2^\Delta (l_2 + l_{2ak}) \cos(\alpha_2 + \gamma_3);$$

$$a_{22} = m_{\kappa 1}; \quad a_{33} = m_{\kappa 2};$$

$$a_{44} = m_{\kappa 3};$$

$$a_{55} = J_1 + m_2^\Delta l^2 \cos(\alpha_1 + \gamma_1);$$

$$a_{56} = m_2^\Delta l_3 l \cos(\alpha_1 + \gamma_1);$$

$$a_{57} = m_2^\Delta l (l_2 + l_{2ak}) \cos(\alpha_1 + \gamma_1) \cos(\alpha_2 + \gamma_2);$$

$$a_{61} = m_2^\Delta l_1 \cos \gamma_2;$$

$$a_{65} = m_2^\Delta l_1 \cos \gamma_1 \cos \gamma_2;$$

$$a_{66} = m_2^\Delta l_1^2 \cos^2 \gamma_2;$$

$$a_{67} = m_2^\Delta l_1 (l_2 + l_{2ak}) \cos \gamma_2 \cos \gamma_3;$$

$$a_{71} = m_2^\Delta (l_2 + l_{2ak}) \cos(\alpha_2 + \gamma_3);$$

$$a_{75} = m_2^\Delta (l_2 + l_{2ak}) l \cos(\alpha_1 + \gamma_1) \cos(\alpha_2 + \gamma_3);$$

$$a_{76} = m_2^\Delta (l_2 + l_{2ak}) \cos(\alpha_2 + \gamma_3) \cos \gamma_2;$$

$$a_{77} = J_2^\Delta + m_2^\Delta (l_2 + l_{2ak})^2 \cos^2(\alpha_2 + \gamma_3);$$

$$b_1 = -c_{m1}(z_2 - z_1 + l_1 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_3 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) - c_{m3}(z_4 - z_1 - l_5^\Delta \dot{\gamma}_3 - l_3 \dot{\gamma}_2 - l_2 \dot{\gamma}_1) + k_{m1}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 - l_1 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) + k_{m2}(\dot{z}_3 - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) + k_{m3}(\dot{z}_5 - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_3 - l_5^\Delta \dot{\gamma}_3) - \dot{\gamma}_1^2 l \times \sin(\alpha_1 + \gamma_1) - \dot{\gamma}_2^2 (l_2 + l_{2ak}) \sin \gamma_2 - \dot{\gamma}_3^2 (l_2 + l_{2ak}) \sin(\alpha_2 + \gamma_3);$$

$$b_2 = -c_{u1}(N_1 - z_2) + c_{m1}(z_2 - z_1 + l_1 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) + k_{u1}(\dot{N}_1 - \dot{z}_2) - k_{m1}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 + l_1 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3);$$

$$b_3 = -c_{u2}(N_2 - z_2) + c_{m2}(z_3 - z_1 + l_2 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) - k_{m2}(\dot{z}_3 - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 - l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) + k_{u2}(\dot{N}_2 - \dot{z}_3);$$

$$b_4 = c_{u3}(N_3 - z_4) - k_{u3}(\dot{N}_3 - \dot{z}_4);$$

$$b_5 = -m_2^\Delta l \sin(\alpha_1 + \gamma_1) [\dot{\gamma}_1^2 l \cos(\alpha_1 + \gamma_1) + \dot{\gamma}_2^2 l_1 \cos \gamma_2 + \dot{\gamma}_3^2 (l_2 + l_{zak}) \sin(\alpha_2 + \gamma_2)] + c_{m1} l_1 \times \\ \times (z_2 - z_1 + l_1 \gamma_1 + l_3 \gamma_2 + l_4^\Delta \gamma_3) - c_{m2} l_2 (z_3 - z_1 - l_2 \gamma_1 + l_1 \gamma_2 + l_4^\Delta \gamma_3) - c_{u3} l_2 (z_5 - z_1 - l_2 \gamma_1 - \\ - l_3 \gamma_2 - l_5^\Delta \gamma_3) - k_{m1} l_1 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1 + l_1 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) + k_{m2} l_2 (\dot{z}_3 - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 + l_1 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) + \\ + k_{u3} l_2 (\dot{z}_5 - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 - l_3 \dot{\gamma}_2 - l_5^\Delta \dot{\gamma}_3);$$

$$b_6 = -m_2^\Delta l_1 \sin \gamma_2 [\gamma_1^2 l \sin \gamma_1 + \dot{\gamma}_1^2 l_1 \sin \gamma_2 + \dot{\gamma}_3^2 (l_2 + l_{zak}) \sin \gamma_3] + c_{m1} l_3 (z_3 - z_1 + l_1 \gamma_1 + \\ + l_3 \gamma_2 + l_4^\Delta \gamma_3) + c_{m2} l_3 (z_3 - z_1 - l_2 \gamma_1 + l_3 \gamma_2 + l_4^\Delta \gamma_3) + 0,5 c_{m3} l (0,5 l_3 \gamma_2 + l_2 \gamma_3) - c_{u3} l_3 (z_4 - z_1 - \\ - l_2 \gamma_1 - l_3 \gamma_2 - l_5^\Delta \gamma_3) - k_{m1} l_3 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1 + l_1 \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) - k_{m2} l_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 - l_3 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) - \\ - 0,5 k_{m3} l (0,5 l_3 \dot{\gamma}_2 + l_3 \dot{\gamma}_3) + k_{u3} l_3 (\dot{z}_4 - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 - l_3 \dot{\gamma}_2 - l_5^\Delta \dot{\gamma}_3);$$

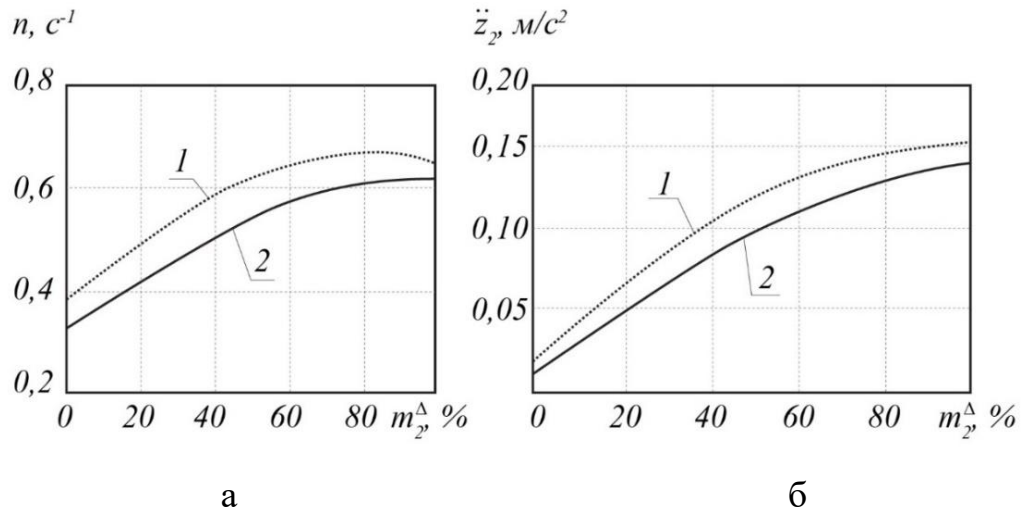
$$b_7 = m_2^\Delta (l_2 + l_{zak}) \cos(\alpha_2 + \gamma_3) [\dot{\gamma}_1^2 l \sin(\alpha_1 + \gamma_1) + \dot{\gamma}_2^2 l_1 \sin \gamma_2 + \dot{\gamma}_3^2 (l_2 + l_{zak}) \sin \gamma_3] - m_2^\Delta \times \\ \times (l_2 + l_{zak}) \dot{\gamma}_3 \cos(\alpha_2 + \gamma_3) [\dot{z}_1 + \gamma_1 l \sin(\alpha_1 + \gamma_1) + \dot{\gamma}_2 l_1 \sin \gamma_2 + \dot{\gamma}_3 (l_2 + l_{zak}) \sin(\alpha_2 + \gamma_3) + \\ + c_{m1} l_4 (z_2 - z_1 + l_1 \gamma_1 + l_3 \gamma_2 + l_4^\Delta \gamma_3) + c_{m2} l_4 (z_4 - z_1 - l_2 \gamma_1 + l_1 \gamma_2 + l_4^\Delta \gamma_3) + c_{m3} l_2 (0,5 l_3 \gamma_2 + l_2 \gamma_3) - \\ - c_{u3} l_5^\Delta (z_4 - z_1 - l_2 \gamma_1 - l_3 \gamma_2 - l_2 \gamma_3) - k_{m1} l_4^\Delta (\dot{z}_2 - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 + l_1 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) - k_{m2} l_4^\Delta (\dot{z}_4 - \\ - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 + l_1 \dot{\gamma}_2 + l_4^\Delta \dot{\gamma}_3) - k_{m3} l_2 (0,5 l_1 \dot{\gamma}_2 + l_2 \dot{\gamma}_3) + k_{u3} l_5^\Delta (\dot{z}_4 - \dot{z}_1 - l_2 \dot{\gamma}_1 - l_3 \dot{\gamma}_2 - l_2 \dot{\gamma}_3)].$$

Система рівнянь (2.138) є системою з запізненням, оскільки певні функції збурення  $N_2 = f(t)$  та  $N_3 = f(t)$  можна визначити через  $N_1 = f(t)$ :

$$\begin{aligned} N_2 &= N_1(t - \tau_1) \\ N_3 &= N_1(t - \tau_2) \end{aligned} \quad (2.139)$$

де  $\tau_1$  та  $\tau_2$  – час запізнення.

На рис. 2.12, а наведені результати визначення частот відриву керованих коліс трактора, які отримані розв'язанням лінеаризованої (крива 1) та нелінійної (крива 2) системи рівнянь.



1 – за лінеаризованою моделлю; 2 – за нелінійною моделлю

Рисунок 2.12 – Залежність частоти відриву керованих коліс трактора (а) та їх вертикальних прискорень (б) від зміни маси транспортно-технологічної машини (на прикладі агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16)

З залежностей можна зробити висновок, що параметри коливання системи «трактор-транспортно-технологічна машина» відрізняються один від одного, за обома варіантами розрахунку, не більше, ніж на 5%. Отже, при визначенні не тільки числа відриву передніх коліс, але й параметрів коливань всієї системи в цілому, можна використовувати лінійну розрахункову модель. Окрім того, результати розрахунків показують (рис. 2.13), що під час руху трактора у складі напівначіпного транспортно-технологічного агрегату спостерігаються кутові коливання остова трактора (в діапазоні від 5 до 15°), що формує суттєвий вплив на процес відриву керованих коліс останнього.

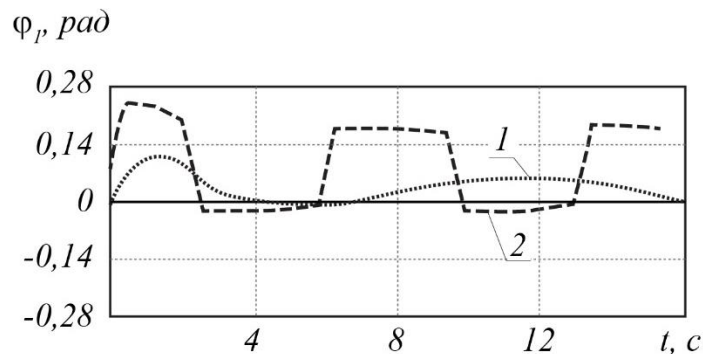
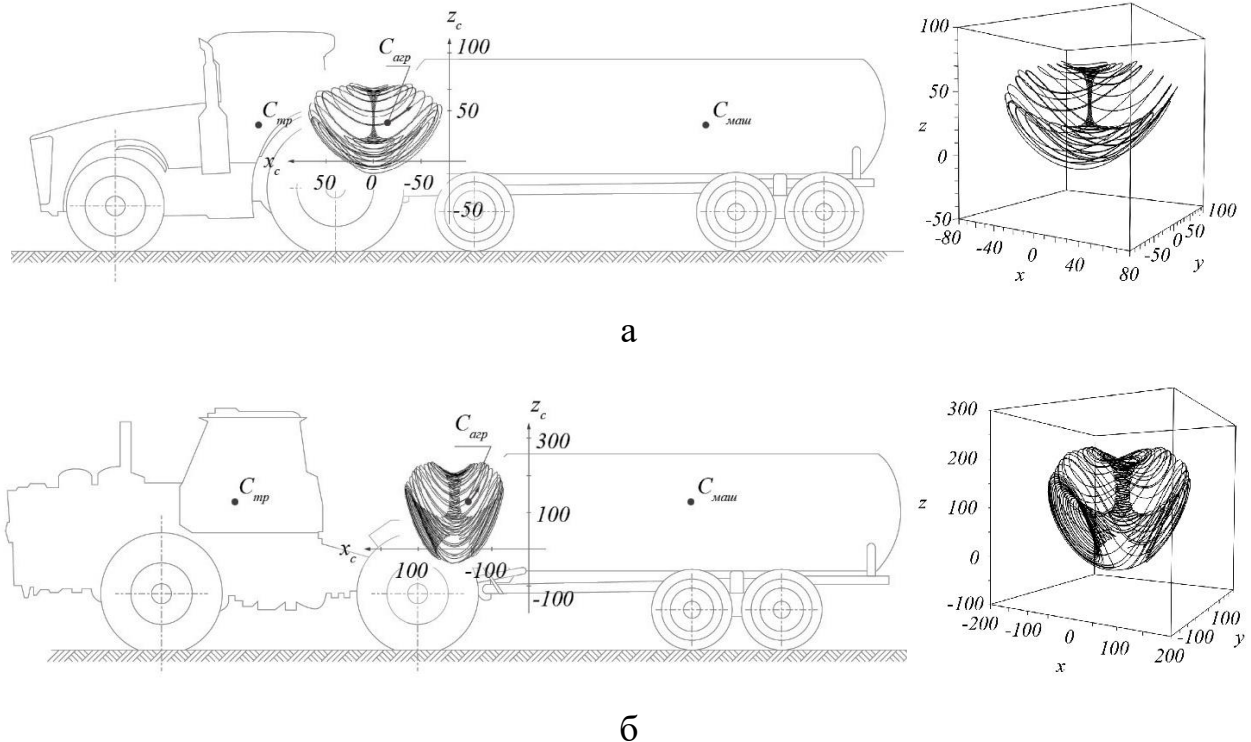


Рисунок 2.13 – Зміна кута галопування остова трактора у часі при повній (1) та порожній (2) транспортно-технологічній машині (на прикладі агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16)

## 2.9 Траєкторія переміщення центру мас транспортно-технологічного агрегату у просторі

На основі розробленої моделі руху транспортно-технологічного агрегату отримані траєкторії центру мас останнього у просторі для причіпної (рис. 2.14, а) та напівначіпної (рис. 2.14, б) технологічної машини. В найбільш загальному випадку отримані траєкторії є аттракторами, до яких наближається траєкторія руху при  $t \rightarrow \infty$ .



а – для агрегату з причіпною машиною (агрегат John Deere 8310R + МЖТ-16);

б – для агрегату з напівначіпною машиною (агрегат ХТ317221 + МЖТ-10)

Рисунок 2.14 – Траєкторії руху у просторі центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси

Розрахунок для причіпної машини проводився за отриманими моделями з урахуванням зменшення ступенів вільності за рахунок відсутності повороту причіпної машини в повздовжній площині.

З рис. 2.14 можна зробити висновок, що динаміка центру мас системи з напівначіпною машиною передбачає формування коливань навколо усіх трьох

вісей, в той час як коливання центру мас системи з причіпною машиною спостерігається тільки за двома вісями – вертикальною та повздовжньою.

Окрім того, можна казати про збільшення розмаху коливального процесу для напівначіпної машини (270 мм для вертикальної координати) у порівнянні з причіпною (90 мм, відповідно) у три рази. Таке збільшення також можна пояснити формуванням обертального моменту для напівначіпної машини, який призводить до розгойдування рідини всередині неї, за рахунок галопування трактора.



## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 2

1. Сформульовано визначення тіла змінної маси, для транспортно-технологічного агрегату, як тіла, що складається з деякої кінцевої множини змінних систем  $n$  матеріальних точок постійної маси, що зосереджені під час руху в деякій області, розмірами якої можна знехтувати. На основі даного визначення сформовано рівняння руху точки змінної маси, яке, на відміну від відомих, враховує додаткові силові фактори (сила Коріоліса  $\bar{K}$ , сила імпульсу потоку  $\bar{I}$  та сила відносного переміщення  $\bar{\Phi}$ ), значення яких визначаються переміщенням матеріальних точок всередині системи.

2. Доведені твердження про елементарну зміну головного вектору кількості руху системи матеріальних точок змінної маси, другий частковий диференціал радіус вектору змінного центру мас системи, момент імпульсу системи та зміну її кінетичної енергії, що дозволяють оцінити траєкторію руху центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси у динамічному просторі.

3. Досліджена динаміка центру ваги транспортно-технологічної машини змінної маси в трьох ортогональних площинах з урахуванням зміни масово-геометричних показників останньої під час виконання технологічного процесу. Обґрунтовані нові залежності, які є науковою новизною дослідження, просторової динаміки центру мас транспортно-технологічного агрегату при виконанні технологічного процесу. Встановлено, що причіпне агрегування машини, на відміну від напівначіпного, дозволяє знизити поздовжні коливання центру мас на 60%, поперечні – на 50% і вертикальні – на 66,7%.

4. З урахуванням силового балансу агрегату отримана залежність зміни дотичної сили тяги трактора від часу в залежності від маси транспортно-технологічної машини. Встановлено, що для напівначіпного агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 спостерігається формування вертикального гакового навантаження в 4 кН, яке зі зміною маси машини зменшується до 0,8 кН.

В той самий час величина горизонтальної складової змінюється від 12 до 2 кН, сприяючи зменшенню дотичної сили тяги, що розвивається ведучим мостом, з 25,5 до 14,8 кН.

5. Оцінена стійкість руху транспортно-технологічного агрегату при зміні маси сільськогосподарської машини. Встановлено, що для агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 величина критичної швидкості поступального руху, при перевищенні якої тракторний агрегат втрачає курсову стійкість, становить 10 км/год.

## РОЗДІЛ 3

ПРОСТІР ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОНФІГУРАЦІЙ РУХУ ТРАКТОРА ПРИ  
ВИКОНАННІ ТРАНСПОРТНИХ РОБІТ У СКЛАДІ АГРЕГАТУ ЗМІННОЇ  
МАСИ

Визначено простір енергетичних конфігурацій трактора, на основі якого обґрунтовано принципи формування енергетичного балансу транспортно-технологічного агрегату змінної маси та запропоновані принципи вивчення енергетичних показників такого агрегату. Наукова новизна дослідження відображена в нових залежностях роботи, витраченої трактором в процесі виконання транспортно-технологічної операції.

### 3.1 Енергетичний баланс транспортно-технологічного агрегату

У найбільш загальному вигляді рівняння енергетичного балансу відображає розподіл енергії двигуна на виконання основного технологічного процесу, здійснення роботи в різних механізмах трактора та взаємодії рушіїв з опорною поверхнею і має вигляд:

$$N_e = N_{zak} + N_{vsn} + N_{mp} + N_{\delta} + N_f + N_i + N_j + N_p + N_n + N_n, \quad (3.1)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна;

$N_{zak}$  – гакова потужність на причіпному пристрої трактора;

$N_{vsn}$  – потужність на валу відбору потужності;

$N_{mp}$ ,  $N_{\delta}$ ,  $N_f$ ,  $N_i$  – потужності, що характеризують витрати енергії на тертя в трансмісії, буксування рушіїв, подолання опору коченню і підйому;

$N_j$  – потужність, що витрачається на подолання сил інерції;

$N_p$  – потужність розсіювання, що поглинається пристроєм для зниження коливань і іншими пружними елементами конструкції трактора;

$N_n$  – потужність, яка не використана внаслідок того, що двигун не розвиває повну ефективну потужність, якщо момент опору носить змінний характер;

$N_n$  – потужність, що витрачається на буксування рушіїв і кочення трактора, що виникає внаслідок підворіть, здійснюваних на гонах.

Потужності  $N_i$  і  $N_j$  мають різні знаки в залежності від того, рухається трактор на підйом або на спуск, розганяється або знижує швидкість. При підйомі і розгоні дані потужності вважають позитивними, а при спуску і уповільненні – негативними.

Прийнято вважати, що ступінь досконалості трактора як тягача і відповідність його функціональним призначенням характеризує зміну окремих складових енергетичного балансу в залежності від тягового зусилля на гаку  $P_{зак}$ . Аналіз даних залежностей дозволяє визначити оптимальний діапазон режиму роботи трактора в експлуатації з найбільшою продуктивністю і найменшими енергетичними втратами. Тому складові рівняння (3.1), які не залежать від тягового навантаження, як правило, не аналізують [133 – 145].

Розглянемо енергетичний баланс трактора в складі транспортно-технологічного агрегату при прямолінійному русі по горизонтальній ділянці опорної поверхні. В такому випадку складові  $N_{вен}$ ,  $N_i$  і  $N_n$  виключаються, а вихідне рівняння (3.1) приймає наступний вигляд:

$$N_e = N_{зак} + N_{mp} + N_{\delta} + N_f + N_j + N_p + N_n. \quad (3.2)$$

З огляду на те, що потужність  $N_{mp}$ , яка витрачається на механічні втрати в трансмісії, може бути визначена через ефективну потужність двигуна

$$N_{mp} = N_e - N_{\kappa}, \quad (3.3)$$

де  $N_{\kappa}$  – потужність на ведучих колесах трактора, то залежність (3.2) можна переписати у вигляді:

$$N_{\kappa} = N_{зак} + N_{\delta} + N_f + N_j + N_p + N_n, \quad (3.4)$$

тобто в найбільш загальному випадку потужність, що підводиться до ведучих колес трактора повинна забезпечувати подолання силових факторів, величина яких визначає суму, що стоїть в правій частині рівняння (3.4).

Використаємо поняття миттєвої роботи і розділимо рівняння (3.4) на елементарний проміжок часу  $dt$ . Отримаємо:

$$dA_{\kappa} = dA_{\text{зак}} + dA_{\delta} + dA_f + dA_j + dA_p + dA_n, \quad (3.5)$$

де  $dA_{\kappa} = N_{\kappa} / dt$  – елементарна робота, що здійснюються ведучими колесами трактора по переміщенню агрегату в просторі;

$dA_{\text{зак}} = N_{\text{зак}} / dt$  – елементарна робота, яка витрачена на переміщення транспортно-технологічної машини в просторі;

$dA_{\delta} = N_{\delta} / dt$  – елементарна робота, яка витрачена при буксуванні ведучих коліс трактора;

$dA_f = N_f / dt$  – елементарна робота, яка витрачена на подолання опору перекочування коліс транспортно-технологічного агрегату по опорній поверхні;

$dA_j = N_j / dt$  – елементарна робота на подолання сил інерції агрегату (в залежності від напрямку вектору сил інерції може мати як позитивне, так і негативне значення);

$dA_p = N_p / dt$  – елементарна робота, яка витрачена при роботі пристрою для зниження коливань і інших пружних пристроїв агрегату;

$dA_n = N_n / dt$  – елементарна робота, яка недовикористана агрегатом через змінний характер моменту опору.

Прийmemo, що буксування трактора, яке визначається станом опорної поверхні, при виконанні транспортно-технологічної операції залишається постійним. Відповідно  $dA_{\delta\text{con}} = \text{const}$ . Величина елементарної роботи  $dA_p$  визначається конструктивними параметрами транспортно-технологічного агрегату і для даних машин залишається величиною постійною –  $dA_{p\text{con}} = \text{const}$ .

Сила опору коченню  $P_f$  при русі трактора по твердій несучій поверхні обумовлена головним чином гістерезисними і дисипативними втратами, частка

яких досягає 90 ... 95% загальних втрат енергії на кочення. До інших чинників, що формують силу опору коченню, відносяться прослизання протектора шини відносно дороги. Колеса транспортно-технологічного агрегату працюють в різних умовах по навантаженню, переданому моменту, геометрії і фізичному стану несучої поверхні [5].

Розглянемо випадок рівномірного кочення колеса по горизонтальній опорній поверхні з урахуванням того, що як шина, так і поверхня, деформуються. Тоді робота, яка підводиться до колеса, витрачається на виконання трьох видів робіт: робота  $dA(P_{fz})$  вертикального здавлювання опорної поверхні з утворенням колії; робота  $dA(P_{fn})$  пружної деформації шини з виникненням внутрішнього тертя; робота  $dA(P_{fm})$  на тертя протектора по опорній поверхні в зоні контакту. Тоді, можемо записати:

$$dA_f = dA(P_{fz}) + dA(P_{fn}) + dA(P_{fm}). \quad (3.6)$$

Розглянемо кочення колеса по опорній поверхні. Прийmemo, що пружні характеристики опорної поверхні малі, тому поверхню можна розглядати як абсолютно пластичну. Тоді, за відсутності інших сил опору коченню колеса, крім сили вертикального здавлювання, робота по утворенню колії на елементарному переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$  визначиться із залежності виду:

$$dA(P_{fz}) = k_z b_{ш} h_{\kappa}^2 dS_c, \quad (3.7)$$

де  $k_z$  – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, який визначається фізико-механічними властивостями останнього;

$b_{ш}$  – ширина шини;

$h_{\kappa}$  – глибина занурення шини в ґрунт, яка може бути визначена із залежності виду [144]:

$$h_{\kappa} = \sqrt[3]{\frac{G_H^2}{k_z^2 b_{ш}^2 D_{\kappa}}}, \quad (3.8)$$

де  $D_k$  – вільний діаметр колеса;

$G_n$  – вертикальне навантаження на колесо.

Представимо вертикальне навантаження, що діє на колесо, як суму двох сил: постійного навантаження, яке визначено певною постійною масою агрегату  $m_{con}$ , і змінного навантаження, величина якого змінюється зі зміною змінної маси  $m_{var}$ :

$$G_n = (m_{con} + m_{var})g. \quad (3.9)$$

Тоді, елементарна робота по утворенню колії на елементарному переміщенні  $dS_c$ , з урахуванням рівнянь (3.8) і (3.9) визначиться із залежності виду:

$$dA(P_{fz}) = \left( \frac{g^2 m_{con}^2}{k_z b_{uz} D_k} + \frac{2g^2 m_{con} m_{var}}{k_z b_{uz} D_k} + \frac{g^2 m_{var}^2}{k_z b_{uz} D_k} \right) dS_c. \quad (3.10)$$

Величина  $dA_{con}(P_{fz}) = \frac{g^2 m_{con}^2}{k_z b_{uz} D_k} dS_c$  є постійною (теоретичною)

компонентою елементарної роботи, необхідної для формування колії агрегату, в

той час як величина  $dA_{var}(P_{fz}) = \left( \frac{2g^2 m_{con} m_{var}}{k_z b_{uz} D_k} + \frac{g^2 m_{var}^2}{k_z b_{uz} D_k} \right) dS_c$  є змінною

компонентою зазначеної роботи, яка змінюється при зміні маси агрегату. Тобто можемо записати:

$$dA(P_{fz}) = dA_{con}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fz}). \quad (3.11)$$

Розглянемо кочення еластичного колеса по поверхні, яка не деформується. Тоді пружна деформація шини супроводжується внутрішнім тертям між частинками матеріалу, з якого виготовлена шина (тертя протектора шини по несучій поверхні не враховуємо). При формуванні нормального навантаження відбувається радіальна деформація стиснення шини у верхній її частині і об'ємна деформація розтягування інших елементів внаслідок підвищення тиску повітря [144]. Відповідно, робота пружною деформації шини на елементарному переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$  визначиться із залежності виду:

$$dA(P_{fn}) = k_{uu} G \left( \frac{h_n}{D_\kappa} \right)^{\frac{1}{3}} dS_c, \quad (3.12)$$

де  $k_{uu}$  – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від матеріалу шини і її каркасу;

$h_n$  – нормальний прогин шини, величина якого визначається з формули Хейдекеля [144]:

$$h_n = \frac{G}{2\pi p_{uu} \sqrt{\frac{D_\kappa b_{uu}}{4}}}, \quad (3.13)$$

де  $p_{uu}$  – тиск повітря в шині.

Підставляючи залежності (3.9) і (3.13) в рівняння (3.12), отримаємо формулу, яка визначає змінну роботу пружної деформації шини на елементарному переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$ :

$$dA_{var}(P_{fn}) = 1,41 k_{uu} g (m_{con} + m_{var}) \left( \frac{g \sqrt{2} m_{con}}{\pi p_{uu} D_\kappa \sqrt{D_\kappa b}} + \frac{g \sqrt{2} m_{var}}{\pi p_{uu} D_\kappa \sqrt{D_\kappa b}} \right)^{\frac{1}{3}} dS_c. \quad (3.14)$$

В процесі кочення колеса ковзання протектора відносно дороги відбувається не тільки внаслідок тангенціальної деформації шини. Зминання ґрунту і радіальна деформація шини також викликають пружне ковзання протектора відносно опорної поверхні і створюють силу опору кочення колеса від тертя протектора [5].

Розглянемо тертя протектора по опорній поверхні внаслідок стиснення шини в плямі контакту. Тоді робота, яка витрачена на дане тертя на елементарному переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$ , визначиться із залежності виду:

$$dA(P_{fm}) = \frac{2}{3} \frac{\mu_n G k_s h_n}{D_\kappa} dS_c, \quad (3.15)$$

де  $\mu_n$  – коефіцієнт тертя кочення шини по опорній поверхні;

$k_s$  – кінематичний коефіцієнт, який пропорційний критичній деформації поверхні  $\Delta_0$  і залежить від приведенного коефіцієнта тертя  $f_{np}$ :



$$k_s = \frac{\Delta_0}{\operatorname{arcch}\left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2f_{np}}\right)}. \quad (3.16)$$

Приведений коефіцієнт тертя є функцією коефіцієнтів тертя спокою  $f_n$  і тертя ковзання  $f_{ck}$ . Для опорної поверхні нормальної вологості він може бути обчислений за емпіричною формулою виду [3]:

$$f_{np} = 2,55 \left( \frac{f_n - f_{ck}}{f_{ck}} \right)^{0,825}. \quad (3.17)$$

З огляду на залежності (3.9) і (3.16), отримаємо:

$$dA(P_{fm}) = \frac{2}{3} \left[ \frac{\mu_n g m_{con} \Delta_0 h_n}{\operatorname{arcch}\left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2f_{np}}\right)} + \frac{\mu_n g m_{var} \Delta_0 h_n}{\operatorname{arcch}\left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2f_{np}}\right)} \right] dS_c. \quad (3.18)$$

Величина  $dA_{con}(P_{fm}) = \frac{2}{3} \frac{\mu_n g m_{con} \Delta_0 h_n}{\operatorname{arcch}\left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2f_{np}}\right)} dS_c$  визначає постійну

компоненту елементарної роботи, витраченої на тертя протектора по опорній поверхні в зоні контакту на елементарному переміщенні центру ваги агрегату

$dS_c$ , в той час як величина  $dA_{var}(P_{fm}) = \frac{2}{3} \frac{\mu_n g m_{var} \Delta_0 h_n}{\operatorname{arcch}\left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2f_{np}}\right)} dS_c$  визначає змінну

компоненту зазначеної роботи, величина якої змінюється при зміні змінної маси агрегату, тобто можемо записати:

$$dA(P_{fm}) = dA_{con}(P_{fm}) + dA_{var}(P_{fm}). \quad (3.19)$$

Таким чином, елементарна робота, що витрачається на подолання сили опору перекошування коліс агрегату, може бути представлена у вигляді (виходячи із залежності (3.6)):

$$dA_f = dA_{con}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fn}) + dA_{con}(P_{fm}) + dA_{var}(P_{fm}). \quad (3.20)$$

Елементарна робота сил інерції визначається на підставі перехідних режимів, пов'язаних зі зміною маси агрегату. З огляду на той факт, що сила Коріоліса не може формувати роботу сил інерції, можемо записати:

$$dA_{jvar} = dA_{var}(I) + dA_{var}(\Phi), \quad (3.21)$$

де  $dA_{var}(I)$  – робота, змінна за величиною, сили імпульсу, що визначається рухом додаткової маси (див. п. 2.1) на елементарному переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$ :

$$dA_{var}(I) = \sum_j \frac{dm_j}{dt} \Delta \bar{v}_j \cdot d\bar{S}_c; \quad (3.22)$$

$dA_{var}(\Phi)$  – робота, змінна за величиною, сили відносного переміщення, яка визначається переміщенням матеріальних точок змінної маси всередині системи (див. п. 2.1) на елементарному переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$ :

$$dA_{var}(\Phi) = \sum_i m_i \bar{a}_i^r \cdot d\bar{S}_c. \quad (3.23)$$

Необхідно відзначити, що в залежностях (3.22) і (3.23) використовується скалярний добуток векторів відповідних сил і переміщень.

Домовимося, що зміна крутного моменту двигуна і кутової швидкості колінчастого валу при коливаннях навантаження відбуваються строго за законом регуляторної характеристики, тобто значення  $M_\kappa$  і  $\omega_\partial$  в будь-який момент часу відповідають одній точці, завжди розташованій на кривій, що виражає статичну залежність між цими параметрами.

Тоді, для характеристики зміни потужності двигуна у зв'язку з нерівномірністю навантаження, доцільно використовувати термін «недовикористана потужність».

Він означає, що внаслідок нелінійності регуляторної характеристики і навантаження змінним моментом опору двигун не може розвинути повну потужність, зазначену в паспорті, як при навантаженні постійним моментом.

Різниця ефективних потужностей при номінальному значенні моменту  $M_n$ , що розвивається двигуном відповідно при постійному і змінному навантаженні, називають недовикористаною потужністю [144]. Тоді, недовикористана робота двигуна трактора на елементарному переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$  визначиться із залежності виду:

$$dA_{hvar} = \frac{M_n(\omega_n - \omega_{сеп})}{dt}, \quad (3.24)$$

де  $\omega_{сеп}$  – середнє значення кутової швидкості колінчастого валу двигуна на елементарному переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$ .

Елементарна робота, що витрачається на переміщення транспортно-технологічної машини, може бути визначена із залежності (2.106). З огляду на просторове розташування вектору гакового навантаження, отримаємо:

$$dA_{зак var} = \sqrt{(P_{зак'}^x)^2 + (P_{зак'}^y)^2} dS_c. \quad (3.25)$$

Величина  $dA_{зак var}$  буде змінною величиною, тому що значення сили тяги на гаку змінюється при елементарному переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$  внаслідок зміни маси останнього.

Таким чином, остаточно, рівняння (3.4) можна переписати у вигляді:

$$dA_k = dA_{зак var} + dA_{\delta con} + dA_{con}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fn}) + dA_{con}(P_{fm}) + \\ + dA_{var}(P_{fm}) + dA_{var}(I) + dA_{var}(\Phi) + dA_{pcon} + dA_{hvar} \quad (3.26)$$

Із залежності (3.26), після перегруповування членів, можна зробити висновок, що елементарна робота, що здійснюються ведучими колесами трактора по переміщенню агрегату в просторі  $dA_k$  може бути розділена на дві компоненти: постійну  $dA_{kcon}$ , яка необхідна для самопересування агрегату в просторі, і змінну  $dA_{kvar}$ , величина якої пов'язана з додатковими переміщеннями центру ваги агрегату внаслідок зміни маси останнього. При цьому:

$$dA_{kcon} = dA_{\delta con} + dA_{con}(P_{fz}) + dA_{con}(P_{fm}) + dA_{pcon} \\ dA_{kvar} = dA_{зак var} + dA_{var}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fn}) + dA_{var}(P_{fm}) + dA_{var}(I) + dA_{var}(\Phi) + dA_{hvar}. \quad (3.27)$$

Отже, дотримуючись термінів, які використовуються у класичній механіці [144],  $dA_{кон}$  – корисна робота сил, що витрачається на переміщення агрегату, та визначається на підставі статичного тягового розрахунку, а  $dA_{квар}$  – робота, яка витрачена на подолання сил опору руху агрегату при зміні маси останнього.

### 3.2 Мінімум енергетичних затрат агрегату при виконанні транспортно-технологічної операції

Розглянемо складний рух транспортно-технологічного агрегату в просторі. Припустимо, що необхідно забезпечити таке управління агрегату, щоб мінімізувати роботу  $dA_{квар}$ , яка витрачена на подолання сил опору руху агрегату при зміні маси останнього, з метою зниження його енерговитрат.

Припустимо, що система описується рівнянням виду:

$$\dot{\tilde{x}}(t) = f[\tilde{x}(t), \tilde{u}(t), t], \quad (3.28)$$

де  $\tilde{x}(t)$  – вектор стану;

$\tilde{u}(t)$  – вектор управління;

$t$  – час виконання транспортно-технологічного процесу.

Припустимо, що вектор управління  $\tilde{u}(t)$  є результат споживання енергії двигуна внутрішнього згорання, а, отже, і витрати палива.

Домовимося позначати швидкість зміни кількості енергії в момент часу  $t$  через  $\varphi(t)$ . Тоді загальна кількість енергії  $F$ , витраченої на інтервалі часу  $[t_0, t_1]$ , дорівнює:

$$F = \int_{t_0}^{t_1} \varphi(t) dt. \quad (3.29)$$

Будемо вимірювати швидкість потоку енергії невід'ємними величинами, тобто  $\varphi(t) \geq 0$  для будь-кого  $t$ .

Для більшості фізичних систем існує співвідношення між швидкістю потоку (витратою) енергії  $\varphi$  і керуючим вектором  $\tilde{u}$  типу:

$$\varphi = h(\tilde{u}). \quad (3.30)$$

Це співвідношення може бути визначено експериментально. Для визначеності будемо вважати, що рівняння (3.30) має вигляд:

$$\varphi = \sum_{j=1}^r c_j |u_j|, \quad (3.31)$$

де  $u_1, u_2, \dots, u_r$  – компоненти керуючого вектору  $\tilde{u}$ ;

$c_j$  – додатні коефіцієнти пропорційності.

Співвідношення (3.31) означає, що збільшення витрат енергії призводить до зростання величини керуючого вектору  $\tilde{u}$ . Якщо вираз (3.31) являє зв'язок  $\tilde{u}$  з  $\varphi$ , то можна відмітити, що енергія, яка витрачається за час  $[t_0, t_1]$ , визначається співвідношенням виду:

$$\varphi = \int_{t_0}^{t_1} \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| dt. \quad (3.32)$$

Таким чином, приймаємо, що задані система  $\dot{\tilde{x}}(t) = f[\tilde{x}(t), \tilde{u}(t), t]$  і обмеження  $\tilde{u}(t) \in \Omega$ ; початковий стан  $\tilde{x}(t_0)$  і область  $S$ . Потрібно знайти допустиме управління, що переводить  $\tilde{x}(t_0)$  в  $S$  таким чином, щоб мінімізувати кількість енергії.

Розглянемо мінімізацію витрат енергії при управлінні до рухомої області  $S$ . Нехай дана система виду:

$$\begin{cases} \dot{x}_i(t) = f_i[\tilde{x}(t), t] + \sum_{j=1}^r b_{ij}[\tilde{x}(t), t] u_j(t), \\ i = 1, 2, \dots, n \end{cases}, \quad (3.33)$$

або у векторній формі:

$$\dot{\tilde{x}}(t) = f[\tilde{x}(t), t] + \tilde{B}[\tilde{x}(t), t] \tilde{u}(t). \quad (3.34)$$

Припустимо, що компоненти  $u_1(t), u_2(t), \dots, u_r(t)$  управління  $\tilde{u}(t)$  обмежені за величиною співвідношенням виду  $|u_j(t)| \leq 1, j = \overline{1, r}$ , або, в більш компактному записі:

$$\tilde{u}(t) \in \Omega. \quad (3.35)$$

Гладка область  $S$ , що задана, визначається рівняннями:

$$g_\alpha[\tilde{x}(t), t] = 0, \alpha = \overline{1, n - \beta}, \beta \geq 1. \quad (3.36)$$

Нехай  $t_0$  – початковий час і  $\tilde{x}(t)$  – заданий початковий стан системи (3.33).

Одночасно з цим заданий функціонал («вартість» енергії) у вигляді:

$$J(\tilde{u}) = \int_{t_0}^T \left\{ \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| \right\} dt, c_j > 0. \quad (3.37)$$

Для знаходження необхідних умов мінімізації енергії розглянемо спочатку випадок, коли час  $T$  не задано. Перш за все утворюємо гамільтоніан для системи (3.33) і функціоналу (3.37). Гамільтоніан має вигляд:

$$H[\tilde{x}(t), \tilde{p}(t), \tilde{u}(t), t] = \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| + \langle f[\tilde{x}(t), t], \tilde{p}(t) \rangle + \langle B[\tilde{x}(t), t] \tilde{u}(t), \tilde{p}(t) \rangle, \quad (3.38)$$

або, еквівалентно,

$$H[\tilde{x}(t), \tilde{p}(t), \tilde{u}(t), t] = \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| + \sum_{i=1}^n f_i[\tilde{x}(t), t], p_i(t) + \sum_{j=1}^r \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}(t), t] u_j(t) p_i(t). \quad (3.39)$$

Зауважимо, що гамільтоніан лінійний відносно  $u_j(t)$  і  $|u_j(t)|$ .

Припустимо, що  $\tilde{u}^*(t)$  – управління, яке оптимальне по витраті енергії, а  $\tilde{x}^*(t)$  – відповідна йому траєкторія і  $\hat{T}$  – перший момент часу, коли

$$\tilde{x}^*(\hat{T}) \in S. \quad (3.40)$$

Використовуємо позначення  $\hat{T}$  замість  $T^*$  для позначення часу прибуття в  $S$  вздовж траєкторії, яка мінімальна за енергією. Символ  $T^*$  збережемо для позначення мінімально можливого часу прибуття в  $S$ .

З формулювання ясно, що  $\hat{T}$  задовольняє нерівності виду:

$$\hat{T} \geq T^*. \quad (3.41)$$

Отримаємо необхідні умови. Нехай існує додаткова змінна  $\tilde{p}^*(\tau)$ , що відповідає  $\tilde{u}^*(t)$  і  $\tilde{x}^*(t)$ . Гамільтоніан, обчислений при  $\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t)$  і  $\tilde{u}^*(t)$ , дорівнює:

$$H[\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t), \tilde{u}^*(t), t] = \sum_{j=1}^r c_j |u_j^*(t)| + \sum_{i=1}^n f_i[\tilde{x}^*(t), t], p_i^*(t) + \sum_{j=1}^r \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] u_j^*(t) p_i^*(t) \quad (3.42)$$

Оскільки  $\dot{\tilde{x}}^*(t) = \frac{\partial H}{\partial \tilde{p}^*(t)}$  і  $\dot{\tilde{p}}^*(t) = -\frac{\partial H}{\partial \tilde{x}^*(t)}$ , то знаходимо, що  $\dot{x}_k^*(t)$  і  $\dot{p}_k^*(t)$ ,

при  $k = \overline{1, n}$  повинні задовольняти канонічним рівнянням виду:

$$\dot{x}_k^*(t) = f_k[\tilde{x}^*(t), t] + \sum_{j=1}^r b_{kj}[\tilde{x}^*(t), t] u_j^*(t); \quad (3.43)$$

$$\dot{p}_k^*(t) = -\sum_{i=1}^n \left\{ \frac{\partial f_i[\tilde{x}^*(t), t]}{\partial x_k^*(t)} \right\} p_i^*(t) - \sum_{j=1}^r u_j^*(t) \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{\partial b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t]}{\partial x_k^*(t)} \right\} p_i^*(t). \quad (3.44)$$

Оскільки нерівність

$$H[\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t), \tilde{u}^*(t), t] \leq H[\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t), \tilde{u}(t), t] \quad (3.45)$$

має місце для всіх  $\tilde{u} \in \Omega$  і  $t \in [t_0, \widehat{T}]$ , то з рівняння (3.42) знаходимо, що співвідношення (3.45) зводиться до нерівності виду:

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^r c_j |u_j^*(t)| + \sum_{i=1}^n f_i[\tilde{x}^*(t), t], p_i^*(t) + \sum_{j=1}^r u_j^*(t) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) \right\} \leq \\ & \leq \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| + \sum_{i=1}^n f_i[\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) + \sum_{j=1}^r u_j(t) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) \right\} \end{aligned} \quad (3.46)$$

яка, в свою чергу, дає співвідношення виду:

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^r c_j |u_j^*(t)| + \sum_{j=1}^r u_j^*(t) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) \right\} \leq \\ & \leq \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| + \sum_{j=1}^r u_j(t) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) \right\} \end{aligned} \quad (3.47)$$

для будь-яких  $\tilde{u} \in \Omega$  і  $t \in [t_0, \hat{T}]$ .

Тоді

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^r c_j |u_j^*(\hat{T})| + \sum_{i=1}^n f_i[\tilde{x}^*(\hat{T}), \hat{T}] p_i^*(\hat{T}) + \\ & + \sum_{j=1}^r u_j^*(\hat{T}) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(\hat{T}), \hat{T}] p_i^*(\hat{T}) \right\} = \sum_{\alpha=1}^{n-\beta} e_\alpha \frac{\partial g_\alpha}{\partial t}[\tilde{x}^*(\hat{T}), \hat{T}] \end{aligned} \quad (3.48)$$

де  $e_\alpha$  – постійні і  $g_\alpha[\tilde{x}, t] = 0$ ,  $\alpha = \overline{1, n-\beta}$  є рівняння області  $S$ .

Крім цього, необхідно, щоб:

$$\tilde{p}^*(\hat{T}) = \sum_{\alpha=1}^{n-\beta} k_\alpha \tilde{h}_\alpha[\tilde{x}^*(\hat{T}), \hat{T}], \quad (3.49)$$

де  $k_1, k_2, \dots, k_{n-\beta}$  – деякі постійні і

$$\tilde{h}_\alpha[\tilde{x}, \hat{T}] = \frac{\partial g_\alpha[x, \hat{T}]}{\partial x}, \quad \alpha = \overline{1, n-\beta}. \quad (3.50)$$

Припустимо тепер, що кінцевий час, який дорівнює  $T_f$ , було задано заздалегідь. Тоді всі отримані рівняння залишаться незмінними, а рівняння (3.49) набуде вигляду:

$$\tilde{p}^*(T_f) = \sum_{\alpha=1}^{n-\beta} k_\alpha \tilde{h}_\alpha[\tilde{x}^*(T_f), T_f]. \quad (3.51)$$

В такому випадку задача мінімізації енергії має розв'язок, коли заданий час  $T_f$  більше або дорівнює мінімальному часу  $T^*$ , тобто

$$T_f \geq T^*. \quad (3.52)$$

Розглянемо необхідні умови. Якщо управління  $\tilde{u}^*(t)$  з мінімальними витратами енергії існує, то одержувана траєкторія  $\tilde{x}^*(t)$  і відповідна додаткова змінна  $\tilde{p}^*(t)$  повинні відповідати таким вимогам:

а) якщо  $T$  не задано, то необхідні умови виражаються співвідношеннями (3.43), (3.44), (3.47), (3.48) і (3.49);



б) якщо задано  $T = T_f$ , то необхідні умови виражаються співвідношеннями (3.43), (3.44), (3.47) і (3.51).

Тепер розглянемо співвідношення (3.47) більш детально. Використовуючи співвідношення (3.47), отримаємо рівняння, яке пов'язує мінімальне по витраті енергії управління  $\tilde{u}^*(t)$  з траєкторією  $\tilde{x}^*(t)$ , що відповідає  $\tilde{p}^*(t)$ .

Визначимо функції  $q_1^*(t)$ ,  $q_2^*(t)$ , ...,  $q_r^*(t)$  співвідношеннями виду:

$$q_j^*(t) = \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t), \quad i = \overline{1, r}. \quad (3.53)$$

Таким чином, функції  $q_j^*(t)$  є компонентами  $r$ -мірного вектору  $\tilde{q}^*(t)$ , визначеного в такий спосіб:

$$\tilde{q}^*(t) = B'[\tilde{x}^*(t), t] \tilde{p}^*(t). \quad (3.54)$$

Використовуючи рівняння (3.53), з (3.47) можна знайти

$$\sum_{j=1}^r c_j \left\{ |u_j^*(t)| + u_j^*(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \leq \sum_{j=1}^r c_j \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \quad (3.55)$$

для всіх  $|u_j(t)| \leq 1$ ,  $j = \overline{1, r}$  і будь-якого  $t \in [t_0, \hat{T}]$  або  $[t_0, T_f]$ . Рівняння (3.55) означає, що функція

$$\psi[\tilde{u}(t)] = \sum_{j=1}^r c_j \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \quad (3.56)$$

має абсолютний мінімум при

$$u_j(t) = u_j^*(t). \quad (3.57)$$

Тоді, отримаємо:

$$\min_{\alpha(t) \in \Omega} \psi[\tilde{u}(t)] = \min_{u(t) \in \Omega} \sum_{j=1}^r c_j \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} = \sum_{j=1}^r c_j \left[ \min_{|u_j(t)| \leq 1} \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \right]. \quad (3.58)$$

Можна стверджувати, що

$$\min_{|u_j(t)| \leq 1} \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} = \begin{cases} 0 & , \text{якщо } \left| \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right| < 1 \\ 1 - \left| \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right| & , \text{якщо } \left| \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right| \geq 1 \end{cases} . \quad (3.59)$$

Оскільки мінімум має місце при  $u_j(t) = u_j^*(t)$ , знаходимо, що  $u_j^*(t)$  пов'язані з  $q_j^*(t)$  наступним чином:

$$\begin{cases} u_j^*(t) = 0 & , \text{якщо } -1 < \frac{q_j^*(t)}{c_j} < 1 \\ u_j^*(t) = +1 & , \text{якщо } \frac{q_j^*(t)}{c_j} < -1 \\ u_j^*(t) = -1 & , \text{якщо } \frac{q_j^*(t)}{c_j} > +1 \\ 0 \leq u_j^*(t) \leq +1 & , \text{якщо } \frac{q_j^*(t)}{c_j} = -1 \\ -1 \leq u_j^*(t) \leq 0 & , \text{якщо } \frac{q_j^*(t)}{c_j} = +1 \end{cases} . \quad (3.60)$$

Щоб записати співвідношення (3.60) в компактній формі, визначимо функцію «зони нечутливості», що позначається далі через  $dez\{a\}$ , в такий спосіб:

$$a = dez\{b\} . \quad (3.61)$$

Це означає, що:

$$\begin{cases} a = 0 & , \text{якщо } |b| < 1 \\ a = sign\{b\} & , \text{якщо } |b| > 1 \\ 0 \leq a \leq 1 & , \text{якщо } b = +1 \\ -1 \leq a \leq 0 & , \text{якщо } b = -1 \end{cases} . \quad (3.62)$$

Рівняння (3.60) можна тепер записати в компактній формі:

$$u_j^*(t) = -dez\left\{ \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} = -dez\left\{ \frac{1}{c_j} \sum_{i=1}^n b_{ij} [\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) \right\} . \quad (3.63)$$

Для ілюстрації рівнянь (3.59) і (3.60) зобразимо можливі значення функції

$$\left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \text{ для всіх } u_j(t), \text{ що задовольняють обмеженням за величиною}$$

$|u_j(t)| \leq 1$  – рис. 3.1. Відповідно до величини  $u_j(t)$  значення функції

$$\left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \text{ в залежності від } \frac{q_j^*(t)}{c_j} \text{ належать затіненій області. Як видно}$$

з рис. 3.1, управління, яке визначено співвідношеннями (3.60), дає мінімальне значення, що відповідає виразу (3.59). З іншого боку, управління

$$u_j(t) = \text{sign} \left\{ \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \text{ (знакозмінне управління – наприклад, управління з}$$

підворотами) максимізує  $\psi[\tilde{u}(t)]$ .

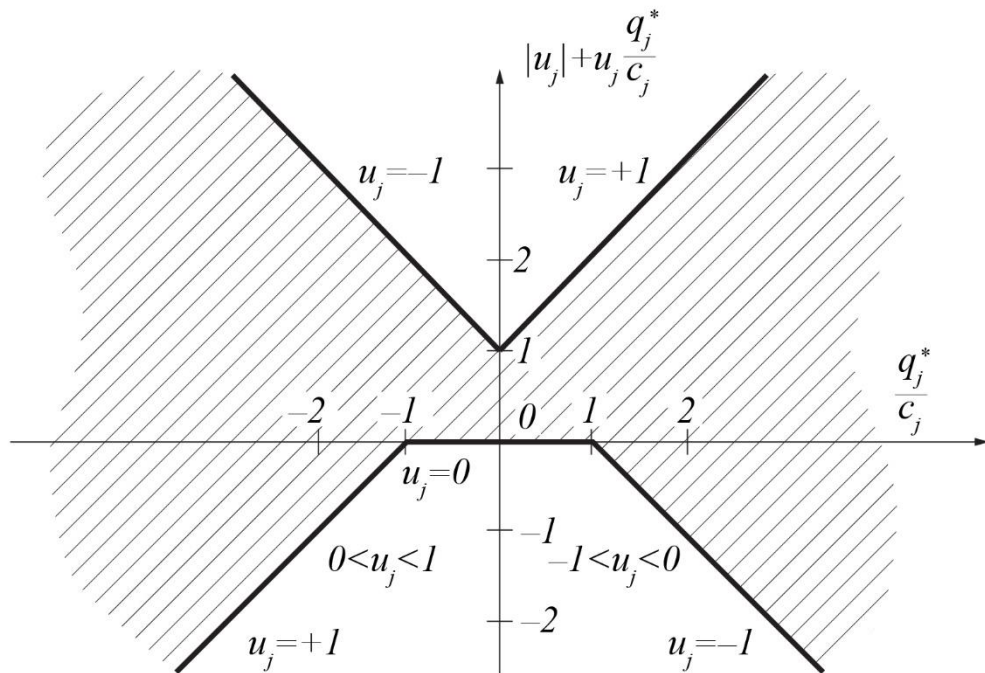


Рисунок 3.1 – Графік функції  $\left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\}$  в залежності

$$\text{від } \frac{q_j^*(t)}{c_j} \text{ для } |u_j(t)| \leq 1$$

Таким чином, виходячи з рис. 3.1, можна говорити про те, що в залежності керуючого і керованого параметра можна виділити зони з мінімальними витратами енергії, які розташовані на рис. 3.1 в центрі системи координат, і максимальні, величина яких збільшується з віддаленням від мінімальної точки.

### 3.3 Простір енергетичних конфігурацій руху транспортно-технологічного агрегату

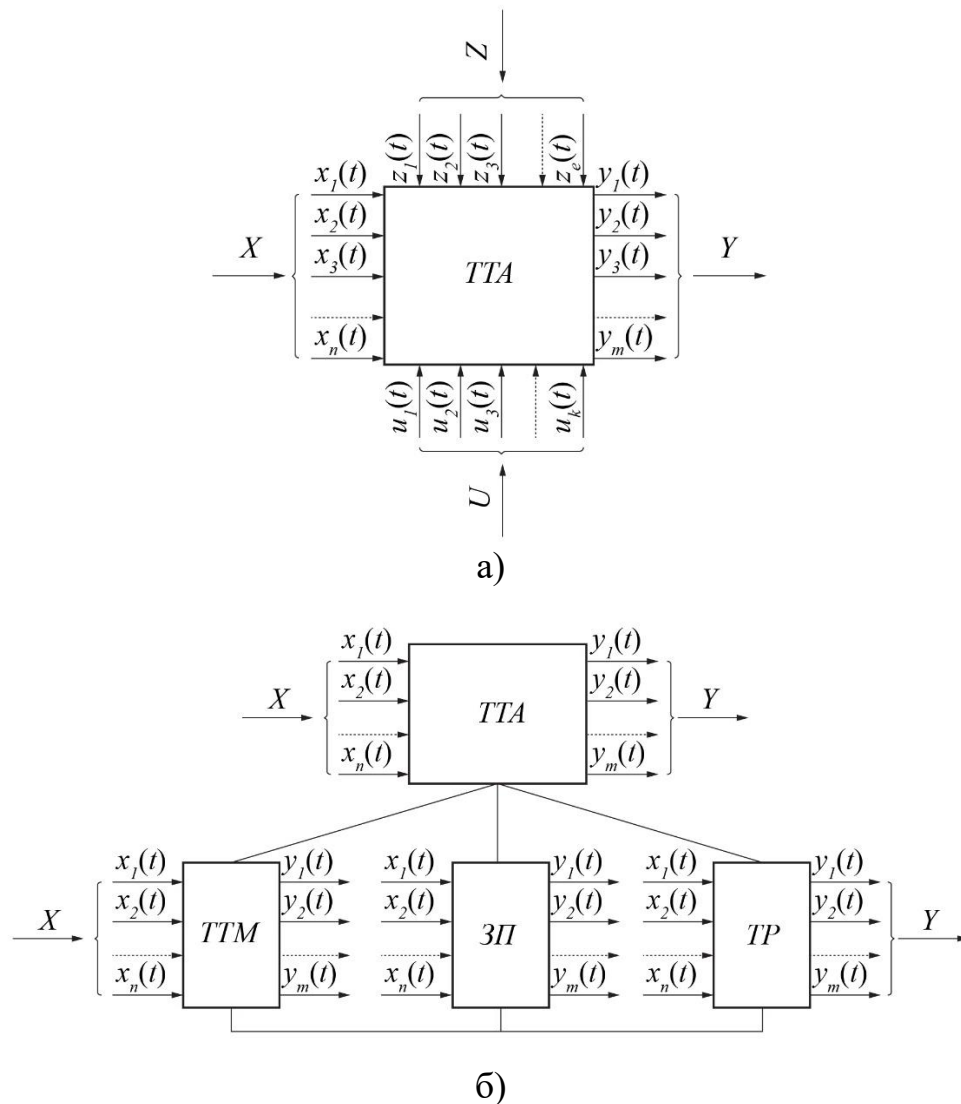
В процесі виконання транспортно-технологічної операції машинно-тракторний агрегат можна розглядати як багатовимірну динамічну систему (рис. 3.2, а).

Зовнішні впливи (зовнішні умови і фактори) в даній системі утворюють вектор-функцію  $\bar{X}$  умов експлуатації, а вихідні параметри розглядаються у вигляді вектору-функції  $\bar{Y}$  оціночних показників роботи агрегату.

В розрахунковій схемі транспортно-технологічного агрегату на вихідні (функціональні) параметри впливають також управляючі впливи, що представлені вектор-функцію  $\bar{U}$ , і внутрішні впливи агрегату, що утворюють вектор-функцію внутрішніх збурюючих сил  $\bar{Z}$  [182].

Зовнішні керуючі і внутрішні збурюючі впливи в експлуатаційних умовах роботи агрегатів не залишаються постійними і являють собою випадкові процеси в ймовірно-статистичному сенсі. Через випадковість характеру впливів вихідні параметри і показники роботи агрегатів можуть розглядатися у вигляді випадкових функцій або випадкових послідовностей [183 – 187].

Застосування статистичних методів побудови математичних моделей робочих процесів машин і агрегатів в цілому, включаючи емпіричні моделі, засновані на теорії планування експерименту, обумовлено прагненням підвищити ступінь ідентичності при прогнозуванні вихідних параметрів і управлінні ними в експлуатаційних умовах [188].



а – загальна схема з урахуванням зовнішніх  $X$ , управляючих  $U$  та збурюючих  $Z$  впливів та функціональних параметрів  $Y$ ; б – схема за принципом «вхід  $X$  – вихід  $Y$ », яка враховує транспортно-технологічну машину (ТТМ), зчпний пристрій (ЗП) та трактор (ТР)

Рисунок 3.2 – Розрахункові динамічні схеми транспортно-технологічного агрегату (ТТА) [181]

Побудова математичних моделей багатовимірних систем з урахуванням комплексу всіх змінних факторів, що діють в процесі експлуатації транспортно-технологічного агрегату, являє собою складну задачу.

В практиці моделювання транспортно-технологічних агрегатів багатовимірні системи практично відсутні. Зустрічаються задачі, в яких аналіз моделей здійснюється за принципом «вхід-вихід» (рис. 3.2, б) і розглядаються,

як правило, одно- або двовимірні динамічні системи [189]. Такі моделі агрегатів частково спотворюють реальну картину робочих процесів, мають порівняно невисокий ступінь достовірності і не завжди придатні для прогнозування і визначення вихідних змінних.

До оціночних показників, або вихідних параметрів, агрегату відносяться: техніко-економічні – продуктивність, енергоємність, витрата палива на одиницю роботи, питомі витрати праці і коштів; енергетичні – витрати роботи на виконання технологічної операції, коефіцієнт корисної дії трактора і агрегату, тягова і ефективна потужність, масова і питома витрата палива, частота обертання колінчастого валу двигуна, швидкість руху агрегату і ін.

Зовнішніми впливами, або вхідними параметрами, агрегату є конструктивні, технологічні та експлуатаційні фактори, в тому числі: опір опорної поверхні і її профіль, умови зовнішнього середовища, а також технічний стан передавальних механізмів, швидкість руху машини і т.п. [188].

При знаходженні законів розподілу функціонально перетворених випадкових величин обмежимося розглядом одновимірної моделі агрегату, коли один з основних впливів  $x$  діє на будь-який з вихідних параметрів  $y$ . Передбачається взаємно однозначна відповідність між вихідним параметром (функцією) і вхідною змінною (аргументом) з використанням детермінованої функціональної залежності  $y = f(x)$  при відомому законі розподілу  $\varphi(x)$ .

Для однозначних функцій застосовують відомі співвідношення [189, 190]:

$$\varphi(y) = \varphi(x) \left| \frac{dx}{dy} \right|, \quad \varphi(y) = \varphi[\psi(x)] \left| \frac{d\psi(y)}{dy} \right|, \quad (3.64)$$

де  $\varphi(y)$  – диференційний закон розподілу вихідного параметра;

$\varphi(x)$  – диференційний закон розподілу вхідного параметра;

$\psi(y)$  – зворотна детермінована функція;

$\varphi[\psi(y)]$  – щільність ймовірності зворотної функції.

З виразу (3.64) видно, що для визначення закону розподілу  $\varphi(y)$  вихідного параметра необхідно знати залежність  $f(x)$  і закон розподілу  $\varphi(x)$  випадкової величини [189, 191]:

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-M)^2}{2\sigma_x^2}}, \quad (3.65)$$

де  $M$  і  $\sigma_x$  – відповідно математичне очікування і середньоквадратичне відхилення аргументу, або вихідного параметру агрегату.

У загальному випадку можна допустити, що вихідний параметр агрегату є довільною диференційованою функцією  $y = f(x)$ , яка розкладається в ряд Тейлора на всьому інтервалі від  $-\infty$  до  $+\infty$  виду:

$$f(x) = f(M) + \frac{(x-M)}{1!} f'(M) + \frac{(x-M)^2}{2!} f''(M) + \dots + \\ + \frac{(x-M)^{n-1}}{(n-1)!} f^{(n-1)}(M) + R_n, \quad (3.66)$$

де  $R_n = \frac{(x-M)^n}{n!} f^n[m + \Theta(x-M)]$  – залишковий член у формі Лагранжа, причому  $0 < \Theta < 1$  [192].

Після заміни змінної  $\frac{(x-M)}{\sigma_x \sqrt{2}} = \varepsilon$  з урахуванням виразів

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \varepsilon^{2k} e^{-\varepsilon^2} d\varepsilon = \frac{(2k-1)!!}{2^k} \sqrt{\pi}, \quad (3.67)$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \varepsilon^{2k-1} e^{-\varepsilon^2} d\varepsilon = 0, \quad (3.68)$$

де  $(2k-1)!! = 1, 3, 5, \dots, (2k-1)$ , математичне очікування вихідного енергетичного параметру визначається виразом [193]:

$$M(y) = f(M) + \frac{f''(M)}{2} \sigma_x^2 + \frac{f^{IV}(M)}{2 \cdot 4} \sigma_x^4 + \frac{f^{VI}(M)}{2 \cdot 4 \cdot 6} \sigma_x^6 + \dots \quad (3.69)$$

Отже, математичне очікування вихідного енергетичного параметру агрегату залежить від математичного очікування  $M$  і середнього квадратичного відхилення  $\sigma_x$  вхідного параметра.

За формулою (3.69) можна встановити математичне очікування вихідного параметру при будь-якій функції. Так, якщо вихідний параметр транспортно-технологічного агрегату визначається лінійною залежністю  $f(x)$  на всьому інтервалі  $(-\infty; +\infty)$ , тобто  $y = Ax + B$ , то за формулою (3.69) при нормальному законі  $\varphi(x)$  розподілу аргументу (вхідного параметра) маємо  $M(y) = AM + B$ . Таким чином, математичне очікування параметру агрегату збігається з детермінованою функцією. Імовірнісний коефіцієнт, що враховує вплив випадкових впливів, в даному випадку дорівнює одиниці [192].

Розглянемо зміну складових елементарної роботи  $dA_x$  як залежність результуючої всіх сил  $P_\Sigma$ , що діють на транспортно-технологічний агрегат (вхідний параметр) і елементарного переміщення центру ваги агрегату  $dS_c$ , викликаного дією даної результуючої (вихідний параметр).

З урахуванням залежності (3.69) можна говорити про взаємно однозначне співвідношення між множинами даних величин, геометричною інтерпретацією якого буде конфігураційна площину  $P_\Sigma - dS_c$ , що отримана на декартовому добутку множин  $\tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$ .

Визначимо для будь-якої пари елементів  $\mathcal{G} \vee \mathcal{G}' \in \tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$  невід'ємне число  $\rho(\mathcal{G}, \mathcal{G}')$  так, щоб виконувалися наступні умови:

- 1)  $\rho(\mathcal{G}, \mathcal{G}') = 0 \leftrightarrow \mathcal{G} \equiv \mathcal{G}'$ ;
- 2)  $\rho(\mathcal{G}, \mathcal{G}') = \rho(\mathcal{G}', \mathcal{G})$ ;
- 3)  $\rho(\mathcal{G}, \mathcal{G}') + \rho(\mathcal{G}', \mathcal{G}'') \geq \rho(\mathcal{G}, \mathcal{G}'') : \forall \mathcal{G}, \mathcal{G}', \mathcal{G}'' \in \tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$ .

Тоді множина  $\tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$  разом з  $\rho(\mathcal{G}, \mathcal{G}')$  є метричним простором конфігурацій, а  $\rho(\mathcal{G}, \mathcal{G}')$  – метрика даного конфігураційного простору. З огляду на визначення [192], кожна точка даного простору  $\tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$  є відображення



роботи результуючої сили  $P_\Sigma$  на деякому переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$ . При цьому робота, яка витрачена на повному переміщенні центру ваги агрегату  $S_c$  при виконанні транспортно-технологічної операції визначиться інтегралом виду:

$$A_k = \int_{S_c} P_\Sigma dS_c, \quad (3.70)$$

і, відповідно, площею, яка обмежена відповідними миттєвими значеннями величин  $P_\Sigma$  і  $dS_c$ .

### 3.4 Екстремальні значення енергії в конфігураційному просторі

Розглянемо задачу відшукування мінімального по витраті енергії руху, який переводить заданий початковий стан  $\xi$  в заданий кінцевий стан  $\theta$  протягом встановленого часу  $T_f$ .

Обґрунтуємо вибір задачі з заданим часом. Припустимо, що динамічна система описується диференціальним рівнянням виду:

$$\dot{\tilde{x}}(t) = \tilde{A}\tilde{x}(t) + \tilde{B}\tilde{u}(t). \quad (3.71)$$

де  $\tilde{x}(t)$  – стан системи;

$\tilde{u}(t)$  – управління системи.

Будемо вважати, що початковий стан  $\tilde{x}(0) = \xi \neq \tilde{0}$ , і прикладаємо управління

$$\tilde{u}(t) = \tilde{0} \text{ для всіх } t > 0. \quad (3.72)$$

Тоді вільне рішення  $\tilde{x}^0(t)$  рівняння (3.71) запишеться у вигляді

$$\tilde{x}^0(t) = e^{At}\xi. \quad (3.73)$$

Припустимо, що всі власні значення матриці  $A$  мають негативні дійсні частини. Це означає, що система стійка і не володіє інтегруючими властивостями. У цьому випадку розв'язок  $\tilde{x}^0(t)$  буде наближатися до нуля, точніше

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{x}^0(t) = 0. \quad (3.74)$$

Якщо потрібно знайти мінімальне по витраті енергії управління, що переводить будь-який початковий стан  $\xi$  в  $\tilde{0}$  для стійкої системи, і не вказано часу переходу, то оптимальним по витраті енергії управлінням буде  $\tilde{u}^*(t) = 0$ , і час переходу буде нескінченним.

Нехай дана динамічна система

$$\dot{\tilde{x}}(t) = A\tilde{x}(t) + B\tilde{u}(t), \quad (3.75)$$

де  $\tilde{x}(t)$  –  $n$ -мірний вектор;

$A$  – матриця системи розміру  $n \times n$  з постійними коефіцієнтами;

$\tilde{u}(t)$  –  $r$ -мірний вектор.

Припустимо, що система (3.75) повністю керована і що компоненти  $u_1(t)$ ,  $u_2(t)$ , ...,  $u_r(t)$  управління обмежені за величиною співвідношенням виду:

$$|u_j(t)| \leq 1, \quad j = \overline{1, r} \quad \text{для будь-якого } t. \quad (3.76)$$

Задані початковий проміжок часу  $t_0 = 0$  і початковий стан системи (3.75):

$$\tilde{x}(0) = \xi. \quad (3.77)$$

Задані кінцевий стан  $\theta$  (необов'язково  $\tilde{0}$ ) і кінцевий час  $T_f$  (більший, ніж мінімальний час  $T^*$ , який потрібний для переведення  $\xi$  в  $\theta$ ). Необхідно знайти мінімальне по енергії управління  $\tilde{u}^*(t)$ , що переводить систему (3.75) з  $\xi$  в  $\theta$  за час  $T_f$  і мінімізує функціонал

$$F(\tilde{u}) = F = \int_0^{T_f} \sum_{j=1}^r |u_j(t)| dt. \quad (3.78)$$

Сформулюємо необхідні умови. Нехай  $\tilde{u}^*(t)$  – оптимальне по витраті енергії управління, що переводить  $\xi$  в  $\theta$ . Позначимо через  $\tilde{x}^*(t)$  траєкторію системи (3.75), що відповідає  $\tilde{u}^*(t)$ , що виходить з  $\xi$  при  $t_0 = 0$  і потрапляє в стан  $\theta$  в заданий момент часу  $T_f$ . Тоді існує відповідний вектор  $\tilde{p}^*(t)$  такий, що

а)  $\tilde{x}^*(t)$  і  $\tilde{p}^*(t)$  є рішеннями канонічних рівнянь виду:

$$\dot{\tilde{x}}^*(t) = A\tilde{x}^*(t) + B\tilde{u}^*(t); \quad (3.79)$$

$$\dot{\tilde{p}}^*(t) = -A'\tilde{p}^*(t), \quad (3.80)$$

з граничними умовами виду

$$\tilde{x}^*(0) = \xi, \quad \tilde{x}^*(T_f) = \theta. \quad (3.81)$$

б) співвідношення

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| + \langle A\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle + \langle \tilde{u}^*(t), B'p^*(t) \rangle &\leq \\ &\leq \sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| + \langle A\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle + \langle \tilde{u}(t), B'p^*(t) \rangle \end{aligned} \quad (3.82)$$

виконується для всіх допустимих  $\tilde{u}(t)$  і  $t \in [0, T_f]$ . Останнє співвідношення, в свою чергу, дає рівняння

$$\tilde{u}^*(t) = -dez\{\tilde{q}^*(t)\} = -dez\{B'\tilde{p}^*(t)\} \quad (3.83)$$

або, в записі через компоненти,

$$u^*(t) = -dez\{q_j^*(t)\} = -dez\{\langle b_j, \tilde{p}^*(t) \rangle\}, \quad j = \overline{1, r}. \quad (3.84)$$

Можна помітити, що необхідні умови не дають явної інформації щодо граничних значень  $\tilde{p}^*(t)$ . Інакше кажучи, невідомо ні  $\tilde{p}^*(0)$ , ні  $\tilde{p}^*(T_f)$ . Необхідні умови не дають ніякої інформації відносно величини функції Гамільтона уздовж оптимальної траєкторії. Оскільки система інваріантна за часом і функціонал не залежить явно від  $t$ , то відомо, що гамільтоніан повинен бути постійним, тобто:

$$\sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| + \langle A\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle + \langle \tilde{u}^*(t), B'p^*(t) \rangle = \gamma = const \quad \text{для } t \in [0, T_f], \quad (3.85)$$

причому величина  $\gamma$  невідома.

Розглянемо вектор  $\tilde{p}^*(t)$ , який є розв'язком лінійного однорідного рівняння виду

$$\dot{\tilde{p}}^*(t) = -A'\tilde{p}^*(t). \quad (3.86)$$

Якщо позначити через

$$\tilde{\pi} = \tilde{p}^*(0) \quad (3.87)$$

початкове значення додаткового вектору, то відомо, що

$$\tilde{p}^*(t) = e^{-A't} \tilde{\pi}. \quad (3.88)$$

Оскільки фундаментальна матриця  $e^{-A't}$  не вироджена, то початкова умова

$$\tilde{\pi} = 0 \quad (3.89)$$

означає, що

$$\tilde{p}^*(t) = 0 \text{ для будь-якого } t \in [0, T_f]. \quad (3.90)$$

Звідси, в свою чергу, випливає (за рівнянням (3.83)), що

$$\tilde{u}^*(t) = 0 \text{ для будь-якого } t \in [0, T_f]. \quad (3.91)$$

Як було встановлено раніше, мінімальне по витраті енергії управління  $\tilde{u}^*(t)$  повинно бути пов'язане з відповідним додатковим вектором  $\tilde{p}^*(t)$  співвідношенням:

$$u_j^*(t) = -dez \left\langle \tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \right\rangle, \quad j = \overline{1, r}, \quad (3.92)$$

яке означає, що

$$\begin{cases} u_j^*(t) = 0 & , \text{якщо } \left| \left\langle \tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \right\rangle \right| < 1 \\ u_j^*(t) = +1 & , \text{якщо } \left\langle \tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \right\rangle < -1 \\ u_j^*(t) = -1 & , \text{якщо } \left\langle \tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \right\rangle > +1 \\ 0 \leq u_j^*(t) \leq +1 & , \text{якщо } \left\langle \tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \right\rangle = -1 \\ -1 \leq u_j^*(t) \leq 0 & , \text{якщо } \left\langle \tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \right\rangle = +1 \end{cases} \quad (3.93)$$

У разі виродження задачі на мінімум витрат енергії необхідно, щоб на інтервалі управління  $[0, T_f]$  існував хоча б один інтервал  $[t_1, t_2]$  для деякого  $j$ , коли  $\left| \left\langle \tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \right\rangle \right| = 1$  для всього  $t \in [t_1, t_2]$ . Для визначеності припустимо, що виконується співвідношення виду:

$$\left\langle \tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \right\rangle = +1 \text{ при всіх } t \in [t_1, t_2], \quad (3.94)$$

і вивчимо (3.94) більш докладно. Оскільки функція часу  $\langle \tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \rangle$  постійна, то всі її похідні за часом повинні дорівнювати нулю. Шляхом послідовного диференціювання за часом рівняння (3.94), отримаємо набір рівнянь виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \langle A\tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \rangle = 0 \\ \langle A^2\tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \rangle = 0 \\ \dots \quad \text{для всіх } t \in [t_1, t_2]. \\ \langle A^{n-1}\tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \rangle = 0 \\ \langle A^n\tilde{b}_j, \tilde{p}^*(t) \rangle = 0 \end{array} \right. \quad (3.95)$$

Виберемо перші  $n$  рівнянь і перепишемо їх наступним чином:

$$\left[ \begin{array}{c} \leftarrow A\tilde{b}_j \rightarrow \\ \leftarrow A^2\tilde{b}_j \rightarrow \\ \dots \\ \leftarrow A^{n-1}\tilde{b}_j \rightarrow \\ \leftarrow A^n\tilde{b}_j \rightarrow \end{array} \right] \tilde{p}^*(t) = 0. \quad (3.96)$$

Визначимо тепер матрицю  $G_j$  розміру  $n \times n$  як матрицю, стовпчиками якої є вектори  $\tilde{b}_j, A\tilde{b}_j, \dots$ :

$$G_j = [\tilde{b}_j \quad A\tilde{b}_j \quad \dots \quad A^{n-1}\tilde{b}_j]. \quad (3.97)$$

Рівняння (3.96) зведеться тоді до рівняння виду:

$$G'_j A' \tilde{p}^*(t) = \tilde{0} \quad \text{для всіх } t \in [t_1, t_2]. \quad (3.98)$$

Але зі співвідношення (3.94) випливає, що  $\tilde{p}^* \neq \tilde{0}$ . Тому для виконання умови (3.98) необхідно, щоб матриця  $G'_j A'$  була вироджена. Таким чином, необхідною умовою є залежність виду:

$$\det(G'_j A') = (\det A)(\det G_j) = 0. \quad (3.99)$$

Припустимо, що  $\tilde{u}^*(t)$  і  $\tilde{u}^{**}(t)$  – два різних мінімальних по витраті енергії управління, що переводять  $\xi$  в  $\theta$  за один і той же час  $T_f$ . Нехай  $\tilde{x}^*(t)$  і  $\tilde{x}^{**}(t)$  –

різні траєкторії, що починаються з  $\xi$ . Оскільки обидва управління  $\tilde{u}^*(t)$  і  $\tilde{u}^{**}(t)$  передбачаються мінімальними по витраті енергії, то маємо:

$$\int_0^{T_f} \sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| dt = \int_0^{T_f} \sum_{j=1}^r |u_j^{**}(t)| dt. \quad (3.100)$$

Розв'язки  $\tilde{x}^*(t)$  і  $\tilde{x}^{**}(t)$  виражаються рівняннями виду:

$$\tilde{x}^*(t) = e^{At} \left[ \xi + \int_0^t e^{-A\tau} B \tilde{u}^*(\tau) d\tau \right], \quad (3.101)$$

$$\tilde{x}^{**}(t) = e^{At} \left[ \xi + \int_0^t e^{-A\tau} B \tilde{u}^{**}(\tau) d\tau \right]. \quad (3.102)$$

При  $t = T_f$  повинна виконуватися кінцева умова виду:

$$\tilde{x}^*(T_f) = \tilde{x}^{**}(T_f) = \theta, \quad (3.103)$$

і тому має місце наступне векторне рівняння:

$$\int_0^{T_f} e^{-At} B \tilde{u}^*(t) dt = \int_0^{T_f} e^{-At} B \tilde{u}^{**}(t) dt. \quad (3.104)$$

Нехай  $\tilde{p}^*(t)$  відповідає  $\tilde{u}^*(t)$  і  $\tilde{x}^*(t)$ . Вважаючи  $\tilde{\pi} = \tilde{p}^*(0)$ , маємо:

$$\tilde{p}^*(t) = e^{-At} \tilde{\pi}. \quad (3.105)$$

З необхідних умов:

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| + \langle A \tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle + \langle B \tilde{u}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle \leq \\ & \leq \sum_{j=1}^r |u_j^{**}(t)| + \langle A \tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle + \langle B \tilde{u}^{**}(t), \tilde{p}^*(t) \rangle \end{aligned}, \quad (3.106)$$

оскільки співвідношення (3.82) справедливо для всіх  $\tilde{u}(t)$  і, зокрема, для  $\tilde{u}^*(t)$ .

Припущення про нормальність означає, що нерівність (3.106) є строгою, якщо тільки

$$\tilde{u}^*(t) \neq \tilde{u}^{**}(t). \quad (3.107)$$

Тому вираз (3.106) зводиться до строгої нерівності виду

$$\sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| + \langle B\tilde{u}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle < \sum_{j=1}^r |u_j^{**}(t)| + \langle B\tilde{u}^{**}(t), \tilde{p}^*(t) \rangle \quad (3.108)$$

в разі, якщо має місце умова (3.107).

Якщо проінтегрувати обидві частини виразу (3.108), то для різних  $\tilde{u}^*(t)$  і  $\tilde{u}^{**}(t)$  отримаємо:

$$\int_0^{T_f} \sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| dt + \int_0^{T_f} \langle B\tilde{u}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle dt < \int_0^{T_f} \sum_{j=1}^r |u_j^{**}(t)| dt + \int_0^{T_f} \langle B\tilde{u}^{**}(t), \tilde{p}^*(t) \rangle dt. \quad (3.109)$$

В силу виразу (3.100)

$$\int_0^{T_f} \langle B\tilde{u}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle dt < \int_0^{T_f} \langle B\tilde{u}^{**}(t), \tilde{p}^*(t) \rangle dt. \quad (3.110)$$

Розглянемо рівність (3.104), звідки утворюємо скалярний добуток:

$$\left\langle \tilde{\pi}, \int_0^{T_f} e^{-At} B\tilde{u}^*(t) dt \right\rangle = \left\langle \tilde{\pi}, \int_0^{T_f} e^{-At} B\tilde{u}^{**}(t) dt \right\rangle, \quad (3.111)$$

де  $\tilde{\pi} = \tilde{p}^*(0)$ .

Оскільки  $\tilde{\pi}$  – постійний вектор і за виразом (3.105) маємо  $\tilde{\pi} = e^{At} \tilde{p}^*(t)$ , то можна бачити, що рівність (3.111) зводиться до рівняння виду:

$$\int_0^{T_f} \langle B\tilde{u}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle dt = \int_0^{T_f} \langle B\tilde{u}^{**}(t), \tilde{p}^*(t) \rangle dt. \quad (3.112)$$

Таким чином, припущення про те, що управління  $\tilde{u}^*(t)$  і  $\tilde{u}^{**}(t)$  різні і мінімальні по витраті енергії, призвело до суперечливих співвідношень (3.110) і (3.112). Отже,  $\tilde{u}^*(t) = \tilde{u}^{**}(t)$  для всіх  $t \in [0, T_f]$ . Таким чином, мінімальне значення енергії, витраченої при русі транспортно-технологічного агрегату, єдине.

Це, природно, означає, що поверхня, яка характеризує витрата енергії, має цілком певний абсолютний мінімум. Наявність інших відносних мінімумів невідома. Якщо є багато управлінь, які відповідають всім необхідним умовам, то, крім абсолютного мінімуму, може мати місце і відносний (локальний) мінімум.

У цьому випадку, щоб відрізнити управління, яке відповідає абсолютному мінімуму, необхідно обчислити витрату енергії, що вимагається для кожного управління, яке задовольняє необхідним умовам, і порівняти ці витрати. Природно, що управління з найменшою витратою енергії і буде шуканим мінімумом. Доведемо, що припущення, які гарантують єдиність мінімального по витраті енергії управління, також гарантують існування тільки одного управління, що задовольняє початковим умовам.

Припустимо, що  $\tilde{u}_1(t)$  і  $\tilde{u}_2(t)$  – два допустимих екстремальних управління.

Більш строго, припускаємо, що:

а) розв'язки системи  $\tilde{x}_1(t)$  і  $\tilde{x}_2(t)$  такі, що

$$\dot{\tilde{x}}_1(t) \text{ відповідає } \dot{\tilde{x}} = A\tilde{x}(t) + B\tilde{u}_1(t), \quad \tilde{x}_1(0) = \xi, \quad (3.113)$$

$$\dot{\tilde{x}}_2(t) \text{ відповідає } \dot{\tilde{x}} = A\tilde{x}(t) + B\tilde{u}_2(t), \quad \tilde{x}_2(0) = \xi, \quad (3.114)$$

$$\tilde{x}_1(T_f) = \tilde{x}_2(T_f) = \theta; \quad (3.115)$$

б) існують відповідні додаткові змінні  $\tilde{p}_1(t)$  і  $\tilde{p}_2(t)$  (перша відповідає  $\tilde{u}_1(t)$  і  $\tilde{x}_1(t)$ , друга –  $\tilde{u}_2(t)$  і  $\tilde{x}_2(t)$ ), які задовольняють наступним диференціальним рівнянням:

$$\dot{\tilde{p}}_1(t) = +A'\tilde{p}_1(t), \quad \tilde{p}_1(0) = \tilde{\pi}_1 \text{ (невідоме);} \quad (3.116)$$

$$\dot{\tilde{p}}_2(t) = -A'\tilde{p}_2(t), \quad \tilde{p}_2(0) = \tilde{\pi}_2 \text{ (невідоме);} \quad (3.117)$$

так, що

$$\tilde{p}_1(t) = e^{-A't} \tilde{\pi}_1 \quad (3.118)$$

$$\tilde{p}_2(t) = e^{-A't} \tilde{\pi}_2 \quad (3.119)$$

в) мають місце такі співвідношення для  $\tilde{u}(t) \in \Omega$  і  $t \in [0, T_f]$ :

$$\sum_{j=1}^r |u_{j1}(t)| + \langle B\tilde{u}_1(t), \tilde{p}_1(t) \rangle \leq \sum_{j=1}^r |u_j(t)| + \langle B\tilde{u}(t), \tilde{p}_1(t) \rangle, \quad (3.120)$$

$$\sum_{j=1}^r |u_{j2}(t)| + \langle B\tilde{u}_2(t), \tilde{p}_2(t) \rangle \leq \sum_{j=1}^r |u_j(t)| + \langle B\tilde{u}(t), \tilde{p}_2(t) \rangle. \quad (3.121)$$



Якщо задача на мінімум витрат енергії нормальна, то

$$\tilde{u}_1(t) = \tilde{u}_2(t) \forall t \in [0, T_f]. \quad (3.122)$$

Останнє і означає одиничність екстремального керування. З виразів (3.113) – (3.115) знаходимо:

$$\theta = \tilde{x}_1(T_f) = e^{AT_f} \left[ \xi + \int_0^{T_f} e^{-At} B \tilde{u}_1(t) dt \right], \quad (3.123)$$

$$\theta = \tilde{x}_2(T_f) = e^{AT_f} \left[ \xi + \int_0^{T_f} e^{-At} B \tilde{u}_2(t) dt \right]. \quad (3.124)$$

Оскільки матриця  $e^{AT_f}$  невинроджена, отримуємо векторну рівність

$$\int_0^{T_f} e^{-At} B \tilde{u}_1(t) dt = \int_0^{T_f} e^{-At} B \tilde{u}_2(t) dt. \quad (3.125)$$

Домножимо скалярно обидві частини рівності (3.125) спочатку на  $\tilde{\pi}_1$ , а потім на  $\tilde{\pi}_2$  і отримаємо співвідношення виду:

$$\int_0^{T_f} \langle \tilde{\pi}_1, e^{-At} B \tilde{u}_1(t) \rangle dt = \int_0^{T_f} \langle \tilde{\pi}_1, e^{-At} B \tilde{u}_2(t) \rangle dt, \quad (3.126)$$

$$\int_0^{T_f} \langle \tilde{\pi}_2, e^{-At} B \tilde{u}_1(t) \rangle dt = \int_0^{T_f} \langle \tilde{\pi}_2, e^{-At} B \tilde{u}_2(t) \rangle dt. \quad (3.127)$$

Звідси, враховуючи співвідношення (3.118) і (3.119) отримаємо:

$$\int_0^{T_f} \langle \tilde{p}_1, B \tilde{u}_1(t) \rangle dt = \int_0^{T_f} \langle \tilde{p}_1, B \tilde{u}_2(t) \rangle dt, \quad (3.128)$$

$$\int_0^{T_f} \langle \tilde{p}_2, B \tilde{u}_1(t) \rangle dt = \int_0^{T_f} \langle \tilde{p}_2, B \tilde{u}_2(t) \rangle dt. \quad (3.129)$$

Припустимо тепер, що  $\tilde{u}_1$  і  $\tilde{u}_2$  відмінні один від одного. Якщо два екстремальних управління різняться і задача на мінімум по витраті енергії нормальна, то зі співвідношення (3.120) при  $\tilde{u}_1(t) \neq \tilde{u}_2(t)$  знайдемо:

$$\sum_{j=1}^r |u_{j1}(t)| + \langle B\tilde{u}_1(t), \tilde{p}_1(t) \rangle < \sum_{j=1}^r |u_{j2}(t)| + \langle B\tilde{u}_2(t), \tilde{p}_1(t) \rangle. \quad (3.130)$$

Ця нерівність має виконуватися для будь-яких допустимих управлінь  $\tilde{u}(t)$ , в тому числі і для  $\tilde{u}(t) \neq \tilde{u}_1(t)$ . Використовуючи аналогічні міркування, з умови (3.122) робимо висновок, що повинна мати місце нерівність виду:

$$\sum_{j=1}^r |u_{j2}(t)| + \langle B\tilde{u}_2(t), \tilde{p}_2(t) \rangle < \sum_{j=1}^r |u_{j1}(t)| + \langle B\tilde{u}_1(t), \tilde{p}_2(t) \rangle. \quad (3.131)$$

Додаючи нерівності (3.130) і (3.131), отримаємо нерівність виду:

$$\langle B\tilde{u}_1(t), \tilde{p}_1(t) \rangle + \langle B\tilde{u}_2(t), \tilde{p}_2(t) \rangle < \langle B\tilde{u}_2(t), \tilde{p}_1(t) \rangle + \langle B\tilde{u}_1(t), \tilde{p}_2(t) \rangle, \quad (3.132)$$

яка справедлива при  $\tilde{u}_1(t) \neq \tilde{u}_2(t)$ .

Вираз (3.132), в свою чергу, дає нерівність

$$\begin{aligned} & \int_0^{T_f} [\langle B\tilde{u}_1(t), \tilde{p}_1(t) \rangle + \langle B\tilde{u}_2(t), \tilde{p}_2(t) \rangle] dt < \\ & < \int_0^{T_f} [\langle B\tilde{u}_2(t), \tilde{p}_1(t) \rangle + \langle B\tilde{u}_1(t), \tilde{p}_2(t) \rangle] dt \end{aligned} \quad (3.133)$$

Таким чином, з припущень про нормальність задачі і про те, що  $\tilde{u}_1(t)$  і  $\tilde{u}_2(t)$  різні, випливає суворі нерівність (3.133).

З іншого боку, необхідні умови вимагають, щоб задовольнялися співвідношення (3.128) і (3.129). Додаючи праву частину співвідношення (3.129) до лівої частини співвідношення (3.128), а також додаючи їх ліві частини, отримаємо наступну рівність:

$$\begin{aligned} & \int_0^{T_f} [\langle B\tilde{u}_1(t), \tilde{p}_1(t) \rangle + \langle B\tilde{u}_2(t), \tilde{p}_2(t) \rangle] dt = \\ & = \int_0^{T_f} [\langle B\tilde{u}_2(t), \tilde{p}_1(t) \rangle + \langle B\tilde{u}_1(t), \tilde{p}_2(t) \rangle] dt \end{aligned} \quad (3.134)$$

Але співвідношення (3.133) і (3.134) суперечать один одному. З цієї причини  $\tilde{y}_1$  і  $\tilde{y}_2$  не можуть бути різними. Таким чином, єдиність екстремальних управлінь доведена.

Таким чином, на підставі отриманих залежностей можна зробити висновок, що простір енергетичних конфігурацій містить єдиний мінімум, на видаленні від якого кількість витраченої на самопересування енергії зростає.

## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 3

1. Обґрунтовано принцип формування енергетичного балансу транспортно-технологічного агрегату змінної маси, який розділено на суму двох складових: корисної роботи сил, що витрачається на переміщення агрегату, та визначається на підставі статичного тягового розрахунку, та роботи, яка витрачена на подолання сил опору руху агрегату при зміні маси останнього.

2. Доведено взаємно однозначний зв'язок між множинами результуючої усіх сил  $P_{\Sigma}$ , що діє на транспортно-технологічний агрегат (вхідний параметр) і елементарного переміщення центру ваги агрегату  $dS_c$ , викликаного дією даної результуючої (вихідний параметр). Визначено метричний простір енергетичних конфігурацій трактора, на основі якого обґрунтовано принципи формування енергетичного балансу МТА.

3. Встановлено, що в залежності вхідного та вихідного параметрів можна виділити зони з мінімальними витратами енергії, які розташовані поблизу деякої точки, і максимальні зони, величина яких збільшується з віддаленням від мінімальної точки. Доведено, що точка мінімуму витрати енергії в просторі енергетичних конфігурацій трактора єдина.

4. Вивчено процес управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси з метою забезпечення раціональної енергоефективності МТА. Доведено, що припущення, які гарантують єдиність мінімального по витраті енергії управління, також гарантують існування тільки одного управління, що задовольняє початковим умовам. Така єдиність мінімального значення обґрунтовується нормальним законом розподілу величин, на яких побудовано простір енергетичних конфігурацій.

5. Розвинуто метод забезпечення ефективності транспортно-технологічного агрегату змінної маси, який, на відміну від відомих, базується на корисній та додатковій роботі по переміщенню центру мас.

## РОЗДІЛ 4

### ФОРМУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО АГРЕГАТУ ЗМІННОЇ МАСИ

Сформульовано еквівалентну схему трансмісійної установки з урахуванням змінного характеру впливу зовнішніх чинників на динаміку її вхідних елементів, на основі якої обґрунтовані динамічні та частотні показники елементів трансмісії трактора при виконанні транспортних робіт у складі агрегату змінної маси; запропоновані принципи вивчення динаміки махових мас елементів трансмісії при змінному навантаженні. Наукова новизна дослідження відображена в нових залежностях амплітудно-частотних характеристик та втомних напружень, які виникають в трансмісійній установці при зміні положення центру мас агрегату.

4.1 Формування елементарної коливальної системи трансмісії з урахуванням зміни маси агрегату

У найбільш загальному випадку трансмісію трактора можна розглядати як механічну систему, що утворена сукупністю жорстких ланок, положення і швидкість яких визначаються завданням закону руху колінчастого валу двигуна. Однак такий розгляд дає лише обмежене уявлення про динамічні властивості трансмісії. Для визначення дійсних навантажень в її елементах і ступеня нерівномірності їх руху, а також відшукування законів даного руху, необхідно враховувати їх пружність.

Реальна трансмісійна установка трактора містить в собі велику кількість махових мас, які з'єднані між собою валами, муфтами і іншими пружними елементами, що мають різну кутову жорсткість. Дані складальні одиниці формують досить складні крутильні коливальні системи з розосередженими параметрами.

З іншого боку, змінна маса транспортно-технологічного агрегату, що рухається поступально, формує додаткові крутильні коливання трансмісії через зчеплення ведучих коліс трактора з опорною поверхнею і тангенціальну еластичність шини.

Змінні зовнішні навантаження, які прикладаються до трансмісійної установки, впливають на баланс енергії в ній і призводять до закручування пружних елементів, складного переміщення мас, коливань навантажених елементів. При цьому, розгляд сукупності всіх коливань пов'язаний з великими труднощами, що змушує в практиці інженерних розрахунків обмежуватися аналізом домінуючих крутильних коливань [194 – 196].

Це спрощення певною мірою виправдано тим, що кінетична енергія мас в їх поступальному переміщенні при згинальних і поздовжніх коливаннях, як правило, значно менше, ніж при крутильних. Потенційна енергія деформації валопроводу при згинальних і поздовжніх деформаціях побічно враховується відповідним коригуванням показників пружності ділянок валопроводу [197, 198].

У найбільш загальному випадку трансмісійна установка відноситься до так званих ланцюгових систем. Ланцюгова система характеризується таким з'єднанням ланок, при якому взаємодія між ними і дія збурюючих сил (моментів) здійснюється в напрямку їх переміщення.

Для теоретичних досліджень і розрахунків коливань трансмісії, розрахункова схема останньої схематизується і спрощується з відкиданням елементів, вплив яких на розглянуту коливальну систему досить малий. При спрощенні динамічних систем розосереджені маси замінюють зосередженими, еластичні вали торсійними пружинами, які умовно не володіють власною масою, непружні опори замінюють муфтами і т.п.

Складена таким чином схема для трактора 4К4 представляє собою еквівалентну коливальну систему (рис. 4.1.), на якій введено такі позначення:  $J_{дв}$  – момент інерції обертових мас двигуна;  $J_{кп}$  – момент інерції обертових мас

коробки передач і роздавальної коробки;  $J_{диф}^n$  і  $J_{диф}^3$  – моменти інерції диференціалів переднього і заднього ведучого мостів;  $J_{к1}^n$  і  $J_{к2}^n$  – моменти інерції правого і лівого коліс переднього мосту;  $J_{к1}^3$  і  $J_{к2}^3$  – моменти інерції правого і лівого коліс заднього мосту;  $J_{cons}$  і  $J_{var}$  – моменти інерції поступально рухомих постійних і змінних мас агрегату;  $c_{кnn}$  – крутильна жорсткість валів коробки передач;  $c_{кр}$  – крутильна жорсткість карданного валу між коробкою передач і роздавальною коробкою;  $c_{кр}^n$  і  $c_{кр}^3$  – крутильна жорсткість карданного валу між роздавальною коробкою і головною передачею відповідно переднього і заднього мостів;  $c_{но1}^n$  і  $c_{но2}^n$  – крутильна жорсткість правої і лівої піввісі переднього мосту;  $c_{но1}^3$  і  $c_{но2}^3$  – крутильна жорсткість правої і лівої піввісі заднього мосту;  $c_{ш1}^n$  і  $c_{ш2}^n$  – тангенціальна жорсткість правої і лівої шини коліс переднього мосту;  $c_{ш1}^3$  і  $c_{ш2}^3$  – тангенціальна жорсткість правої і лівої шини коліс заднього мосту;  $M_{ф}$  – момент тертя муфти зчеплення;  $M_{ф1}^n$  і  $M_{ф2}^n$  – моменти тертя зчеплення правої і лівої шини коліс переднього мосту;  $M_{ф1}^3$  і  $M_{ф2}^3$  – моменти тертя зчеплення правої і лівої шини коліс заднього мосту;  $i_{кnn}$  – передавальне відношення коробки передач;  $i_{рк}$  – передавальне відношення роздавальної коробки;  $i_{2л}^n$  і  $i_{2л}^3$  – передавальне відношення головної передачі переднього і заднього ведучих мостів;  $i_{бp1}^n$  і  $i_{бp2}^n$  – передавальне відношення правого і лівого бортових редукторів переднього мосту;  $i_{бp1}^3$  і  $i_{бp2}^3$  – передавальне відношення правого і лівого бортових редукторів заднього мосту.

Для спрощення коливальної схеми трактора 4К4 (на прикладі трактора ХТЗ-17221), введемо такі припущення:

1) практично повна подібність моментів на піввісях кожного моста (дозволяє об'єднати маси правого і лівого коліс, а також жорсткості їх піввісей);

2) при русі по твердій опорній поверхні, без відриву ведучих коліс від останньої, їх пробуксовка незначна навіть при розвантаженні мосту (дозволяє виключити з розрахункової схеми умовні муфти на колесах, що позначають можливість даного явища);

3) навіть максимальні значення навантажень в трансмісійній установці досить рідко досягають величин, здатних викликати пробуксовку зчеплення (дозволяє виключити муфту  $M_\phi$ );

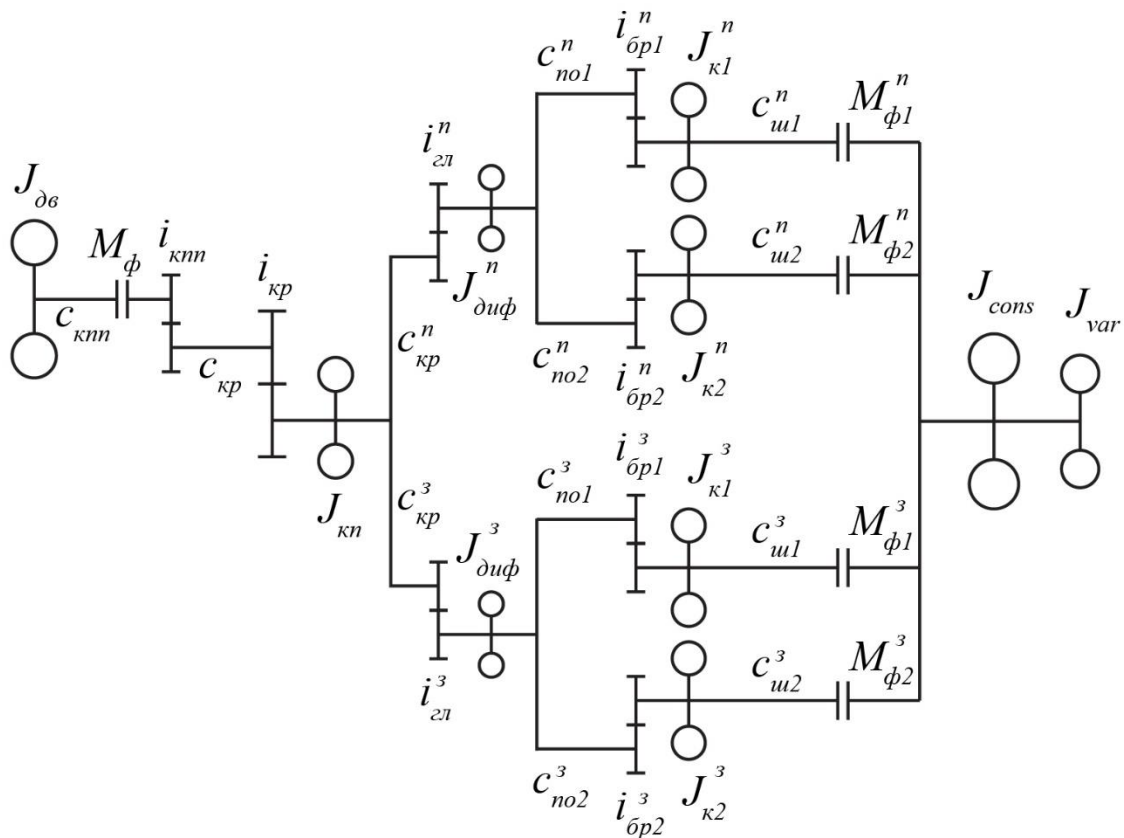


Рисунок 4.1 – Коливальна система, що еквівалентна трансмісії трактора з колісною формулою 4К4

4) як і у всякій неконсервативній системі рух в трансмісії супроводжується розсіюванням енергії, пов'язаним з відносним переміщенням мас (дозволяє включити між коливальними масами демпфери паралельно з пружними елементами в трансмісії  $k_m$  і в шинах  $k_u$ ).

З огляду на викладене, остаточною коливальною системою, що еквівалентна трансмісії трактора ХТЗ-17221 в складі транспортно-технологічного агрегату



змінної маси (при всіх ведучих мостах) прийме вигляд, представлений на рис. 4.2. На рис. 4.2 прийняті наступні позначення:  $J_{\partial_6}$  – момент інерції маховика, ведучої і відомої частин муфти зчеплення;  $J_2$  – момент інерції шестерні IV передачі ( $z = 33$ ) і 0,5 довжини первинного валу;  $J_3$  – момент інерції шестерні III передачі ( $z = 23$ );  $J_4$  – момент інерції шестерні I передачі ( $z = 23$ );  $J_5$  – момент інерції шестерні II передачі ( $z = 28$ ) і 0,5 довжини первинного валу;  $J_6$  – момент інерції веденої шестерні IV передачі ( $z = 32$ ) і 0,5 довжини вторинного валу;  $J_7$  – момент інерції передньої зубчастої муфти в зборі;  $J_8$  – момент інерції веденої шестерні III передачі ( $z = 40$ );  $J_9$  – момент інерції веденої шестерні I передачі ( $z = 38$ );  $J_{10}$  – момент інерції задньої зубчастої муфти в зборі;  $J_{11}$  – момент інерції веденої шестерні II передачі ( $z = 36$ ) і 0,5 довжини вторинного валу;  $J_{12}$  – момент інерції ведучої шестерні вторинного валу ( $z = 31$ );  $J_{13}$  – момент інерції шестерні включення ходозменшувача ( $z = 42$ );  $J_{14}$  – момент інерції шестерні включення заднього ходу ( $z = 22$ );  $J_{15}$  – момент інерції шестерні ( $z = 32$ ) і валу заднього ходу;  $J_{16}$  – момент інерції шестерні ( $z = 31$ ) і 0,5 довжини валу ходозменшувача;  $J_{17}$  – момент інерції шестерні ( $z = 44$ ) валу ходозменшувача;  $J_{18}$  – момент інерції шестерні ( $z = 32$ ) і 0,5 довжини валу ходозменшувача;  $J_{19}$  – момент інерції ведучої шестерні транспортного ряду ( $z = 19$ ) і 0,5 довжини первинного валу роздавальної коробки;  $J_{20}$  – момент інерції зубчастої муфти перемикування рядів;  $J_{21}$  – момент інерції ведучої шестерні робочого ряду ( $z = 19$ ) і 0,5 довжини первинного валу роздавальної коробки;  $J_{22}$  – момент інерції рухомої шестерні перемикування насосів;  $J_{23}$  – момент інерції відомої шестерні транспортного ряду ( $z = 33$ ) і валу приводу заднього мосту;  $J_{24}$  – момент інерції відомої шестерні робочого ряду ( $z = 39$ ) і передньої головки карданної передачі;  $J_{25}$  – момент інерції шестерні включення переднього мосту ( $z = 33$ ), валу приводу переднього мосту і задньої головки карданної передачі;  $J_{26}$  і  $J_{27}$  – моменти інерції задньої і передньої головок

карданної передачі відповідно;  $J_{28}$  і  $J_{29}$  – моменти інерції головної передачі в зборі заднього і переднього мостів відповідно;  $J_{30}$  і  $J_{31}$  – моменти інерції коліс заднього і переднього мостів відповідно;  $J_{cons}^n$  і  $J_{cons}^3$  – 0,5 постійних моментів інерції поступального руху маси агрегату на передньому і задньому мостах відповідно;  $J_{var}^n$  і  $J_{var}^3$  – 0,5 змінних моментів інерції поступального руху маси агрегату на передньому і задньому мостах відповідно;  $c_{ij}$  – жорсткість ділянок валу між елементами  $J_i$  і  $J_j$ ;  $c_{ij}^3$  – жорсткість зубчастого з'єднання між елементами  $J_i$  і  $J_j$ ;  $c_{12,13}$  – жорсткість шліцьового з'єднання;  $c_{uu}$  і  $k_{uu}$  – тангенціальна жорсткість та непружний опір шин;  $k_m$  – непружний опір елементів трансмісії.

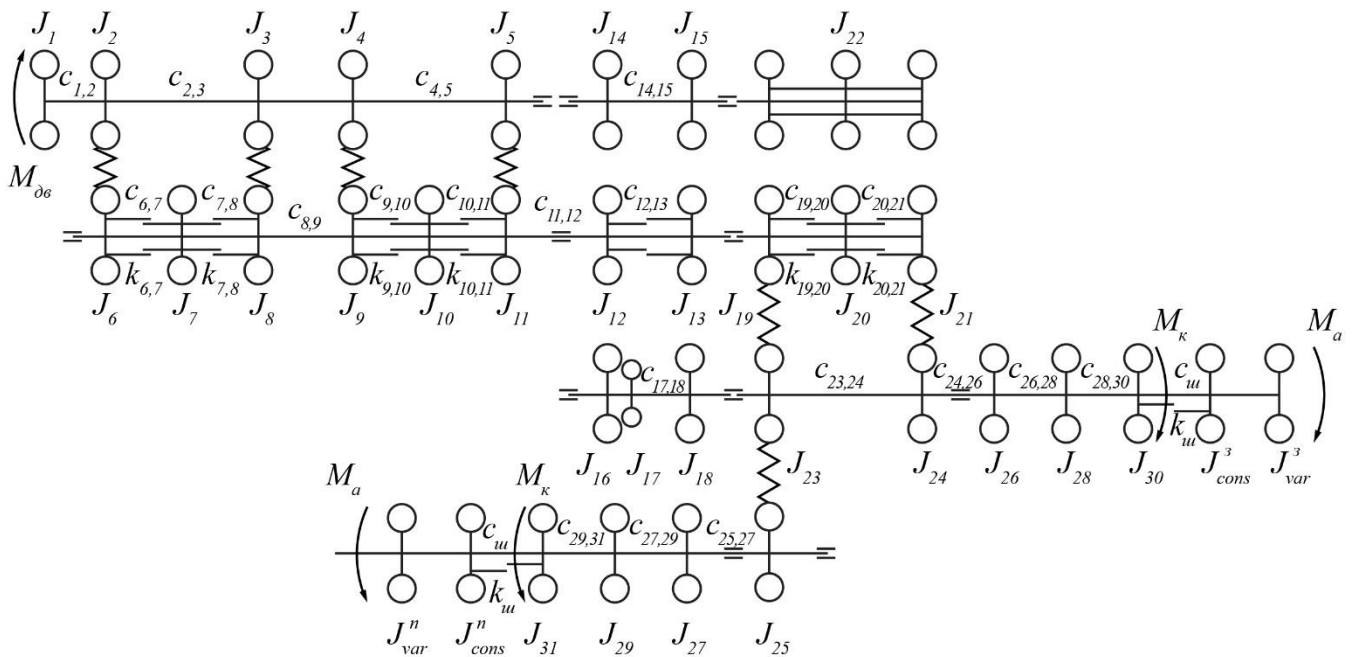


Рисунок 4.2 – Коливальна система, що еквівалентна трансмісії трактора ХТЗ-17221 з колісною формулою 4К4

Сумарна жорсткість трансмісії визначається за зворотною величиною – податливістю, яку визначають підсумовуванням податливості окремих елементів.

При цьому приведену податливість кожного елемента визначають множенням його дійсної податливості на добуток квадратів передавальних відношень редукторів, включених від розглянутого елемента до ділянок приведення [199]:

$$\frac{1}{c_{mp}} = \sum_{k=1}^n \frac{1}{c_k} i_{k \rightarrow \partial \delta}^2. \quad (4.1)$$

Жорсткість приведенного валу, еквівалентного приведеній сумарній тангенціальній податливості шин ведучого мосту визначається за формулою [200]:

$$\frac{1}{c_{uu}} = \frac{1}{c_{uu}} i_{k \rightarrow \partial \delta}^2. \quad (4.2)$$

Приведення моментів інерції мас системи до відповідних валів здійснюється з умови збереження кінетичної енергії приведеної маси в обертальному русі.

Приведений момент інерції крутильної маси, яка еквівалентна поступальному руху агрегату, з урахуванням зміни маси останнього, можна визначити з залежності виду:

$$J_{cons} = M_{cons} \frac{r_k^2}{\sum_{k=1}^n i_{k \rightarrow \partial \delta}^2}; \quad (4.3)$$

$$J_{var} = M_{var} \frac{r_k^2}{\sum_{k=1}^n i_{k \rightarrow \partial \delta}^2}, \quad (4.4)$$

де  $M_{cons}$  – постійна маса агрегату;

$M_{var}$  – змінна маса агрегату;

$r_k$  – радіус кочення колеса.

Моменти реакції зовнішнього середовища для включення в розрахункову схему приводяться до колінчастого валу двигуна за формулами виду:

$$M_a = \frac{M_a^0}{\sum_{k=1}^n i_{k \rightarrow \delta \epsilon}^2}; M_\kappa = \frac{M_\kappa^0}{\sum_{k=1}^n i_{k \rightarrow \delta \epsilon}^2}, \quad (4.5)$$

де  $M_a^0$  – перекидаючий момент, що діє на трактор;

$M_\kappa^0$  – момент опору на ведучих колесах трактора.

На рис. 4.2 дані моменти прикладені безпосередньо до мас, на які вони впливають, і спрямовані в бік, протилежний напрямку крутного моменту двигуна.

Сили непружного опору в трансмісії формуються різними компонентами: в'язке тертя в гумі, в'язкий опір масла в картерах і підшипниках деталей, які обертаються, тертя поверхонь, гістерезис в матеріалах деталей.

Однак, деякі компоненти опору коливань в трансмісії піддаються приблизним розрахункам і експериментальній оцінці.

Наприклад, розсіювання енергії коливань в пружних валах оцінюється, як це прийнято для пружно-в'язкого середовища, коефіцієнтом поглинання за цикл [201]:

$$\psi = \frac{\Delta P}{P}, \quad (4.6)$$

де  $\Delta P$  – розсіяна енергія;

$P$  – потенційна енергія циклу деформацій.

При цьому передбачається, що сила внутрішнього непружного опору пропорційна швидкості деформації, і тоді коефіцієнт пропорційності виражається у вигляді [201]:

$$k = \psi \frac{c}{2\pi\omega}, \quad (4.7)$$

де  $c$  – коефіцієнт жорсткості валу;

$\omega$  – частота коливань пружного моменту.

Рівняння руху мас еквівалентної системи (див рис. 4.2) можна отримати, використовуючи принцип Д'аламбера і складаючи рівняння рівноваги для кожної маси.

В остаточному вигляді рівняння руху еквівалентної системи матимуть вигляд (для схеми 4К2 з урахуванням її превалювання при виконанні транспортно-технологічної операції для IV передачі транспортного діапазону):

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_{mp} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{30}) + c_{28,30} (\varphi_{28} - \varphi_{30}) + c_{26,28} (\varphi_{26} - \varphi_{28}) + c_{24,26} (\varphi_{24} - \varphi_{26}) + \\ + c_{23,24} (\varphi_{23} - \varphi_{24}) + c_{19,20}^3 (\varphi_{19} - \varphi_{20}) + c_{13,19} (\varphi_{13} - \varphi_{19}) + c_{11,12} (\varphi_{11} - \varphi_{12}) + \\ + c_{8,9} (\varphi_8 - \varphi_9) + c_{6,7}^3 (\varphi_6 - \varphi_7) + c_{1,2} (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\partial e} \\ J_{30} \ddot{\varphi}_{30} - c_{28,30} (\varphi_{28} - \varphi_{30}) - c_{26,28} (\varphi_{26} - \varphi_{28}) - c_{24,26} (\varphi_{24} - \varphi_{26}) - \\ - c_{23,24} (\varphi_{23} - \varphi_{24}) - c_{19,20}^3 (\varphi_{19} - \varphi_{20}) - c_{13,19} (\varphi_{13} - \varphi_{19}) - c_{11,12} (\varphi_{11} - \varphi_{12}) - \\ - c_{8,9} (\varphi_8 - \varphi_9) - c_{6,7}^3 (\varphi_6 - \varphi_7) - c_{1,2} (\varphi_1 - \varphi_2) - k_{mp} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{30}) = -M_{\kappa} \\ J_{cons}^3 \ddot{\varphi}_{cons30} + J_{var}^3 \ddot{\varphi}_{var30} - k_{u} (\dot{\varphi}_{30} - \dot{\varphi}_{cons30} - \dot{\varphi}_{var30}) - c_{u} (\varphi_{30} - \varphi_{cons30} - \\ - \varphi_{var30}) = -M_a \end{array} \right. , \quad (4.8)$$

де  $\varphi_i$  – кутовий зсув маси.

Позначимо в системі (4.8) моменти, які навантажують в русі трансмісію і шини в тангенціальному напрямку наступним чином:

$$\begin{aligned} M_{mp} = c_{28,30} (\varphi_{28} - \varphi_{30}) + c_{26,28} (\varphi_{26} - \varphi_{28}) + c_{24,26} (\varphi_{24} - \varphi_{26}) + \\ + c_{23,24} (\varphi_{23} - \varphi_{24}) + c_{19,20}^3 (\varphi_{19} - \varphi_{20}) + c_{13,19} (\varphi_{13} - \varphi_{19}) + c_{11,12} (\varphi_{11} - \varphi_{12}) +; \quad (4.9) \\ + c_{8,9} (\varphi_8 - \varphi_9) + c_{6,7}^3 (\varphi_6 - \varphi_7) + c_{1,2} (\varphi_1 - \varphi_2) = c_{mp} (\varphi_1 - \varphi_{30}) \end{aligned}$$

$$M_{u} = c_{u} (\varphi_{30} - \varphi_{cons30} - \varphi_{var30}),$$

де  $c_{mp}$  – жорсткість всієї трансмісійної установки.

Дані моменти є моментами пружних в'язей. Їх похідні, відповідно, дорівнюють:

$$\dot{M}_{mp} = c_{mp} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{30}), \quad \dot{M}_{u} = c_{u} (\dot{\varphi}_{30} - \dot{\varphi}_{cons30} - \dot{\varphi}_{var30}); \quad (4.10)$$

$$\ddot{M}_{mp} = c_{mp} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_{30}), \quad \ddot{M}_{u} = c_{u} (\ddot{\varphi}_{30} - \ddot{\varphi}_{cons30} - \ddot{\varphi}_{var30}). \quad (4.11)$$

Підставляючи співвідношення (4.10) і (4.11) в систему (4.8), з урахуванням (4.3) і (4.4), отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{M}_{mp} + \left( \frac{k_{mp}}{J_1} + \frac{k_{mp}}{J_{30}} \right) \dot{M}_{mp} + \left( \frac{c_{mp}}{J_1} + \frac{c_{mp}}{J_{30}} \right) M_{mp} - \frac{k_{mp}c_{mp}}{J_{30}c_{uu}} \dot{M}_{uu} - \\ - \frac{c_{mp}}{J_{30}} M_{uu} = \frac{c_{mp}}{J_{30}} M_{\kappa} + \frac{c_{mp}}{J_1} M_{\Delta}; \\ \ddot{M}_{uu} + \left( \frac{k_{uu}}{J_{30}} + \frac{k_{uu}}{J_{cons}} + \frac{k_{uu}}{J_{var}} \right) \dot{M}_{uu} + \left( \frac{c_{uu}}{J_1} + \frac{c_{uu}}{J_{cons}} + \frac{c_{uu}}{J_{var}} \right) M_{uu} - \frac{k_{uu}c_{uu}}{J_{30}c_{mp}} \dot{M}_{mp} - \\ - \frac{c_{uu}}{J_{30}} M_{mp} = \frac{c_{uu}}{J_{30}} M_{\kappa} - \frac{c_{uu}}{J_{cons}} M_a - \frac{c_{uu}}{J_{var}} M_a \end{array} \right. \quad (4.12)$$

#### 4.2 Коливання моментів, які навантажують трансмісійну установку трактора

Вільні коливання механічних систем з пружними в'язями виникають або від зовнішнього впливу, або після звільнення системи від додаткових в'язей. У математичній формі це виражається у вигляді подання правих частин системи (4.12) одиничними імпульсами або прирівнюванням їх нулю і завданням початкових умов руху мас системи, що визначають той запас енергії, який реалізується в початковий момент часу [202].

Нехтуючи силами внутрішнього непружного опору, тобто вважаючи  $k_{mp} = k_{uu} = 0$ , рівняння вільних коливань моментів в еквівалентній системі можна отримати з виразу (4.12), прирівнявши його праві частини нулю:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{M}_{mp} + \left( \frac{c_{mp}}{J_1} + \frac{c_{mp}}{J_{30}} \right) M_{mp} - \frac{c_{mp}}{J_{30}} M_{uu} = 0; \\ \ddot{M}_{uu} + \left( \frac{c_{uu}}{J_1} + \frac{c_{uu}}{J_{cons}} + \frac{c_{uu}}{J_{var}} \right) M_{uu} - \frac{c_{uu}}{J_{30}} M_{mp} = 0 \end{array} \right. \quad (4.13)$$

Введемо наступні позначення:  $\omega_m = \sqrt{\frac{c_{mp}}{J_1} + \frac{c_{mp}}{J_{30}}}$  – парціальна частота

коливань моменту, що навантажує приведений вал трансмісії;

$\omega_{uu\Delta} = \sqrt{\frac{c_{uu}}{J_1} + \frac{c_{uu}}{J_{cons}} + \frac{c_{uu}}{J_{var}}}$  – парціальна частота коливань моменту, що навантажує

приведений вал, еквівалентний скручуванню в тангенціальному напрямку шин, що залежить від величини змінної маси агрегату;  $\omega_{km} = \sqrt{\frac{c_{mp}}{J_{30}}}$  – умовна частота власних коливань приведеної маси коліс наведеному валу трансмісії;  $\omega_{kui} = \sqrt{\frac{c_{ui}}{J_{30}}}$  – умовна частота власних коливань приведеної маси коліс наведеному валу, еквівалентному шинам ведучих коліс при тангенціальному крученні.

Тоді, отримаємо:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{mp} + \omega_m^2 M_{mp} - \omega_{km}^2 M_{ui} = 0; \\ \ddot{M}_{ui} + \omega_{ui\Delta}^2 M_{ui} - \omega_{kui}^2 M_{mp} = 0 \end{cases} \quad (4.14)$$

Прийmemo, що розв'язок системи (4.14) є рівняння виду:

$$M_{mp} = M_{mp}^A \cos(\lambda t + \varphi) \text{ і } M_{ui} = M_{ui}^A \cos(\lambda t + \varphi). \quad (4.15)$$

Тоді

$$\begin{cases} -\lambda^2 M_{mp}^A + \omega_m^2 M_{mp}^A - \omega_{km}^2 M_{ui}^A = 0; \\ -\lambda^2 M_{ui}^A + \omega_{ui\Delta}^2 M_{ui}^A - \omega_{kui}^2 M_{mp}^A = 0 \end{cases} \quad (4.16)$$

а умова нетривіальності розв'язку (4.16) запишеться у вигляді:

$$\begin{vmatrix} -\lambda^2 + \omega_m^2 & -\omega_{km}^2 \\ -\omega_{kui}^2 & -\lambda^2 + \omega_{ui\Delta}^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (4.17)$$

Корні отриманого детермінанту є власними частотами коливань моментів, які визначаються змінною масою транспортно-технологічного агрегату (тут і надалі індекс  $\Delta$  вказує на зміну величини при зміні маси агрегату):

$$\begin{cases} \lambda_{1\Delta} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \omega_m^2 + \omega_{ui\Delta}^2 - \sqrt{(\omega_m^2 - \omega_{ui\Delta}^2)^2 + 4\omega_{km}^2 \omega_{kui}^2} \right]}, \\ \lambda_{2\Delta} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \omega_m^2 + \omega_{ui\Delta}^2 + \sqrt{(\omega_m^2 - \omega_{ui\Delta}^2)^2 + 4\omega_{km}^2 \omega_{kui}^2} \right]}. \end{cases} \quad (4.18)$$

Із системи (4.16) визначимо співвідношення амплітуд коливань моментів. Після підстановки в нього замість  $\lambda$  значень коренів характеристичного рівняння (4.18) отримаємо два розв'язки, які виражають коефіцієнти розподілу амплітуд коливань моментів нижчої і вищої частот в залежності від зміни маси агрегату:

$$v_{1\Delta} = \frac{\omega_{ку}^2}{\omega_{uu\Delta}^2 - \lambda_{1\Delta}^2}; \quad (4.19)$$

$$v_{2\Delta} = \frac{\omega_{ку}^2}{\omega_{uu\Delta}^2 - \lambda_{2\Delta}^2}. \quad (4.20)$$

Тоді закони зміни вільних коливань навантажувальних моментів запишуться у вигляді:

$$\begin{cases} M_{mp} = M_{mp}^A \cos(\lambda_{1\Delta}t + \varphi_1) + M_{uu}^A \cos(\lambda_{2\Delta}t + \varphi_2) \\ M_{uu} = v_{1\Delta} M_{mp}^A \cos(\lambda_{1\Delta}t + \varphi_1) + v_{2\Delta} M_{uu}^A \cos(\lambda_{2\Delta}t + \varphi_2) \end{cases}, \quad (4.21)$$

де  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  – фазові кути, які, якщо прийняти, що вільні коливання викликані попередньою закруткою системи деяким моментом, дорівнюватимуть нулю.

Остаточно отримаємо:

$$\begin{cases} M_{mp} = M_0 \frac{1 - v_{2\Delta}}{v_{1\Delta} - v_{2\Delta}} \cos \lambda_{1\Delta}t + M_0 \frac{1 - v_{1\Delta}}{v_{2\Delta} - v_{1\Delta}} \cos \lambda_{2\Delta}t \\ M_{uu} = M_0 v_{1\Delta} \frac{1 - v_{2\Delta}}{v_{1\Delta} - v_{2\Delta}} \cos \lambda_{1\Delta}t + M_0 v_{2\Delta} \frac{1 - v_{1\Delta}}{v_{2\Delta} - v_{1\Delta}} \cos \lambda_{2\Delta}t \end{cases} \quad (4.22)$$

Розраховуючи відповідні значення розподілу амплітуд за координатами і власні частоти коливань в системі еквівалентної трансмісії, отримаємо графічні розв'язки рівнянь (4.22) для причіпного і напівначіпного транспортно-технологічного агрегату змінної маси за чотирма передачами транспортного діапазону – рис. 4.3.

З рис. 4.3 видно, що напівначіпна схема агрегування транспортно-технологічної машини призводить до збільшення відносного моменту пружності трансмісії  $M_{mp}$ , та на шині  $M_{uu}$ .



Таке збільшення пояснюється збільшенням коливань центру мас напівначіпного агрегату, а, отже, і збільшенням коливань дотичної сили тяги. В той самий час відносний момент пружності, як видно з рис. 4.3, зменшується при розвантаженні транспортно-технологічної машини і при її порожньому стані досягає тільки 0,25 від  $M_0$ .

Необхідно також звернути увагу, що зменшення маси сільськогосподарської машини спричиняє зменшення амплітуди коливань пружних моментів в трансмісії та на ведучому колесі майже на 67% (з 0,75 до 0,25 від  $M_0$ ) для причіпної машини та на 80% (з 1,2 до 0,26 від  $M_0$ ) для напівначіпної машини.

З огляду на лінійність еквівалентної системи трансмісії, можна застосувати принцип суперпозиції коливань. Тоді реакція на кожний збуджуючий вплив може розглядатися незалежно від інших.

Розглянемо реакції, що виникають в трансмісійній установці, від зовнішнього збурення, прикладеного до ведучих коліс (виконується умова  $M_{\text{об}} = M_a = 0$ ).

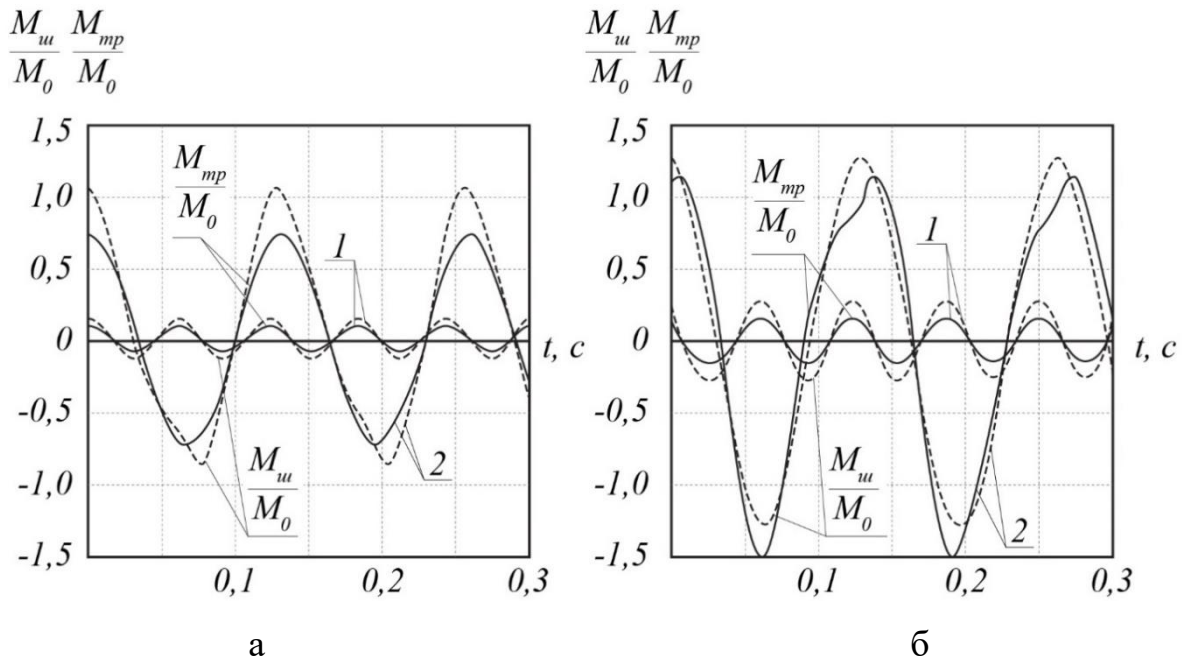
Тоді рівняння приведених пружних моментів набудуть вигляду:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{mp} + 2k_m \dot{M}_{mp} + \omega_m^2 M_{mp} - 2k_{km} \dot{M}_{ui} - \omega_{km}^2 M_{ui} = \omega_{km}^2 M_\kappa \\ \ddot{M}_{ui} + 2k_{ui} \dot{M}_{ui} + \omega_{ui\Delta}^2 M_{ui} - 2k_{kui} \dot{M}_{mp} - \omega_{kui}^2 M_{mp} = -\omega_{kui}^2 M_\kappa \end{cases} \quad (4.23)$$

Приймемо, що  $k_m = k_{ui} = k_{km} = k_{kui} = 0$ . Тоді (4.23) набуде вигляду:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{mp} + \omega_m^2 M_{mp} - \omega_{km}^2 M_{ui} = \omega_{km}^2 M_\kappa \\ \ddot{M}_{ui} + \omega_{ui\Delta}^2 M_{ui} - \omega_{kui}^2 M_{mp} = -\omega_{kui}^2 M_\kappa \end{cases} \quad (4.24)$$

Приймемо, що на масу, що визначає в еквівалентній системі колеса, діє гармонійний вплив виду  $M_\kappa = M_\kappa^A \sin pt$ . Тоді будемо шукати розв'язок системи (4.24) у вигляді  $M_{mp} = M_{mp}^A \sin pt$ ,  $M_{ui} = M_{ui}^A \sin pt$ .



1 – з порожньою транспортно-технологічною машиною; 2 – з повною транспортно-технологічною машиною

Рисунок 4.3 – Графіки вільних коливань моментів, що навантажують трансмісію трактора ХТЗ-17221 в складі причіпного (а) і напівначіпного (б) агрегату змінної маси

Використовуючи систему (4.23), отримаємо:

$$M_{mp}^A = M_0 \frac{\omega_{кт}^2 (-p^2 + \omega_{ш\Delta}^2) - \omega_{кт}^2 \omega_{кш}^2}{(-p^2 + \omega_m^2)(-p^2 + \omega_{ш\Delta}^2) - \omega_{кт}^2 \omega_{кш}^2}; \quad (4.25)$$

$$M_{ш}^A = M_0 \frac{\omega_{кш}^2 (-p^2 + \omega_m^2) + \omega_{кт}^2 \omega_{кш}^2}{(-p^2 + \omega_m^2)(-p^2 + \omega_{ш\Delta}^2) - \omega_{кт}^2 \omega_{кш}^2}. \quad (4.26)$$

Дані залежності визначають зміну амплітудних значень приведених моментів в еквівалентній трансмісії в залежності від зміни маси транспортно-технологічного агрегату і, отже, в залежності від зміни частоти навантаження, що прикладається на колеса трактора. Визначимо реакцію трансмісійної установки на вплив, форма якого відрізняється від гармонійного закону. Перепишемо диференціальні рівняння вимушених коливань приведених моментів у вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{mp} + \mathcal{G}_{11}\dot{M}_{mp} + \mathcal{G}_{12}M_{mp} - \mathcal{G}_{13}\dot{M}_{uu} - \mathcal{G}_{14}M_{uu} = \mathcal{G}_{14}M_{\kappa}(t) \\ \ddot{M}_{uu} + \mathcal{G}_{21}\dot{M}_{uu} + \mathcal{G}_{22}M_{uu} - \mathcal{G}_{23}\dot{M}_{mp} - \mathcal{G}_{24}M_{mp} = -\mathcal{G}_{24}M_{\kappa}(t) \end{cases}, \quad (4.27)$$

$$\text{де } \mathcal{G}_{11} = \frac{k_{mp}}{J_1} + \frac{k_{mp}}{J_{30}};$$

$$\mathcal{G}_{12} = \frac{c_{mp}}{J_1} + \frac{c_{mp}}{J_{30}};$$

$$\mathcal{G}_{13} = \frac{k_{uu}c_{mp}}{J_{30}c_{uu}};$$

$$\mathcal{G}_{14} = \frac{c_{mp}}{J_{30}};$$

$$\mathcal{G}_{21} = \frac{k_{uu}}{J_{30}} + \frac{k_{uu}}{J_{cons}} + \frac{k_{uu}}{J_{var}};$$

$$\mathcal{G}_{22} = \frac{c_{uu}}{J_{30}} + \frac{c_{uu}}{J_{cons}} + \frac{c_{uu}}{J_{var}};$$

$$\mathcal{G}_{23} = \frac{k_{mp}c_{uu}}{J_{30}c_{mp}};$$

$$\mathcal{G}_{24} = \frac{c_{uu}}{J_{30}}.$$

Для отримання усталеного руху в зображеннях, помножимо зображення рівняння (4.27) на  $s$  в області комплексної змінної:

$$\begin{cases} s^2 M_{mp}(s) + \mathcal{G}_{11}sM_{mp}(s) + \mathcal{G}_{12}M_{mp}(s) - \mathcal{G}_{13}sM_{uu}(s) - \mathcal{G}_{14}M_{uu}(s) = \mathcal{G}_{14}M_{\kappa}(s) \\ s^2 M_{uu}(s) + \mathcal{G}_{21}sM_{uu}(s) + \mathcal{G}_{22}M_{uu}(s) - \mathcal{G}_{23}sM_{mp}(s) - \mathcal{G}_{24}M_{mp}(s) = \mathcal{G}_{24}M_{\kappa}(s) \end{cases}. \quad (4.28)$$

Передавальні функції матимуть вид:

$$\Xi_{M_{mp}}(s) = \frac{M_{mp}(s)}{M_{\kappa}(s)}, \quad \Xi_{M_{uu}}(s) = \frac{M_{uu}(s)}{M_{\kappa}(s)}. \quad (4.29)$$

З огляду на той факт, що, як доведено в розділі 2, зміна маси агрегату сприяє зміні дотичної сили тяги і моменту опору перекочування на ведучих

колесах, то всі наступні розрахунки проводимо тільки для випадку навантаження валів трансмісії від впливу на колеса – для передавальної функції  $\Xi_{M_{mp}}(s)$ .

Розділивши систему (4.28) на  $M_{\kappa}(s)$ , після перетворення, отримаємо:

$$\Xi_{M_{mp}}(s) = \mathcal{G}_{14} \frac{s^2 + \Lambda_1 s + \Lambda_2}{s^4 + \Omega_1 s^3 + \Omega_2 s^2 + \Omega_3 s + \Omega_4}, \quad (4.30)$$

де  $\Lambda_1 = \mathcal{G}_{21} - \frac{\mathcal{G}_{13}\mathcal{G}_{24}}{\mathcal{G}_{14}}$ ;  $\Lambda_2 = \mathcal{G}_{22} - \mathcal{G}_{24}$ ;  $\Omega_1 = \mathcal{G}_{11} - \mathcal{G}_{24}$ ;  $\Omega_2 = \mathcal{G}_{12} + \mathcal{G}_{11}\mathcal{G}_{21} + \mathcal{G}_{22} - \mathcal{G}_{13}\mathcal{G}_{23}$ ;

$$\Omega_3 = \mathcal{G}_{12}\mathcal{G}_{21} + \mathcal{G}_{11}\mathcal{G}_{22} - \mathcal{G}_{14}\mathcal{G}_{23} - \mathcal{G}_{13}\mathcal{G}_{24}; \quad \Omega_4 = \mathcal{G}_{12}\mathcal{G}_{22} - \mathcal{G}_{14}\mathcal{G}_{24}.$$

З виразу (4.30) можна зробити висновок, що передавальна функція між впливом, прикладеним до коліс, і навантаженням валів в приведеній еквівалентній системі трансмісії трактора являє собою дрібно-раціональну функцію змінної  $s$ , в якій порядок многочлена в чисельнику нижче порядку знаменника. Всі коефіцієнти цієї функції дійсні, оскільки визначаються комбінаціями дійсних коефіцієнтів вихідної системи [203].

Вважаючи, що для зворотного перетворення використана залежність  $s = u + ip$ , отримаємо:

$$\Xi_{M_{mp}}(ip) = \frac{(-p^2 + \Lambda_2) + i\Lambda_1 p}{(p^4 - \Omega_2 p^2 + \Omega_4) + i(\Omega_1 p^2 - \Omega_3) p}. \quad (4.31)$$

Виконавши ділення, отримаємо:

$$\Xi_{M_{mp}}(ip) = \Psi_{mp}(p) + i\Theta_{mp}(p), \quad (4.32)$$

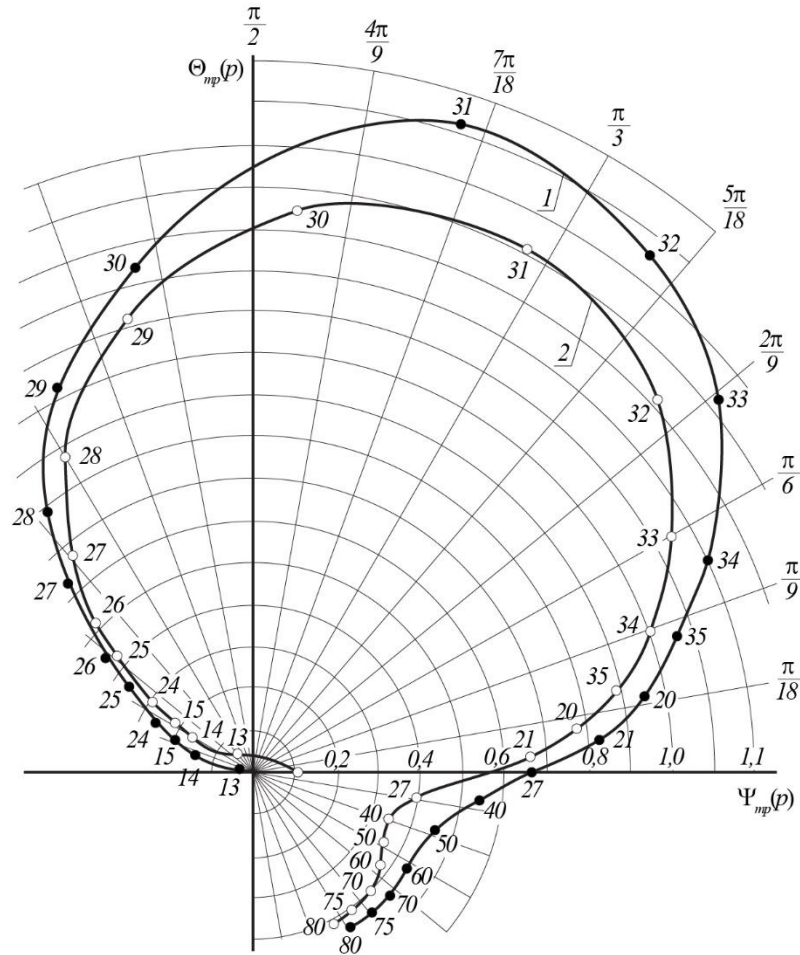
де

$$\Psi_{mp}(p) = \frac{-p^6(\Lambda_1\Omega_1 - \Lambda_2 - \Omega_2)p^4 + (\Lambda_1\Omega_3 - \Lambda_2\Omega_2 - \Omega_4)p^2 + \Lambda_2\Omega_4}{p^8 + (\Lambda_1 - 2\Omega_2)p^6 + [\Omega_2^2 - 2(\Omega_1\Omega_3 - \Omega_4)]p^4 + (\Omega_3^2 - \Omega_2\Omega_4)p^2 + \Omega_4^2}; \quad (4.33)$$

$$\Theta_{mp}(p) = \frac{(\Lambda_1 - \Omega_1)p^5 - (\Lambda_1\Omega_2 + \Lambda_2\Omega_1 + \Omega_3)p^3 + (\Lambda_1\Omega_4 - \Lambda_2\Omega_3)p}{p^8 + (\Omega_1 - 2\Omega_2)p^6 + [\Omega_2^2 - 2(\Omega_1\Omega_3 - \Omega_4)]p^4 + (\Omega_3^2 - \Omega_2\Omega_4)p^2 + \Omega_4^2}. \quad (4.34)$$

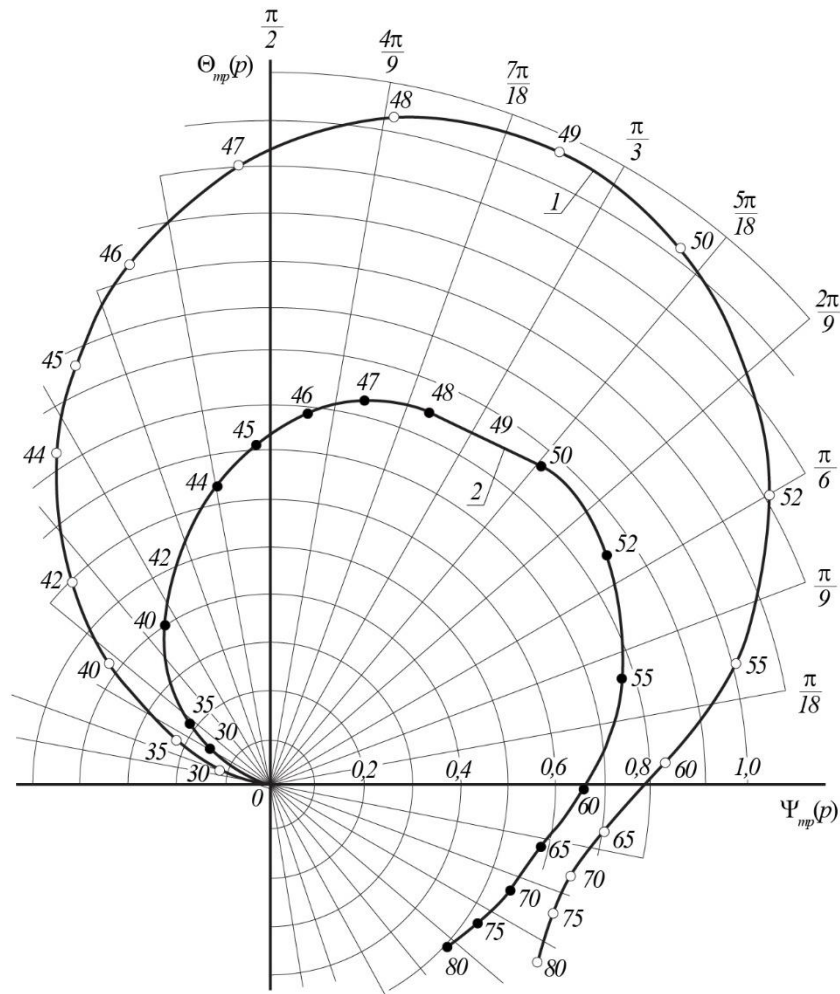
Вирази  $\Psi_{mp}(p)$  і  $\Theta_{mp}(p)$  є реальною і уявною частотними характеристиками системи.

На рис. 4.4 і 4.5 наведені амплітудно-фазові характеристики приведенного моменту, що навантажує трансмісію трактора ХТЗ-17221 при виконанні транспортно-технологічної операції в складі причіпного і напівначіпного агрегатів змінної маси на IV передачі транспортного діапазону.



1 – при повній транспортно-технологічній машині; 2 – при порожній транспортно-технологічній машині

Рисунок 4.4 – Амплітудно-фазова характеристика приведенного моменту, що навантажує трансмісію трактора ХТЗ-17221 в складі причіпного агрегату змінної маси IV передачі транспортного діапазону



1 – при повній транспортно-технологічній машині; 2 – при порожній транспортно-технологічній машині

Рисунок 4.5 – Амплітудно-фазова характеристика приведенного моменту, що навантажує трансмісію трактора ХТЗ-17221 в складі напівначіпного агрегату змінної маси на IV передачі транспортного діапазону

4.3 Сталий режим функціонування агрегату при складному періодичному навантаженні

Приймемо, що момент сил опору на колесі  $M_{\kappa}(t)$  є періодичною кусочно-безперервною функцією періоду  $T$ , що має в межах періоду кінцеве число розривів першого роду. Тоді періодичну функцію  $M_{\kappa}(t)$  за Лапласом можна записати у вигляді:

$$M_{\kappa}(p) = \frac{M_{\kappa}^{(T)}(p)}{1 - e^{-pT}} = M_{\kappa}^{(T)}(p) \sum_{k=0}^{\infty} e^{-kpT}, \quad (4.35)$$

де

$$M_{\kappa}^{(T)}(p) = \int_0^T e^{-pt} M_{\kappa}(t) dt. \quad (4.36)$$

З розгляду виразів (4.35) і (4.36) випливає, що  $M_{\kappa}(p)$  є функцією комплексної змінної, що має полюси першого порядку, які розташовані на уявній вісі і обчислюють за формулами виду:

$$p_m = \pm i\omega_m, \quad m = 0, 1, 2, \dots \quad (4.37)$$

де  $\omega_m = \frac{2\pi m}{T}$ .

Передавальні функції  $\Xi_{M_{mp}}(p)$  і  $\Xi_{M_{iu}}(p)$  регулярні в площині  $\sigma_1 > \max_k \operatorname{Re} p_k$ , де  $p_k$  – корінь характеристичного рівняння.

В півплощині  $\sigma_1 \leq \max \operatorname{Re} p_k$  передавальні функції мають особливості виду полюсів. Комплексні полюси передавальних функцій є комплексно-сполученими в силу того, що коефіцієнти характеристичного поліному є дійсними.

Із зазначеного вище випливає, що розв'язок системи диференціальних рівнянь еквівалентної трансмісійної установки при зміні маси агрегату, який задовольняє нульовим початковим умовам, може бути знайдено за формулою:

$$\left. \begin{array}{l} s(t) \\ M_{\partial e}(t) \end{array} \right\} = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma - i\infty}^{\sigma + i\infty} e^{pt} \Xi_{M_{mp,iu}}(p) M_{\kappa}(p) dp, \quad (4.38)$$

де

$$\sigma = \max\{0; \sigma_1\}.$$

Функції комплексної змінної  $\Xi_{M_{mp,iu}}(p) M_{\kappa}(p)$  задовольняють умовам леми Жордана [204]. Отже, інтегрування за прямою  $(\sigma - i\infty, \sigma + i\infty)$  можна замінити інтегруванням по замкнутому контуру, складеному з ділянки зазначеної прямої і

дуги радіусом  $R \rightarrow \infty$ . Дугу радіусу  $R$  слід замикати в лівій півплощині при  $t > 0$  і в правій півплощині при  $t < 0$ .

Отже, за теоремою Коші [205] можна записати:

$$\int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_{\kappa}(p) dp = 0 \text{ при } t < 0;$$

$$\int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_{\kappa}(p) dp = \frac{1}{2\pi i} \oint_{L_1} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_{\kappa}(p) dp +$$

$$+ \frac{1}{2\pi i} \oint_{L_2} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_{\kappa}(p) dp \quad (4.39)$$

де  $L_1$  – замкнутий контур, що охоплює полюси функції  $M_{\kappa}(p)$ ;

$L_2$  – замкнутий контур, що охоплює полюси передавальних функцій.

Можна показати, що інтеграл

$$\frac{1}{2\pi i} \oint_{L_1} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_{\kappa}(p) dp, \quad (4.40)$$

є розв'язком системи рівнянь (4.27), причому періодичним розв'язком, якщо корені характеристичного полінома не співпадають з полюсами функції  $M_{\kappa}(p)$ .

У разі співпадіння одного з коренів характеристичного полінома з полюсом функції  $M_{\kappa}(p)$  інтеграл (4.40) не є періодичною функцією. В цьому випадку корінь характеристичного полінома, що співпадає з полюсом функції  $M_{\kappa}(p)$ , відносимо до контуру  $L_1$ .

На підставі викладеного, періодичний розв'язок системи рівнянь руху еквівалентної трансмісії можна записати у вигляді

$$\left. \begin{array}{l} s_{nep}(t) \\ M_{\delta_{nep}}(t) \end{array} \right\} = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_{\kappa}(p) dp - \frac{1}{2\pi i} \oint_{L_2} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_{\kappa}(p) dp. \quad (4.41)$$

Таким чином, наведені вище вирази (4.40) і (4.41) є різними формами подання періодичного розв'язку системи рівнянь руху еквівалентної системи.



Формула (4.40) дозволяє відшукати розв'язок системи рівнянь (4.27) у вигляді ряду Фур'є, що є часто незручним для аналізу.

Підставимо вираз для  $M_\kappa(p)$  згідно (4.35) в перший інтеграл виразу (4.41).

Отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_\kappa(p) dp &= \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_\kappa^{(T)}(p) dp + \\ &+ \frac{1}{2\pi i} \sum_{k=1}^{\infty} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{p(t-kT)} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_\kappa^{(T)}(p) dp \equiv 0 \end{aligned} \quad (4.42)$$

На інтервалі  $t \in [0, T)$  значення  $t - kT < 0 (k = 1, 2, \dots)$ , отже за лемою Жордана маємо

$$\frac{1}{2\pi i} \sum_{k=1}^{\infty} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{p(t-kT)} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_\kappa^{(T)}(p) dp \equiv 0, \quad (4.43)$$

і періодичний розв'язок (4.41) системи рівнянь руху еквівалентної трансмісійної установки при зміні маси агрегату можна представити у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} s_{nep}(t) \\ M_{\delta_{nep}}(t) \end{aligned} \right\} = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_\kappa^{(T)}(p) dp - \frac{1}{2\pi i} \oint_{L_2} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_\kappa(p) dp. \quad (4.44)$$

Вважаючи момент  $M_\kappa(t)$  кусочно-безперервною функцією згідно рис. 4.6, розіб'ємо період  $T$  на ділянки, в межах яких функція  $M_\kappa(t)$  безперервна  $(\tau_0, \tau_1)$ ;  $(\tau_1, \tau_2)$ ; ...  $(\tau_{q-1}, \tau_q)$ , причому  $\tau_0 = 0$ ,  $\tau_q = T$ ,  $q$  – число ділянок.

Тоді функцію  $M_\kappa^{(T)}(p)$  можна представити у вигляді:

$$M_\kappa^{(T)}(p) = \sum_{j=0}^{q-1} M_\kappa^{(j)}(p) e^{-p\tau_j}. \quad (4.45)$$

Періодичний розв'язок на інтервалі  $t \in [\tau_{r-1}, \tau_r]$ ,  $r = 1, \dots, q$  отримаємо, скориставшись виразами (4.44) – (4.45)

$$\left. \begin{aligned} s_{nep}(t) \\ M_{\delta_{nep}}(t) \end{aligned} \right\} = \sum_{j=0}^{r-1} \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{p(t-r_j)} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_\kappa^{(j)}(p) dp - \frac{1}{2\pi i} \oint_{L_2} e^{pt} \Xi_{M_{mp,ui}}(p) M_\kappa(p) dp. \quad (4.46)$$

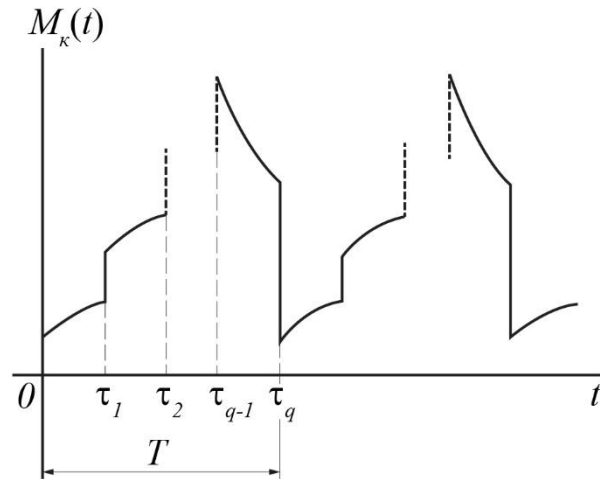


Рисунок 4.6 – Представлення періодичного моменту опору на колесах трактора при виконанні транспортно-технологічної операції в складі агрегату змінної маси у вигляді кусочно-безперервної функції

Зокрема, якщо функція  $M_{\kappa}(t)$  є безперервною в межах періоду, необхідно покласти:

$$\left. \begin{array}{l} s_{nep}(t) \\ M_{\partial \epsilon_{nep}}(t) \end{array} \right\} = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{pt} \Xi_{M_{mp,u}}(p) M_{\kappa}^{(0)}(p) dp - \frac{1}{2\pi i} \oint_{L_2} e^{pt} \Xi_{M_{mp,u}}(p) M_{\kappa}(p) dp. \quad (4.47)$$

Для обчислення інтегралів, що входять в знайдені залежності (4.46), (4.47), зручно скористатися теоремою про відрахування [206].

Відрахування функції  $F(p)$  відносно полюса першого порядку визначається за формулою:

$$res[F(p), p_k] = \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} F(p) dp = \lim_{p \rightarrow p_k} [(p - p_k) F(p)]. \quad (4.48)$$

Відрахування в полюсі  $p_k$  порядку  $n_k$  знаходиться за формулою виду:

$$res_{n_k}[F(p), p_k] = \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} F(p) dp = \frac{1}{n_k - 1!} \lim_{p \rightarrow p_k} \frac{d^{n_k-1}}{dp^{n_k-1}} [(p - p_k)^{n_k} F(p)]. \quad (4.49)$$

Тут  $\gamma$  – контур інтегрування, причому інтегрування за прямою ( $\sigma - i\infty$ ,  $\sigma + i\infty$ ) у виразах (4.47) – (4.48) замінюється інтегруванням за замкнутим контуром, складеному з ділянки цієї прямої і дуги з радіусом  $R \rightarrow \infty$ .

Оскільки розглядаються процеси при  $t > 0$ , то контур слід замикати в лівій півплощині, в якій розташовані всі полюси підінтегральних функцій.

Зазначимо зручний прийом, який можна застосовувати при розрахунках.

Представимо функцію  $M_\kappa(p)$  у вигляді:

$$M_\kappa(p) = M_\kappa^{(0)}(p) + \tilde{M}_\kappa^{(0)}(p). \quad (4.50)$$

Тоді вираз (4.47) можна перетворити в такий спосіб:

$$\left. \begin{array}{l} s_{nep}(t) \\ M_{\delta_{nep}}(t) \end{array} \right\} = \frac{1}{2\pi i} \oint_{L_1} e^{pt} \Xi_{M_{mp,uu}}(p) M_\kappa^{(0)}(p) dp - \frac{1}{2\pi i} \oint_{L_1} e^{pt} \Xi_{M_{mp,uu}}(p) \tilde{M}_\kappa^{(0)}(p) dp, \quad (4.51)$$

де  $L_1$  – контур, що охоплює полюси тільки функції  $M_\kappa^{(0)}(p)$ .

Якщо момент  $M_\kappa(t)$  має в межах періоду дві ділянки безперервності  $(0, \tau)$  і  $(\tau, T)$ , то формула (4.51) справедлива на інтервалі  $t \in [0, \tau]$ . На інтервалі  $t \in [\tau, T]$  слід до розв'язку (4.51), продовженому на цей інтервал, додати вираз:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta_{nep}(t) \\ \Delta_{\delta_{nep}}(t) \end{array} \right\} = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{p(t-r)} \Xi_{M_{mp,uu}}(p) M_\kappa^{(1)}(p) dp. \quad (4.52)$$

Аналогічним чином можна побудувати розв'язок при будь-якому числі ділянок  $(\tau_{r-1}, \tau_r)$  моменту  $M_\kappa(t)$ .

#### 4.4 Динаміка трансмісійної установки при накиданні та скиданні навантаження

Накидання характеризується наростанням в часі навантаження, прикладеного до ведучого колеса транспортно-технологічного агрегату, і пов'язаним з ним деформуванням елементів трансмісійної установки. При цьому відбувається зміна швидкості обертання колеса, що впливає на якість реалізованого технологічного процесу.

Відзначимо, що розгляд режиму накидання навантаження на основі лінійної системи рівнянь допустимий, якщо нелінійні властивості елементів трансмісії не виявляються.

Зазначене характерно, наприклад, для з'єднань з зазорами. Якщо трансмісійна установка містить істотно нелінійні елементи і з'єднання, то аналіз режимів накидання навантаження в лінійній постановці дозволяє оцінити її динамічні властивості в початковому наближенні.

Що стосується режимів скидання навантаження, то нелінійні властивості, що вносяться зазорами в з'єднаннях, зазвичай проявляються на стільки, що вимагають врахування при розрахунку.

Момент навантаження, що діє на ведучі колеса транспортно-технологічного агрегату змінної маси, трансмісійна установка якого схематизована у вигляді  $n$ -масової системи, представимо у вигляді залежності:

$$M_c(t) = \eta(t)M_c^0; \quad (4.53)$$

де  $M_c^0 = M_\kappa^0 + M_a^0$  – значення моменту навантаження в усталеному режимі (після накидання або перед скиданням навантаження) як сума постійних значень моментів  $M_\kappa$  і  $M_a$ .

Будемо вважати, що накидання навантаження відбувається при вихідному сталому режимі холостого ходу з початковими даними  $t_0 = 0$ ;  $s_k(0) = 0$ ,  $\int s_k(t_0)dt - \int s_{k-1}(t_0)dt = 0$  ( $k = \overline{1, n}$ ).

Оскільки при аналізі режимів накидання і скидання навантаження інтерес представляють нерівномірність руху колеса і моменти сил пружності на всіх ділянках трансмісійної установки, запишемо для них передавальні функції в розгорнутому вигляді:

$$Y_n(p) = \frac{1}{\omega_0 J_n} \cdot \frac{p^{2n-1} + b_{2n-2}^{(n)} p^{2n-2} + \dots + b_1^{(n)} p + b_0^{(n)}}{p^{2n} + a_{2n-1} p^{2n-2} + \dots + a_1 p + a_0}; \quad (4.54)$$

$$Y_{r-1,r}(p) = -\frac{c_{r-1,r}}{J_n} \prod_{j=r}^{n-1} \frac{\beta_{j,j+1}}{J_j} \frac{p^{n+r-2} + d_{n+r-3}^{(r)} + \dots + d_1^{(r)} p + d_0^{(r)}}{p^{2n} + a_{2n-1} p^{2n-1} + \dots + a_1 p + a_0}; \quad (4.55)$$

$$Y_{n-1,n}(p) = -\frac{c_{n-1,n}}{J_n} \cdot \frac{p^{2n-2} + b_{2n-3}^{(n)} p^{2n-3} + \dots + b_1^{(n)} p + b_0^{(n)}}{p^{2n} + a_{2n-1} p^{2n-1} + \dots + a_1 p + a_0}. \quad (4.56)$$

Знайдемо перехідні функції  $y(t)$  для відносної швидкості обертання ведучого колеса  $s_n(t)$  і моментів сил пружності  $U_{r-1,r}$  на ділянках валопроводу між масами  $J_{r-1}, J_r$  ( $r = \overline{1, n}$ ), скориставшись формулою обернення Рімана-Мелліна:

$$\begin{cases} y_n(p) = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{1}{p} Y_n(p) e^{pt} dp = \sum_{j=0}^{2n} \text{res} \left[ \frac{1}{p} Y_n(p) e^{pj t}, p_j \right]; \\ y_{r-1,r}(t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{1}{p} Y_{r-1,r}(p) e^{pt} dp = \sum_{j=0}^{2n} \text{res} \left[ \frac{1}{p} Y_{r-1,r}(p) e^{pj t}, p_j \right]. \end{cases} \quad (4.57)$$

Вважаємо, що для слабодемпфованих систем, якими зазвичай є реальні трансмісійні установки, всі корені характеристичного рівняння парного ступеня  $\aleph(p) = 0$  (полюси передавальних функцій) є комплексними попарно сполученими.

Будемо нумерувати кожну пов'язану пару коренів одним індексом

$$p_j = -\gamma_j \pm ik_j, \quad j = \overline{1, n} \quad (4.58)$$

Знаходячи відрахування відносно полюсів  $p_0 = 0$  і  $p_j$  ( $j = \overline{1, n}$ ), отримаємо шукані перехідні функції (при  $r = \overline{1, n-1}$ ):

$$\begin{cases} y_n(t) = v + \frac{2}{\omega_0 J_n} \sum_{j=1}^n R_j^{(n)} e^{-\gamma_j t} \cos(k_j t + \mathcal{G}_j^{(n)}); \\ -y_{r-1,r}(t) = 1 + \frac{2c_{r-1,r}}{J_n} \prod_{s=r}^{n-1} \frac{\beta_{s,s+1}}{J_s} \sum_{j=1}^n N_j^{(r)} e^{-\gamma_j t} \cos(k_j t + \varepsilon_j^{(r)}); \\ y_{m-1,m}(t) = 1 + \frac{2c_{n-1,n}}{J_n} \sum_{j=1}^n N_j^{(n)} e^{-\gamma_j t} \cos(k_j t + \varepsilon_j^{(n)}) \end{cases} \quad (4.59)$$

$$\text{де } R_j^{(n)} = \sqrt{[A_j^{(n)}]^2 + [B_j^{(n)}]^2};$$

$$N_j^{(r)} = \sqrt{[D_j^{(r)}]^2 + [E_j^{(r)}]^2};$$

$$\operatorname{tg} \mathcal{G}_j^{(n)} = \frac{B_j^{(n)}}{A_j^{(n)}};$$

$$\operatorname{tg} \mathcal{E}_j^{(r)} = \frac{D_j^{(r)}}{E_j^{(r)}}$$

Коефіцієнти  $A_j^{(n)}$ ,  $B_j^{(n)}$  та  $D_j^{(r)}$ ,  $E_j^{(r)}$  ( $r = \overline{1, n}$ ) визначаються за формулами (у випадку полюсів першого порядку):

$$\left\{ \begin{array}{l} A_j^{(n)} = \operatorname{Re} \left[ \frac{(p - p_j) \mathfrak{I}_n(p)}{p \mathfrak{N}(p)} \right]_{p=p_j} ; \\ B_j^{(n)} = \operatorname{Im} \left[ \frac{(p - p_j) \mathfrak{I}_n(p)}{p \mathfrak{N}(p)} \right]_{p=p_j} ; \\ D_j^{(r)} = \operatorname{Re} \left[ \frac{(p - p_j) \mathfrak{R}_{r-1,r}(p)}{p \mathfrak{N}(p)} \right]_{p=p_j} ; \\ E_j^{(r)} = \operatorname{Im} \left[ \frac{(p - p_j) \mathfrak{R}_{r-1,r}(p)}{p \mathfrak{N}(p)} \right]_{p=p_j} \end{array} \right. ; \quad (4.60)$$

де

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathfrak{I}_n(p) = p^{2n-1} + b_{2n-2}^{(n)} p^{2n-2} + \dots + b_1^{(n)} p + b_0^{(n)} \\ \mathfrak{R}_{r-1,r}(p) = p^{n+r-2} + d_{n+r-3}^{(r)} p^{n+r-3} + \dots + d_1^{(r)} p + d_0^{(r)} \\ \mathfrak{N}(p) = p^{2n} + a_{2n-1} p^{2n-1} + \dots + a_1 p + a_0 \end{array} \right. \quad (4.61)$$

На рис. 4.7 показані приклади осцилограм перехідних функцій для моменту сил пружності  $M_{mp}$ , що виникає в еквівалентній трансмісійній установці.

В процесі математичного експерименту досліджувався вплив відношення постійних часу  $v_{T1} = \frac{T_{\partial\theta}}{T_k}$  ( $T_{\partial\theta}$  і  $T_k = v\omega_0(J_1 + J_{30})$  – механічні постійні часу двигуна і колеса відповідно – час, необхідний для розгону двигуна і колеса від нерухомого стану до швидкості холостого ходу) і демпфірування ( $\Psi_{ij}$ ) в

трансмiсiйній установцi на нерiвномiрнiсть обертання ведучих колiс i навантаженiсть трансмiсiї.

Коефiцiєнт поглинання змiнювався в дiапазонi  $\psi_{ij} = 0 \div 1,5$ , вiдношення постійних часу  $\nu_{T1}$  – в дiапазонi  $\nu_{T1} = 0 \dots 10$ . Такi широкi дiапазони змiни параметрiв практично охоплюють всi можливи режими функцiонування.

Аналіз отриманих результатiв показує, що вiдношення постійних часу двигуна  $\nu_{T1}$  є однiєю з найважливиших динамiчних характеристик трансмiсiйної установкi: чим менше значення  $\nu_{T1}$ , тим сильнiше перехiднi процеси на ведучих колесах агрегату впливають на динамiчнi процеси в трансмiсiї. Швидкiсть обертання ведучого колеса схильна до зазначеного впливу бiльшою мiрою, нiж момент сил пружностi.

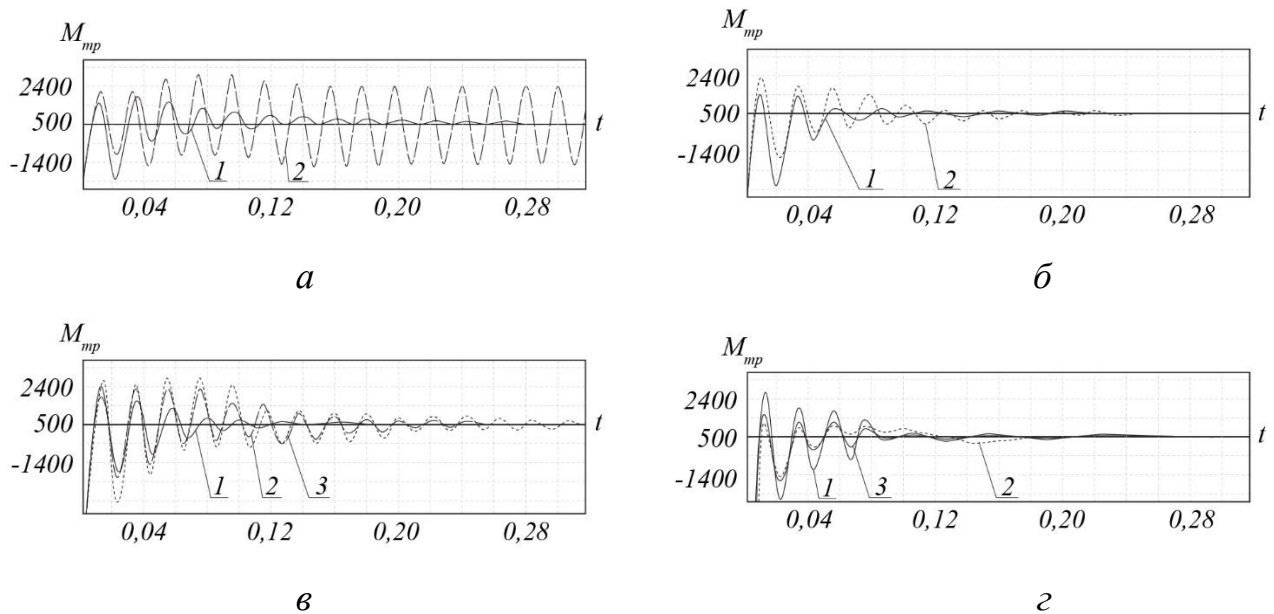


Рисунок 4.7 – Осцилограми перехiдних функцiй моменту сил пружностi  $M_{спр}$ ,

що виникають в еквiвалентнiй трансмiсiйнiй установцi трактора в складi

транспортно-технологiчного агрегату змiнної маси

(зовнiшнє навантаження  $M_{\partial e} = 667 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $\max M_{\kappa} = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ )

Аналіз виразiв для екстремальних значень перехiдних функцiй вiдносiї швидкостi обертання ведучих колiс i моменту сил пружностi в трансмiсiйнiй установцi дозволяє вказати шляхи зменшення динамiчних явищ при накиданнi навантаження.

Зокрема, для цього слід збільшувати момент інерції кінцевої частини трансмісійної установки (наприклад,  $J_{30}$ ), підвищувати демпфірування (тобто, збільшувати  $\psi_{ij}$ ), вибирати двигун внутрішнього згоряння з можливо меншою постійної часу  $T_{\partial\epsilon}$  і більшою швидкістю обертання колінчастого валу на холостому ходу  $\omega_0$ .

#### 4.5 Частотні характеристики трансмісійної установки при її змінному навантаженні

Не дивлячись на те, що момент сил опору на колесі  $M_c$  є, як правило, складною полігармонічною функцією, динамічні властивості машинного агрегату можна досліджувати з достатньою повнотою, якщо відшукати частотні (амплітудні і фазові) характеристики.

Визначимо амплітудні характеристики для відносних швидкостей всіх мас трансмісійної установки і для моментів сил пружності на ділянках між масами, пам'ятаючи, що амплітудні характеристики визначаються як модулі передавальних функцій на уявній вісі.

Складемо для еквівалентної трансмісійної установки систему інтегро-диференціальних рівнянь, скориставшись методом узагальнених координат і рівняннями Лагранжа другого роду.

В якості узагальнених координат виберемо:  $M_{\partial\epsilon}$  – крутний момент двигуна;  $s_k = \frac{1}{\omega_0}(\omega_0 - \omega_k)$  – відносні швидкості обертання мас  $k = \overline{1, n}$ , причому  $\omega_0$  – кутова швидкість ідеального холостого ходу;  $\omega_k = \dot{\phi}_k$  – кутові швидкості мас.





Представимо передавальні функції трансмісійної установки у вигляді ( $r = \overline{1, n}$ ):

$$\begin{aligned} Y_r(p) &= \alpha_r \frac{\mathfrak{T}_r(p)}{\aleph(p)} \\ Y_{r-1,r}(p) &= \alpha_{r-1,r} \frac{\mathfrak{R}_{r-1,r}(p)}{\aleph(p)}, \end{aligned} \quad (4.64)$$

де

$$\begin{aligned} \alpha_r &= \frac{1}{\omega_0 J_n} \prod_{j=r}^{n-1} \frac{\beta_{j,j+1}}{J_j} \\ \alpha_n &= \frac{1}{\omega_0 J_n} \\ \alpha_{r-1,r}(p) &= \frac{c_{r-1,r}}{J_n} \prod_{j=r}^{n-1} \frac{\beta_{j,j+1}}{J_j}; \\ \alpha_{n-1,n}(p) &= \frac{c_{n-1,n}}{J_n} \end{aligned} \quad (4.65)$$

$$\mathfrak{T}_r(p) = p^{n+r-1} + b_{n+r-2}^{(r)} p^{n+r-2} + \dots + b_1^{(r)} p + b_0^{(r)} \quad (4.66)$$

Поліноми  $\mathfrak{R}_{r-1,r}(p)$  і  $\aleph(p)$  визначаються за формулами (4.61). Для амплітудних характеристик трансмісійної установки отримаємо вирази виду:

$$|Y_r(ik)| = \alpha_r \sqrt{\frac{A_r^2(k) + B_r^2(k)}{C_r^2(k) + D_r^2(k)}}, \quad (r = \overline{1, n}), \quad (4.67)$$

$$|Y_{r-1,r}(ik)| = \alpha_{r-1,r} \sqrt{\frac{A_{r-1,r}^2(k) + B_{r-1,r}^2(k)}{C_r^2(k) + D_r^2(k)}} \quad (r = \overline{2, n}), \quad (4.68)$$

де

$$\begin{cases} A_r(k) = b_0^{(r)} - b_2^{(r)} k^2 + b_4^{(r)} k^4 - \dots; \\ B_r(k) = b_1^{(r)} k - b_3^{(r)} k^3 + b_5^{(r)} k^5 - \dots; \\ C_r(k) = a_0 - a_2 k^2 + a_4 k^4 - \dots; \\ D_r(k) = a_1 k - a_3 k^3 + a_5 k^5 - \dots; \end{cases} \quad (4.69)$$

$$\begin{cases} A_{r-1,r}(k) = b_0^{(r)} - b_2^{(r)}k^2 + b_4^{(r)}k^4 - \dots; \\ B_{r-1,r}(k) = b_1^{(r)}k - b_3^{(r)}k^3 + b_5^{(r)}k^5 - \dots; \end{cases} \quad (4.70)$$

Відповідні фазові характеристики отримаємо у вигляді:

$$\begin{cases} \operatorname{tg}\theta_r(k) = \frac{B_r(k)C_r(k) - A_r(k)D_r(k)}{A_r(k)C_r(k) + B_r(k)D_r(k)} \quad (r = \overline{1, n}); \\ \operatorname{tg}\theta_{r-1,r}(k) = \frac{B_{r-1,r}(k)C_r(k) - A_{r-1,r}(k)D_r(k)}{A_{r-1,r}(k)C_{r-1,r}(k) + B_{r-1,r}(k)D_{r-1,r}(k)} \quad (r = \overline{2, n}); \end{cases} \quad (4.71)$$

Запишемо частотні характеристики для еквівалентної трансмісійної установки (рис. 4.1), вважаючи  $n = 30$ ,  $r = 30$

$$|Y_{30}(ik)| = \frac{1}{\omega_0 J_{30}} \sqrt{\frac{(b_0^{(30)} - b_{30}^{(30)}k^{30})^2 + k^{30}(b_1^{(30)} - k^{30})^2}{(a_0 - a_{30}k^{30} + k^{30})^2 k^{30} (a_1 - a_{30}k^{30})^2}}; \quad (4.72)$$

$$\operatorname{tg}\theta_{30}(k) = \frac{k[(b_1^{(30)} - k^{30})(a_0 - a_{30}k^{30} + k^{30}) - (b_0^{(30)} - b_{30}^{(30)}k^{30})(a_1 - a_{30}k^{30})]}{(b_0^{(30)} - b_{30}^{(30)}k^{30})(a_0 - a_{30}k^{30} + k^4) + k^{30}(b_1^{(30)} - k^{30})(a_1 - a_{30}k^{30})}; \quad (4.73)$$

$$|Y_{1,30}(ik)| = -\frac{c_{1,30}}{J_{30}} \sqrt{\frac{(d_0^{(30)} - k^{30})^2 + (d_1^{(30)} - k)^2}{(a_0 - a_{30}k^{30} + k^4)^2 + k^2(a_1 - a_{30}k^{30})^2}}; \quad (4.74)$$

$$\operatorname{tg}\theta_{1,30}(k) = \frac{k[d_1^2(a_0 - a_{30}k^{30} + k^4) - (d_0^{(30)} - k)^2(a_1 - a_{30}k^{30})]}{(d_0^{(30)} - k)^2(a_0 - a_{30}k^{30} + k^4) + k^{30}d_1^{(30)}(a_1 - a_{30}k^{30})}. \quad (4.75)$$

Дослідимо вплив різних параметрів трансмісійної установки на її динамічні характеристики при гармонійному впливі, для чого введемо наступні безрозмірні величини:

$$\chi_{kk} = \frac{k}{\lambda_k}, \quad \chi_{k0} = \frac{k}{\lambda_0}, \quad \chi_{km} = kT_m - \text{безрозмірні частоти}; \quad (4.76)$$

$$q_{1,30} = q_1 q_{30}; \quad f = T_\kappa \eta_{1,30}; \quad v_T = \frac{T_{\partial g}}{T_\kappa}; \quad v_m = \lambda_k T_\kappa, \quad (4.77)$$

де  $\lambda_k$ ,  $\lambda_0$ ,  $\eta_{12}$ ,  $q_1$ ,  $q_{30}$  – величини, що визначаються за формулами виду:

$$\lambda_k^2 = c_{1,30} \frac{J_1 + J_{30}}{J_1 J_{30}}; \quad \lambda_0 = \frac{1}{T_\partial T_M}; \quad \eta_{1,30} = k_{1,30} \frac{J_1 + J_{30}}{J_1 J_{30}}; \quad q_1 = \frac{1}{J_1} (J_1 + J_{30});$$

$$q_{30} = \frac{1}{J_{30}} (J_1 + J_{30}).$$

Підставляючи значення коефіцієнтів  $a_j (j = \overline{0,31})$ ,  $b_j^{(30)} (j = \overline{0,30})$  і  $d_j^{(30)} (j = \overline{0,29})$ , з урахуванням введених позначень, отримаємо:

$$|Y_{30}(ik)| = v \sqrt{\frac{[(q_{30} + jv_T)\chi_{kk}^2 - 1]^2 + [(q_{1,30} + f)v_M^{-1} - v_T v_M (q_{30}\chi_{kk}^2 - 1)]^2 \chi_{kk}^2}{[(q_1 + f)\chi_{kk}^2 + \chi_{k0}^2(1 - \chi_{kk}^2) - 1]^2 + [1 - \chi_{kk}^2 + fv_M^{-2}(1 - \chi_{k0}^2)]^2 \chi_{km}^2}}; \quad (4.78)$$

$$|Y_{1,30}(ik)| = -\frac{1}{q_1} \sqrt{\frac{(q_1 - \chi_{k0}^2)^2 + \chi_{km}^2}{[(q_1 + f)\chi_{kk}^2 + \chi_{k0}^2(1 - \chi_{kk}^2) - 1]^2 + [1 - \chi_{kk}^2 + fv_M^{-2}(1 - \chi_{k0}^2)]^2 \chi_{km}^2}}; \quad (4.79)$$

$$\text{tg} \theta_{30}(k) = \chi_{kk} \frac{v_M \frac{1 - \chi_{kk}^2 + fv_M^{-2}(1 - \chi_{k0}^2)}{(q_1 + f)\chi_{kk}^2 + (1 - \chi_{kk}^2)\chi_{k0}^2 - 1} - \frac{(q_{1,30} + f)v_M^{-1}v_T v_M (q_{30}\chi_{kk}^2 - 1)}{(q_{30} + fv_T)\chi_{kk}^2 - 1}}{1 + v_M \chi_{kk}^2 \frac{[(q_{1,30} + f)v_M^{-1}v_T v_M (q_{30}\chi_{kk}^2 - 1)][1 - \chi_{kk}^2 + fv_M^{-2}(1 - \chi_{k0}^2)]}{[(q_1 + f)\chi_{kk}^2 + (1 - \chi_{kk}^2)\chi_{k0}^2 - 1][(q_{30} + fv_T)\chi_{kk}^2 - 1]}}; \quad (4.80)$$

$$\text{tg} \theta_{1,30}(k) = \chi_{k0} \sqrt{v_T} \frac{\frac{1}{q_1 - \chi_{k0}^2} + \frac{1 - \chi_{kk}^2 + fv_M^{-2}(1 - \chi_{k0}^2)}{(q_1 + f)\chi_{kk}^2 + (1 - \chi_{kk}^2)\chi_{k0}^2 - 1}}{v_T - \chi_{k0}^2 \frac{1 - \chi_{kk}^2 + fv_M^{-2}(1 - \chi_{k0}^2)}{(q_1 - \chi_{k0}^2)[(q_1 + f)\chi_{kk}^2 + (1 - \chi_{kk}^2)\chi_{k0}^2 - 1]}}. \quad (4.81)$$

Отримані вирази, незважаючи на їх деяку громіздкість, зручні для аналізу найважливіших режимів. Зокрема, для резонансних режимів приймаємо: а) при резонансі на власній частоті двигуна  $k = \lambda_0$ ,  $\chi_{k0} = 1$ ; б) при резонансі на власній частоті механічної системи  $k = \lambda_k$ ,  $\chi_{kk} = 1$ . У разі недемпфованої механічної системи приймаємо  $f = 0$ .

Дослідимо нерівномірність обертання елементів трансмісійної установки, оцінюючи її за допомогою коефіцієнта нерівномірності обертання колеса:

$$\delta_{30} = \frac{\max s_{30} - \min s_{30}}{1 - s_{30m}}, \quad (4.82)$$

де  $\max s_{30}$ ,  $\min s_{30}$  – екстремальні значення  $s_{30}$ ;

$s_{30m}$  – середнє значення  $s_{30}$ .

Коефіцієнт нерівномірності ходу при розглянутому гармонійному впливі пов'язаний з амплітудною характеристикою і з коефіцієнтом посилення кутової швидкості залежностями

$$\delta_{30} = 2|Y_{30}(ik)| = 2v\mu_s(k), \quad (4.83)$$

де  $\mu_s(k) = \frac{1}{v}|Y_{30}(ik)|$  – коефіцієнт посилення кутової швидкості обертання ведучих коліс транспортно-технологічного агрегату.

Знайдемо вирази для коефіцієнта посилення швидкості в резонансних режимах, вважаючи  $k = \lambda_0$  і  $k = \lambda_k$ :

$$\mu_s(\lambda_0) = \sqrt{\frac{(q_{30} + v_T f - w_{k0}^2)^2 + (q_{30} + f + w_{k0}^2)^2 v_T}{(q_1 + f - 1)^2 + (w_{k0}^2 - 1)^2 v_T^{-1}}}; \quad (4.84)$$

$$\mu_s(\lambda_k) = \sqrt{\frac{(q_{30} + v_T f - 1)^2 v_m^2 + [w_{k0}^2 (q_{30} - 1) - q_{1,30} - f]^2}{(q_1 + f - 1)^2 v_m^2 + (1 - w_{k0}^2)^2 f^2}}. \quad (4.85)$$

де  $w_{k0} = \frac{\lambda_k}{\lambda_0}$  – відношення резонансних частот.

Знайдемо вирази для коефіцієнта посилення кутової швидкості, для чого в отриманих вище виразах слід покласти  $v_T = 0$ ,  $\chi_{k0} = 0$ :

$$\mu_s^c(k) = \sqrt{\frac{(q_{30} \chi_{kk}^2 - 1)^2 + [v_m^{-1} (q_{1,30} + f) \chi_{kk}]^2}{[(q_1 + f) \chi_{kk}^2 - 1]^2 + (1 - \chi_{kk}^2 + f v_m^{-2})^2 \chi_{kk}^2}}; \quad (4.86)$$

$$\mu_s^c(\lambda_k) = \sqrt{\frac{(q_{30} - 1)^2 v_m^2 + (q_{1,30} + f)^2}{(q_1 + f - 1)^2 v_m^2 + f^2}}. \quad (4.87)$$

Знайдемо вирази для функцій похибок визначення коефіцієнта посилення кутової швидкості обертання ведучих коліс трактора в резонансних режимах при  $k = \lambda_0$ , тобто при резонансі на власній частоті двигуна, отримаємо

$$\tilde{\Gamma}_s(\lambda_0) = \frac{\mu_s(\lambda_0)}{\tilde{\mu}_s(\lambda_0)} = \sqrt{\frac{(q_{30} + v_T f - w_{k0}^2)^2 + (q_1 + f + w_{k0}^2)^2 v_T}{[v_T (q_1 + f - 1)^2 + (w_{k0}^2 - 1)^2](1 + v_T)}}, \quad (4.88)$$

де  $\tilde{\mu}_s(\lambda_0) = \sqrt{v_T(1 + v_T)}$  – значення коефіцієнта посилення  $\mu_s(k)$  при  $k = \lambda_0$  для еквівалентної трансмісійної установки.

Аналіз виразу (4.88) показує, що верхньою межею значень функції похибок  $\tilde{\Gamma}_s(\lambda_0) \in q_{30} \frac{1}{\sqrt{1 + v_T}}$ . Причому для реальних параметрів значення  $\tilde{\Gamma}_s(\lambda_0)$  зазвичай близькі до одиниці. Таким чином, для оцінки порядку величин амплітуд коливання кутової швидкості ведучого колеса трактора в розглянутому резонансному режимі можна представляти трансмісійну установку за схемою з жорсткими ланками.

Вираз для функції похибок в резонансному режимі на частоті механічної системи запишеться у вигляді:

$$\Gamma_s(\lambda_k) = \sqrt{\frac{\{(q_{30} + v_T f - 1)^2 v_m^2 + [w_{k0}^2 (q_{30} - 1) - q_{1,30} - f]^2\} [(q_1 + f - 1)^2 v_m^2 + f^2]}{[(q_1 + f - 1)^2 v_m^2 + (1 - w_{k0}^2)^2 f^2] [(q_{30} - 1)^2 v_m^2 + (q_{1,30} + f)^2]}}. \quad (4.89)$$

Якщо покласти  $f = 0$ , тобто знехтувати впливом демпфування в механічній системі, то вираз (4.89) істотно спроститься:

$$\Gamma_s(\lambda_k) = \sqrt{\frac{v_m^2 + (q_1^2 - v_T v_m^2)^2}{v_m^2 + q_1^4}}. \quad (4.90)$$

Функція  $\Gamma_s(\lambda_k)$  відповідно до (4.90) має мінімум  $\Gamma_s(\lambda_k) = \frac{v_m}{\sqrt{v_m^2 + q_1^4}}$  при

$$v_T = \frac{q_1^2}{v_m^2}.$$

Дослідимо навантаженість трансмісійної установки транспортно-технологічного агрегату, для чого визначимо коефіцієнт динамічності, що є коефіцієнтом посилення моменту сил пружності:

$$\mu_m(k) = \frac{|Y_{1,30}(ik)|}{Y_{1,30}(0)}. \quad (4.91)$$

Скориставшись виразом (4.91), знаходимо:

$$\mu_m(k) = \frac{1}{q_1} \sqrt{\frac{(q_1 - \chi_{k0}^2)^2 + \chi_{km}^2}{[(1 - \chi_{kk}^2)\chi_{k0}^2 + (q_1 + f)\chi_{kk}^2 - 1]^2 + [1 - \chi_{kk}^2 + fv_m^{-2} - (1 - \chi_{k0}^2)]^2 \chi_{km}^2}}. \quad (4.92)$$

Вважаючи  $v_T = 0$  і  $\chi_{k0} = 0$ , отримаємо:

$$\mu_m^c(k) = \frac{1}{q_1} \sqrt{\frac{q_1^2 + \chi_{km}^2}{[(q_1 + f)\chi_{km}^2 - 1]^2 + (1 + fv_m^{-2} - \chi_{kk}^2)^2 \chi_{km}^2}}. \quad (4.93)$$

Розглянемо граничний випадок для абсолютно жорсткого з'єднання, для чого в загальному виразі (4.92) приймемо  $c_{1,30} \rightarrow \infty$ ,  $v_m \rightarrow \infty$ ,  $\chi_{kk} \rightarrow 0$ . Тоді з урахуванням того, що  $\chi_{km}^2 = \chi_{k0}^2 v_T^{-1}$ , знаходимо:

$$\tilde{\mu}_m(k) = \frac{1}{q_1} \sqrt{\frac{v_T (q_1 - \chi_{k0}^2)^2 + \chi_{k0}^2}{v_T (1 - \chi_{k0}^2)^2 + \chi_{k0}^2}}. \quad (4.94)$$

Досліджуємо отриманий вираз (4.94), вважаючи коефіцієнт динамічності функцією безрозмірної частоти  $\chi_{k0}$ . Продиференціювавши  $\tilde{\mu}_m(k)$  і за  $\chi_{k0}$  прирівнявши нулю похідну, отримаємо рівняння виду:

$$\chi_{k0}^{*4} - (q+1)\chi_{k0}^{*2} - \frac{q_1(1-2v_T)+1}{2v_T} = 0. \quad (4.95)$$

Рівняння (4.95) має позитивні дійсні корені  $z = \chi_{k0}^{*2}$  за умови, що  $v_T > 0,5(1 - q_1^{-1})$ ,

$$\chi_{k0}^{*2} = \frac{1}{2}(1 + q_1) \left[ 1 \mp \sqrt{1 + 2 \frac{q_1(1-2v_T)+1}{v_T(1+q_1)^2}} \right], \quad (4.96)$$

де знак мінус визначає значення  $\chi_{k_0}^{*2}$ , яке відповідає  $\max \tilde{\mu}_m(k)$ , знак плюс – значення  $\chi_{k_0}^{*2}$ , яке відповідає  $\min \tilde{\mu}_m(k)$ .

Зупинимося на розгляді резонансних режимів. У загальному випадку для резонансу на власній частоті двигуна  $k = \lambda_0$  отримаємо для коефіцієнта динамічності вираз виду:

$$\mu_m(\lambda_0) = \frac{v_m^2 v_T}{q_1} \sqrt{\frac{v_T (q_1 - 1)^2 + 1}{v_T a^2 + (v_m^2 v_T - 1)^2}}, \quad (4.97)$$

де

$$a = q_1 + f - 1. \quad (4.98)$$

Для випадку жорсткого з'єднання, відповідно до знайдених вище виразів, маємо:

$$\tilde{\mu}_m(\lambda_0) = \frac{1}{q_1} \sqrt{v_T (q_1 - 1)^2 + 1}. \quad (4.99)$$

Побудуємо функцію похибок у визначенні резонансних амплітуд на власній частоті двигуна

$$\tilde{\Gamma}_m(\lambda_0) = \frac{\mu_m(\lambda_0)}{\tilde{\mu}_m(\lambda_0)} = \frac{v_m^2 v_T}{\sqrt{v_T a^2 + (v_m^2 v_T - 1)^2}}. \quad (4.100)$$

Функція  $\tilde{\Gamma}_m(\lambda_0)$  має максимум при  $v_T^* = 2(2v_m^2 - a^2)^{-1}$ :

$$\max \tilde{\Gamma}_m(\lambda_0, v_T) = \frac{2v_m^2}{a\sqrt{4v_m^2 - a^2}}. \quad (4.101)$$

Аналізуючи вираз (4.100) для функції похибки, знаходимо, що при  $v_T \gg v_T^*$  функція похибки спрямована до одиниці, залишаючись більше одиниці. Крім того, при  $v_T = 0,5v_T^*$  маємо  $\tilde{\Gamma}_m(\lambda_0) = 1$ . Отже, при  $v_T > 0,5v_T^*$   $\max \tilde{\Gamma}_m(\lambda_0) > 1$  і при  $v_T < 0,5v_T^*$ ,  $\tilde{\Gamma}_m(\lambda_0) < 1$ .

В цьому випадку граничне значення відношення постійних часу трансмісійної установки  $v_T^*$  досить мало, так що  $v_T \gg v_T^*$ . Тоді для оцінки



коефіцієнта динамічності в розглянутому режимі можна скористатися формулою (4.99), вважаючи з'єднання жорстким.

Розглянемо резонансний режим на власній частоті трансмісійної установки. Вважаючи у формулі (4.92)  $k = \lambda_k$ , знаходимо

$$\mu_m(k) = \frac{v_m}{q_1} \sqrt{\frac{(v_m^2 v_T - q_1)^2 + v_m^2}{v_m^2 a^2 + f^2 (v_m^2 v_T - 1)^2}}. \quad (4.102)$$

Якщо характеризувати дисипативні властивості з'єднання коефіцієнтом поглинання  $\psi_{1,30}$ , то для лінеаризованого коефіцієнта  $k_{1,30}$  неважко отримати залежність [208]:

$$k_{1,30} = \frac{\psi_{1,30}}{2\pi} \cdot \frac{c_{1,30}}{k}. \quad (4.103)$$

Для розглянутого режиму, з урахуванням введених вище позначень, маємо

$$f(\lambda_k) = \frac{\psi_{1,30}}{2\pi} v_m = \psi_0 (q_1 - 1) v_m, \quad (4.104)$$

де  $\psi_0 = \frac{\psi_{1,30}}{2\pi(q_1 - 1)}$  – приведений коефіцієнт поглинання трансмісійної установки.

Розглядаючи коефіцієнт динамічності  $\mu_m(k)|_{k=\lambda_k}$  як функцію відношення постійних часу трансмісійної установки  $v_T$ , знаходимо значення  $v_T = \bar{v}_T^*$ , при якому

$$\mu_m(\bar{v}_T^*)|_{k=\lambda_k} = \min \mu_m(k)|_{k=\lambda_k}; \quad (4.105)$$

$$\bar{v}_T^* = \sqrt{\left(A + \frac{q_1}{v_m^2}\right)^2 + \frac{1}{v_m^2}} - A, \quad (4.106)$$

де  $A$  – безрозмірний параметр;

$$A = \frac{1 + 2\psi_0 v_m - (q_1^2 - 1)\psi_0^2}{2v_m^2 \psi_0^2 (q_1 - 1)}. \quad (4.107)$$

Щоб оцінити вплив двигуна внутрішнього згорання на коефіцієнт динамічності в розглянутому режимі будемо вважати, що в трансмісійній установці розсіювання енергії при коливаннях не відбувається. Вважаючи в виразі (4.102)  $f = 0$ , знаходимо:

$$\mu_m^0(\lambda_k) = \frac{1}{q_1(q_1 - 1)} \sqrt{(v_m^2 v_T - q_1)^2 v_m^2}. \quad (4.108)$$

Крім того, визначимо коефіцієнт динамічності для багатомасової трансмісійної установки без двигуна. Покладемо в системі рівнянь руху (4.62)  $M_{06} = 0$ . Передавальну функцію для моменту сил пружності, при прийнятих позначеннях, одержимо у вигляді:

$$\bar{Y}_{1,30}(p) = -\frac{c_{1,30}}{J_{30}} \cdot \frac{1}{p^2 + \eta_{1,30} p + \lambda_k^2}. \quad (4.109)$$

Визначаємо коефіцієнт динамічності за формулою (4.91)

$$\bar{\mu}_m(k) = \frac{v_m}{\sqrt{v_m^2 (1 - \chi_{kk}^2)^2 + \chi_{kk}^2 f^2}}. \quad (4.110)$$

Для резонансного режиму, вважаючи у виразі (4.110)  $\chi_{kk} = 1$ , отримаємо

$$\bar{\mu}_m(\lambda_k) = \frac{v_m}{f}. \quad (4.111)$$

Складемо вираз для відповідної функції похибок:

$$\Gamma_m(\lambda_k) = \frac{\mu_m(\lambda_k)}{\mu_m^c(\lambda_k)} = \sqrt{\frac{[(v_m^2 v_T - q_1)^2 + v_m^2](v_m^2 a^2 + f^2)}{[v_m^2 a^2 + f^2 (v_m^2 v_T - 1)^2](v_m^2 + q_1^2)}}. \quad (4.112)$$

Аналіз отриманого виразу показує, що  $\Gamma_m(\lambda_k) = 1$  при  $v_T = v_{T*}$ , де

$$v_{T*} = \frac{2}{v_m^2} \cdot \frac{v_m^2 (q_1 + f)^2 - q_1 (v_m^2 + f^2)}{v_m^2 (q_1 + 2f - 1) - (q_1 + 1) f^2}. \quad (4.113)$$

Таким чином, при  $v_T > v_{T*}$  функція похибок  $\Gamma_m(\lambda_k)$  більше, а при  $v_T < v_{T*}$  менше одиниці.

Однією з важливих характеристик трансмісійної установки при оцінці коефіцієнта динамічності в розглянутому резонансному режимі є параметр  $v_m$ , який представляє собою добуток її власної частоти і механічної постійної часу двигуна внутрішнього згорання.

Для трансмісійних установок, що мають параметри  $v_m \gg 1$ , значення відношення постійних часу  $v_{T*}$  зазвичай малі, тобто при реальних відношеннях постійних часу  $v_T$  функція похибки  $\Gamma_m(\lambda_k)$  більше одиниці. Можна показати, що в цих випадках граничним значенням функції похибки буде:

$$\max \Gamma_m(\lambda_k) = \frac{1}{f}(q_1 + f - 1) = \frac{1 + \psi_0 v_m}{\psi_0 v_m} > 1. \quad (4.114)$$

Таким чином, для трансмісійних установок, що мають параметри  $v_m \gg 1$ , дійсні значення коефіцієнтів динамічності завжди більше, ніж ті, що визначаються при розрахунку з використанням характеристик двигуна. Похибки, що вносяться при цьому в розрахунок, тим більше, чим менше демпфування в механічній системі.

Отримаємо також вираз для функції похибки  $\Gamma_m^0(\lambda_k)$ :

$$\Gamma_m^0(\lambda_k) = \frac{\mu_m(\lambda_k)}{\mu_m^0(\lambda_k)} = \frac{v_m(q_1 - 1)}{\sqrt{v_m^2 a^2 + f^2 (v_m^2 v_T - 1)^2}} = \frac{1}{\sqrt{(1 + \psi_0 v_m)^2 + \psi_0^2 (v_m^2 v_T - 1)^2}}. \quad (4.115)$$

При реальних параметрах трансмісійних установок зі з'єднаннями досить високої жорсткості функція похибки  $\Gamma_m^0(\lambda_k)$  зазвичай значно менше одиниці. Це буде свідчити про істотне завищення коефіцієнта динамічності в резонансному режимі, якщо при розрахунку знехтувати розсіюванням енергії при коливаннях в механічній системі.

Знайдемо тепер вираз для функції похибки  $\bar{\Gamma}_m(\lambda_k)$ :

$$\bar{\Gamma}_m(\lambda_k) = \frac{\mu_m(\lambda_k)}{\bar{\mu}_m(\lambda_k)} = \frac{f}{q_1} \sqrt{\frac{(v_m^2 v_T - q_1)^2 + v_m^2}{v_m^2 a^2 + f^2 (v_m^2 v_T - 1)^2}}. \quad (4.116)$$

Дослідження даної функції похибки дозволить оцінити вплив процесів в двигуні на коефіцієнт динамічності трансмісійної установки. Близькість частот  $\lambda_k$  і  $k_2$  дають підставу припускати, що цей вплив не є суттєвим.

Аналіз отриманого виразу (4.116) показує, що функція похибки  $\bar{\Gamma}_m(\lambda_k)$  мінімальна при  $v_T = v_T^0$

$$v_T^0 = \frac{1}{2v_m^2 f^2 (q_1 - 1)} \left\{ \sqrt{[(q_1 - 1)^2 f^2 + v_m^2 (a^2 + f^2)]^2 - 4v_m^4 a^2 f^2 + [(q_1^2 - 1)f^2 - v_m^2 (a^2 - f^2)]} \right\}. \quad (4.117)$$

Для трансмісійних установок з великими параметрами  $v_m$  ( $v_m \gg 1$ ) значення  $v_T^0$ , що визначаються за формулою (4.117), зазвичай невеликі (в межі наближаються до нуля). З ростом параметра  $v_m$  функція похибки наближається до граничного максимального значення  $\max \bar{\Gamma}_m(\lambda_k) = q_1^{-1}$ .

Таким чином, визначення коефіцієнта динамічності для трансмісійної установки з досить великим параметром  $v_m$  без урахування впливу динамічних процесів в двигуні може привести до значних похибок.

В межі відносна похибка, що характеризує завищення величин коефіцієнта динамічності в резонансному режимі при зазначеному припущенні, становить  $100(1 - q^{-1})\%$ . Отже, двигун сприяє значному демпфуванню в розглянутому резонансному режимі.

Слід зазначити, що розсіювання енергії в механічній системі трансмісії впливає на величину коефіцієнта динамічності в значно більшій мірі, ніж на характеристики нерівномірності ходу транспортно-технологічного агрегату.

#### 4.6 Вплив обертання елементів трансмісії, як пружної системи, на власні коливання

В нормальних умовах експлуатації правильно спроектованої машини спостерігаються нерезонансні вимушені коливання, які можуть викликати втомні пошкодження деталей. В умовах виникнення резонансу їх амплітуди

різко підвищуються, що може призвести до руйнування впродовж малого проміжку часу.

В обох випадках для забезпечення належного рівня динамічних напружень необхідно при проектуванні машини розв'язувати задачу коливань моторно-трансмісійної системи. Розв'язок такої задачі починається з визначення власних частот та форм коливань, які визначають резонансні режими.

Останні повинні бути виведені за межі робочого діапазону швидкостей, що досягається відповідним вибором масових характеристик системи та її жорсткості.

Роботи, які спрямовані на вирішення поставлених задач, розглядаються власні частоти та форми коливань системи в загальному випадку та при обертанні останньої відносно однієї з головних осей інерції.

Однак, не дивлячись на сучасний стан проектування, виготовлення та складання, доволі часто спостерігається обертання валів, з розташованими на них масами (наприклад, валів коробки змінних передач з шестернями на них), відносно осей, які не співпадають з віссю інерції.

Необхідно відмітити, що такий поворот вектору кутової швидкості може спостерігатися і при зношуванні в процесі експлуатації опор валу. Окрім того, найбільш цікавою є динамічна характеристика системи з пружними в'язями, що дозволить врахувати передачу крутильних коливань.

Розглянемо випадок обертання системи навколо вісі, яка розташована достатньо близько до вісі інерції даної системи. Окрім того, представимо систему у вигляді дискретної моделі, яка складається з матеріальних точок, з'єднаних між собою пружними безінерційними в'язями.

Тоді в дискретній розрахунковій схемі такого типу радіус-вектор  $\vec{r}_i^0$   $i$ -ої матеріальної точки в нерухомій системі координат можна представити у вигляді:

$$\vec{r}_i^0 = \vec{r}_c^0 + \vec{r}_i + \vec{u}_i. \quad (4.118)$$

Переміщення  $\vec{u}_i$ , яке викликане пружними деформаціями, можна виразити через узагальнені координати  $q_\lambda(t)$  та одиничні пружні переміщення  $\vec{k}_{i\lambda}$ :

$$\vec{u}_i = \sum_{\lambda=1}^n q_{\lambda}(t) \vec{k}_{i\lambda}, \quad (4.119)$$

де  $n$  – число ступенів вільності в пружному русі.

Положення рухомої системи координат  $xuz$ , вісі якої є головними центральними осями системи, відносно нерухомої задається шляхом послідовних поворотів на кути  $\alpha$ ,  $\beta$  та  $\gamma$  навколо відповідних осей (рис. 4.8, а).

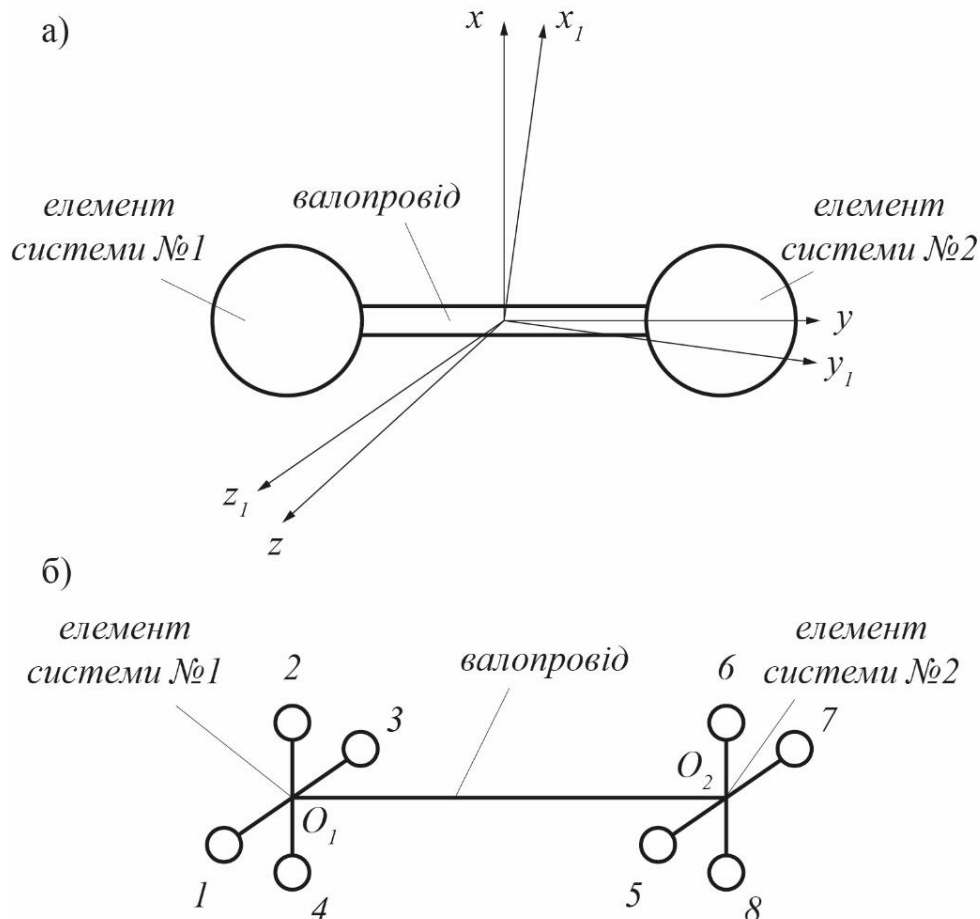


Рисунок 4.8 – Динамічна (а) та дискретна (б) моделі валопроводу трансмісійної установки транспортно-енергетичного засобу

Кути  $\beta$  та  $\gamma$  в розрахунках приймаються достатньо малими, а кут  $\alpha$  таким, що має значну величину.

Приймемо, що вектор кутової швидкості обертання системи  $\vec{\omega}$  спрямований вздовж вісі  $ox_1$ . Тоді проекції вектору  $\vec{\omega}$  на вісі  $xuz$  матимуть наступні значення:

$$\omega_x = \dot{\alpha}, \quad \omega_y = \dot{\beta} - \dot{\alpha}\gamma, \quad \omega_z = \dot{\gamma} + \dot{\alpha}\beta. \quad (4.120)$$

Система рівнянь, що описує власні коливання дискретної моделі, яка обертається, може бути представлена у вигляді:

$$\begin{aligned} M\ddot{q}_\lambda + 2\omega \sum_{v=1}^n \dot{q}_v l_{\lambda v} + \sum_{v=1}^n c_{\lambda v} q_v - \omega^2 \sum_{v=1}^n q_v s_{\lambda v} + 2\omega \dot{\beta} b_{\lambda xy} + 2\omega \dot{\gamma} b_{\lambda xz} - 2\omega^2 \gamma b_{\lambda xy} + \\ + 2\omega^2 \beta b_{\lambda xz} = \omega^2 (b_{\lambda yy} + b_{\lambda zz}), \quad \lambda = 1, 2, 3, \dots, n \\ \ddot{J}_y + \omega(I_x - I_y - I_z)\dot{\gamma} + \omega^2(I_x - I_z)\beta + 2\omega^2 \sum_{v=1}^n q_v b_{vxz} - 2\omega \sum_{v=1}^n \dot{q}_v b_{vxy} = 0 \\ \ddot{J}_z - \omega(I_x - I_y - I_z)\dot{\beta} + \omega^2(I_x - I_y)\gamma + 2\omega^2 \sum_{v=1}^n q_v b_{vxy} - 2\omega \sum_{v=1}^n \dot{q}_v b_{vxz} = 0 \end{aligned} \quad (4.121)$$

При цьому коефіцієнти  $b_{\lambda xy}$ ,  $b_{\lambda xz}$ ,  $b_{\lambda yy}$ ,  $b_{\lambda zz}$ ,  $l_{\lambda v}$  та  $s_{\lambda v}$  є функціоналами маси  $m_i$  матеріальної точки системи, її радіус-вектору  $\vec{r}_i$  та одиничного пружного переміщення  $\vec{k}_{i\lambda}$ .

Динамічна модель, яка досліджується, являє собою два жорстких тіла, з'єднаних пружним елементом.

Дискретна розрахункова схема в цьому випадку складається з восьми матеріальних точок, які попарно розташовані в ортогональних площинах (рис. 4.8, б).

Усі в'язі, окрім  $O_1 - O_2$ , приймаємо абсолютно жорсткими. Окрім того, в'язь  $O_1 - O_2$  будемо вважати жорсткою на деформацію розтягання-стиск.

Незакріплена система для випадка  $\omega = 0$  в своєму вільному русі має п'ять ступенів вільності. Для вивчення найбільший інтерес представляють тільки дві форми власних крутильних коливань: симетрична та антисиметрична в площині  $xOz$ .

Для розрахунку моделі використаємо спосіб складання рівнянь руху дискретних моделей, представлений в роботі [209]. Тоді система рівнянь, яка описує власні коливання дискретної моделі, яка обертається навколо вісі, що близька до вісі  $Ox$  з кутовою швидкістю  $\omega$ , матиме вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{q}_1 + c_{11}q_1 - s_{11}\omega^2 q_1 + 2\omega l_{13}\dot{q}_3 = 0 \\ M\ddot{q}_2 + c_{22}q_2 - s_{22}\omega^2 q_2 + 2\omega\dot{\gamma}b_{2xz} + 2\omega^2\beta b_{2xz} = 0 \\ M\ddot{q}_3 + c_{33}q_3 - s_{33}\omega^2 q_3 + 2\omega l_{31}\dot{q}_1 = 0 \\ M\ddot{q}_4 + c_{44}q_4 - s_{44}\omega^2 q_4 = 0 \\ M\ddot{q}_5 + c_{55}q_5 - s_{55}\omega^2 q_5 = 0 \\ \ddot{\beta}J_y + \omega(I_x - I_y - I_z)\dot{\gamma} + \omega^2(I_x - I_z)\beta + 2\omega^2 b_{2xz}q_2 = 0 \\ \ddot{\gamma}J_z - \omega(I_x - I_y - I_z)\dot{\beta} + \omega^2(I_x - I_y)\gamma - 2\omega b_{2xz}\dot{q}_2 = 0 \end{array} \right. \quad (4.122)$$

Перше та третє рівняння системи (4.122) розв'язуються спільно та показують вплив додаткових відцентрових сил інерції та сил Коріоліса на перший і третій тони коливань.

Четверте та п'яте рівняння системи (4.122) визначає вплив обертання на четвертий та п'ятий тон. Тільки пружні коливання по другому (несиметричному) тону пов'язані з коливаннями головних вісей інерції ( $b_{2xz} \neq 0$ ).

Таким чином, головна система рівнянь має наступний вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{q}_2 + c_{22}q_2 - s_{22}\omega^2 q_2 + 2\omega\dot{\gamma}b_{2xz} + 2\omega^2\beta b_{2xz} = 0 \\ \ddot{\beta}J_y + \omega(I_x - I_y - I_z)\dot{\gamma} + \omega^2(I_x - I_z)\beta + 2\omega^2 b_{2xz}q_2 = 0 \\ \ddot{\gamma}J_z - \omega(I_x - I_y - I_z)\dot{\beta} + \omega^2(I_x - I_y)\gamma - 2\omega b_{2xz}\dot{q}_2 = 0 \end{array} \right. \quad (4.123)$$

Розв'язок будемо шукати у вигляді  $q_2 = a \sin pt$ ,  $\beta = b \sin pt$  та  $\gamma = c \cos pt$ .

Рух системи по власним формам коливань включає періодичну зміну узагальненої координати  $q_2$ , яка відповідає несиметричній формі, а також періодичні зміни малих кутів  $\beta$  та  $\gamma$  (рух головних осей інерції відносно інерційних).

Рух системи по власній формі, яка відповідає частоті  $p_1$ , обумовлений в основному силами інерції обертання.

Якщо дану модель розглядати як абсолютно жорстку, то отримаємо:

$$p_{1a} = \omega \sqrt{\frac{(I_x - I_y)(I_x - I_z)}{I_y I_z}}. \quad (4.124)$$



Частота  $p_{1a}$  являє собою частоту періодичної зміни кутів  $\beta$  та  $\gamma$  (або  $\omega_y$  і  $\omega_z$ ) при малих коливаннях осей  $xuz$ .

З розглянутої дискретної моделі можна отримати залежність (рис. 4.9) зміни частот  $p_1$  та  $p_{1a}$  від величини кутової швидкості обертання системи.

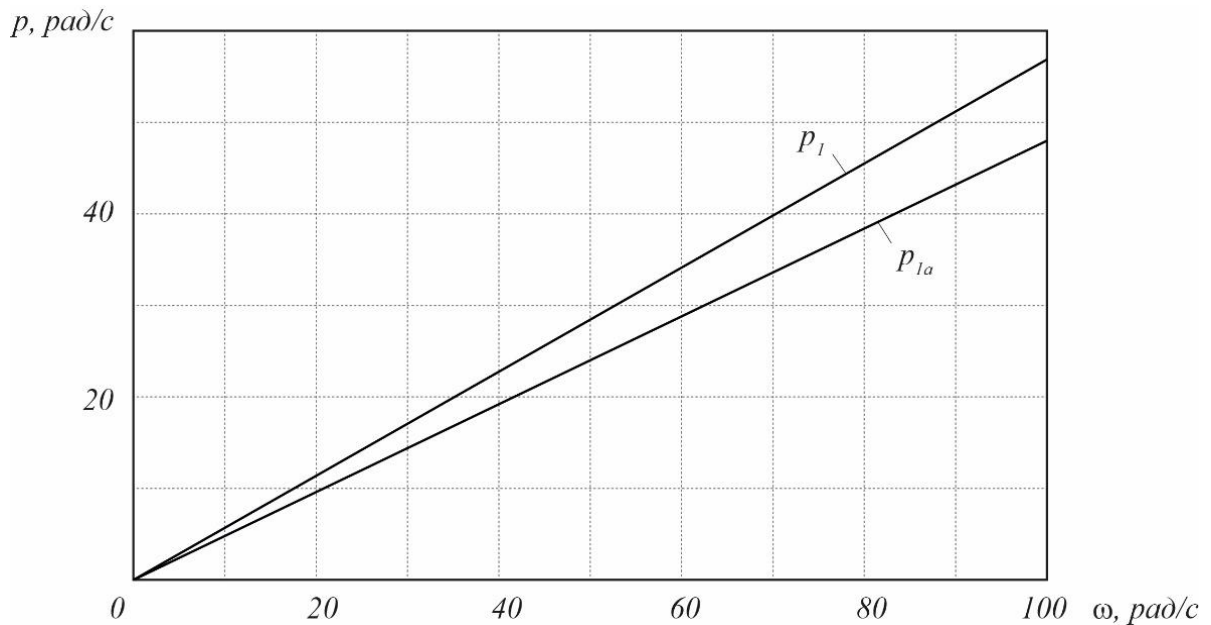


Рисунок 4.9 – Залежність власних частот коливань від кутової швидкості обертання системи

З отриманої залежності можна зробити висновок, що збільшення частоти обертання системи відносно вісі, яка близька до головної вісі інерції, призводить до підвищення власної частоти коливань. Окрім того, внаслідок впливу пружності конструкції, спостерігається, що  $p_1 > p_{1a}$ . Також, власна частота  $p_2$  – це частота другого тону коливань  $p_{20}$ , яка змінена в результаті впливу обертання. Слід зазначити, що власне число  $p_3 = \omega$ , відповідає тривіальному розв'язанню системи.

#### 4.7 Оцінка втомної міцності елементів трансмісійної установки при випадковому навантаженні

Міцність матеріалів при впливі змінних навантажень характеризується кривою втоми. Вона висвітлює залежність між найбільшими значеннями

змінного циклічного напруження в матеріалі  $\sigma_a$  і числом циклів цих напружень  $N$  до руйнування.

При побудові залежності числа циклів змінного напруження в матеріалі деталі до руйнування від зміни їх амплітуд в логарифмічних координатах  $\lg \sigma_a - \lg N$  крива втомні зображується ламаною лінією, ліва гілка якої нахилена до вісі абсцис під кутом  $\alpha$ , а права гілка умовно приймається горизонтальною внаслідок малого її нахилу в дійсності і поширення на таке велике число циклів зміни навантаження, яке передбачається рідкісним через обмеження терміну служби трансмісійної установки трактора [210].

Спільність виду втомних кривих для різних матеріалів і зразків дозволила використовувати їх аналітичний вираз і порівнювати характеристики втомної міцності не зіставленням кривих в цілому, а зіставленням окремих числових показників.

Найбільш поширеним аналітичним описом кривої втомні є ступенева залежність [211]:

$$\sigma_a^m N = A, \quad (4.125)$$

де  $A$  – постійне число.

Для дискретної повторюваності циклів напруження в матеріалі деталі математичний вираз лінійного накопичення втомного пошкодження має вигляд [68]:

$$\sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i} = L, \quad (4.126)$$

де  $n_i$  – число циклів з амплітудою  $i$ -го рівня, що спостерігаються за процес;  $N_i$  – число циклів з амплітудою  $i$ -го рівня, при безперервній дії яких матеріал руйнується;  $r$  – кількість рівнів напруження, що охоплює весь діапазон зміни його за розглянутий процес;  $L$  – показник пошкодження.

Відповідно до даної кумулятивної гіпотези, руйнування в матеріалі настає при  $L = 1$ . Однак численні експериментальні дослідження показують, що

показник пошкодження  $L$  при поломці відрізняється від одиниці. При цьому формула (4.126) набуває вигляду [212]:

$$\sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i} = a. \quad (4.127)$$

Величина  $a$  залежить в основному від матеріалу деталі і частково від параметрів спектру амплітуд напружень. У зв'язку з цим для розрахунків еквівалентного напруження умову підсумовування ушкоджуючих впливів різних циклів, зберігаючи лінійність, відносять до деякої розрахункової кривої втоми, що відрізняється від вихідної показником ступеня  $m$ .

При розрахунку абсолютної довговічності врахування такої поправки є дуже суттєвим. При розрахунку порівняльної довговічності розкид показника  $a$  в звичайних для сталей межах (0,8 ... 1,4) призводить до невеликих відмінностей показника ступеня розрахункової кривої втоми від дійсної.

Таким чином, можна зробити висновок, що використання в порівняльних розрахунках співвідношення (4.126) не дає великих похибок навіть в тому випадку, коли параметри спектрів амплітуд порівнюваних режимів будуть значно відрізнятися [213].

Введемо в розгляд два режими навантаження елементів трансмісійної установки: для руху транспортно-технологічного агрегату постійної і змінної мас. Тоді, для моменту, коли накопичені ушкодження в металі рівні, отримаємо:

$$L_{cons} = L_{var}, \quad (4.128)$$

а з урахуванням виразу (4.126) можемо записати:

$$\sum_{i=1}^{r_{cons}} \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^{r_{var}} \frac{n_i}{N_i}. \quad (4.129)$$

Оскільки розрахунок навантаженості елементів трансмісії ведеться за напруженнями, визначеними згідно із законом втомного руйнування, то для циклів будь-якого рівня можна записати:

$$\sigma_{a_i}^m N_i = \sigma_{-1}^m N_0, \quad (4.130)$$

де  $\sigma_{-1}$  – межа витривалості.

Тоді

$$N_i = \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{a_i}} \right)^m N_0, \quad (4.131)$$

а з виразу (4.129):

$$\sum_{i=1}^{r_{cons}} \frac{n_{i \text{ cons}}}{\left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{a_i}} \right)_{cons}^m N_0} = \sum_{i=1}^{r_{var}} \frac{n_{i \text{ var}}}{\left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{a_i}} \right)_{var}^m N_0}. \quad (4.132)$$

З огляду на те, що для даної деталі величини  $\sigma_{-1}$  і  $N_0$  не залежать від режиму навантаження, то залежність (4.132) набуде вигляду:

$$\sum_{i=1}^{r_{cons}} n_{i \text{ cons}} \sigma_{a_i}^m = \sum_{i=1}^{r_{var}} n_{i \text{ var}} \sigma_{a_i}^m. \quad (4.133)$$

Нехай транспортно-технологічний агрегат виконує технологічний процес з деяким значенням роботи  $A$ , що витрачається, а робота до зіставного ступеня пошкодження матеріалу дорівнює  $A^*$ .

Тоді кількість циклів кожного спостережуваного рівня до моменту зіставлення на порівнюваних режимах роботи транспортно-технологічного агрегату можна виразити через результати експериментальних досліджень у вигляді:

$$\begin{aligned} n_{i \text{ cons}} &= n'_{i \text{ cons}} \frac{A_{cons}^*}{A_{cons}}, \\ n_{i \text{ var}} &= n'_{i \text{ var}} \frac{A_{var}^*}{A_{var}}, \end{aligned} \quad (4.134)$$

де штрих означає, що відповідне значення отримано на підставі реалізації процесу.

Підставимо (4.134) в (4.133):

$$\frac{A_{cons}^*}{A_{cons}} \sum_{i=1}^{r_{cons}} n'_{i \text{ cons}} \sigma_{a_i}^m = \frac{A_{var}^*}{A_{var}} \sum_{i=1}^{r_{var}} n'_{i \text{ var}} \sigma_{a_i}^m. \quad (4.135)$$

Тоді співвідношення робіт на даних режимах:

$$\frac{A_{cons}^*}{A_{var}^*} = \frac{A_{cons} \sum_{i=1}^{r_{cons}} n'_{i \text{ cons}} \sigma_{a_i}^m}{A_{var} \sum_{i=1}^{r_{var}} n'_{i \text{ var}} \sigma_{a_i}^m}. \quad (4.136)$$

Отриманий вираз можна розглядати як коефіцієнт еквівалентності робіт, витрачених на переміщення транспортно-технологічного агрегату при постійній і змінній масах останнього. Позначаючи його буквою  $k_e$ , отримуємо:

$$A_{cons}^* = k_e A_{var}^*. \quad (4.137)$$

Приведене напруження усталеного режиму  $\sigma_{np}$ , еквівалентне даному несталому режиму визначиться з залежності виду:

$$\sigma_{np} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} \cdot \sqrt[m]{\left(\frac{1}{N_0}\right) \sum_i (\sigma_i^m \cdot n_i)}. \quad (4.138)$$

Тоді, запас міцності можна визначити з рівняння виду:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{np}} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \sqrt[m]{a}}{\sqrt[m]{\left(\frac{1}{N_0}\right) \sum_i (\sigma_i^m \cdot n_i)}}. \quad (4.139)$$

Для більш повного аналізу формування втомного навантаження елементів трансмісії, сформуємо алгоритм визначення кількості перемикачів передач в процесі виконання транспортно-технологічної операції, використовуючи метод Монте-Карло. Враховуючи змінність гакового навантаження, визначимо кількість перемикачів передач, що припадають на одиницю пройденого шляху.

Для вирішення поставленої задачі тягова характеристика машини зіставляється по осі абсцис з функцією розподілу по шляху швидкості руху за умовою безпеки  $F_s(V_n, V_{кр})$ , а по осі ординат – з функцією розподілу по шляху коефіцієнтів опору руху  $F_s(f_c)$  [214] і розбивається на квадрати (рис. 4.10).

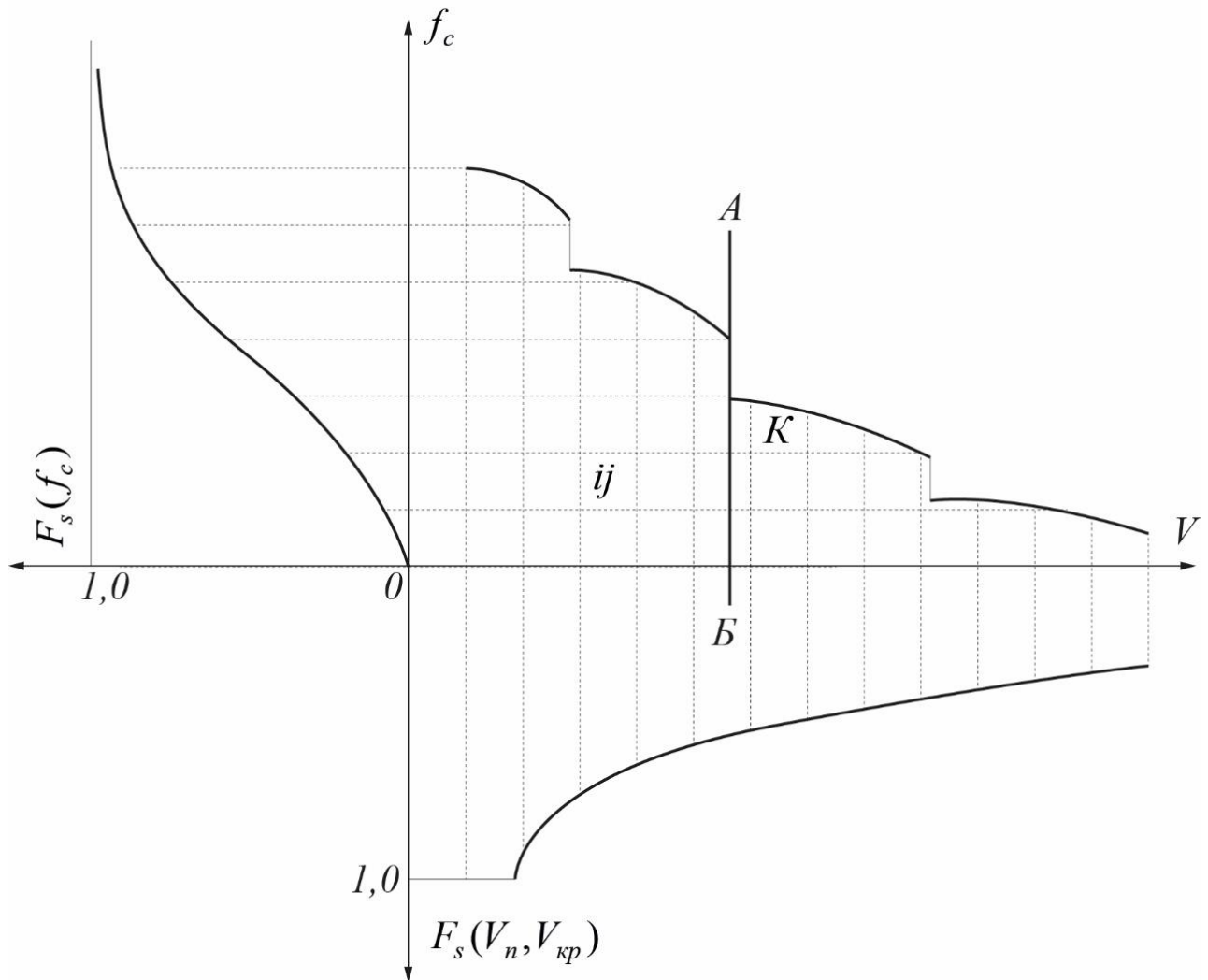


Рисунок 4.10 – Приклад розбиття тягової характеристики мобільного енергетичного засобу на квадрати для визначення кількості переключення передач

Функція розподілу по шляху швидкості руху за умовою безпеки будується за виразом виду:

$$F_s(V_n, V_{кр}) = F_s(V_n)F_s(V_{кр}), \quad (4.140)$$

де  $F_s(V_n)$  – функція розподілу по шляху швидкості руху з урахуванням обмеження швидкості тільки системою підресорювання;

$F_s(V_{кр})$  – функція розподілу по шляху критичної швидкості, при якій починається бічне відведення.

Ймовірність руху в квадраті  $ij$  можна визначити як:

$$p'_{ij} = p_i p_j, \quad (4.141)$$

де  $p_i$  – ймовірність руху за умовою безпеки в  $i$ -му швидкісному інтервалі (визначається за функцією  $F_s(V_n, V_{kp})$ );

$p_j$  – ймовірність руху в  $j$ -му навантажувальному інтервалі (визначається за функцією  $F_s(f_c)$ ).

Рух агрегату з імовірністю, що дорівнює одиниці, може відбуватися лише в областях, розташованих лівіше і нижче тягової кривої. Тому обчислені ймовірності  $p'_{ij}$  необхідно пронормувати за виразом виду:

$$p_{ij} = \frac{p'_{ij}}{\sum_i \sum_j p'_{ij}}. \quad (4.142)$$

Припускаючи, що на сталих режимах роботи двигун працює по зовнішній характеристиці, визначимо ймовірність того, що з режиму  $ij$  машина потрапить в граничний режим  $K$ .

Під граничним режимом будемо розуміти рух машини в квадраті, що примикає до тягової характеристики.

Для обчислення зазначеної ймовірності використовуємо задачу блукання методу Монте-Карло.

Можна показати [215], що з імовірністю, що дорівнює одиниці, машина в кінці кінців потрапить в один з граничних режимів.

Якщо промоделювати блукання машини  $N$  раз, змушуючи її щораз виходити з квадрату  $ij$ , і підрахувати кількість  $L$  випробувань, при яких шлях машини закінчується в точці  $K$ , то ймовірність досягнення з режиму  $ij$  граничного режиму  $K$  становить:

$$p'_k \cong \frac{L}{N}. \quad (4.143)$$

Імовірність переходу з режиму  $ij$  в один із сусідніх режимів залежить від імовірності цих режимів.

Якщо відносні ймовірності сусідніх режимів 1, 2, 3, 4 відповідно  $p_1, p_2, p_3, p_4$ , то перехід з режиму  $ij$  в один із сусідніх можна здійснити, наприклад, за наступним правилом:

1.  $0 \leq p \leq p_1 \Rightarrow ij \rightarrow i, (j-1)$ ;
2.  $p_1 < p \leq p_1 + p_2 \Rightarrow ij \rightarrow (i-1), j$ ;
3.  $p_1 + p_2 < p \leq p_1 + p_2 + p_3 \Rightarrow ij \rightarrow i, (j+1)$ ;
4.  $p_1 + p_2 + p_3 < p < 1 \Rightarrow ij \rightarrow (i+1), j$ .

Значення  $p$  можна взяти з таблиці випадкових чисел [4] або з генератора випадкових чисел. Координатні вісі слід вважати екраном відображення, а тягову криву – екраном поглинання, тобто при досягненні квадрата, що примикає до координатної вісі, подальше блукання (рух) можливий, а при досягненні квадрата, що примикає до тягової кривої, блукання зупиняється.

Імовірність здійснення розгону з режиму  $ij$  в  $K$  з більшою швидкістю руху складе:

$$p_{розг} = \frac{P_{ijk}}{P_k} F_s(V_n, V_{кр}), \quad (4.144)$$

де  $p_k = \sum_i \sum_j P_{ijk}$ ;  $P_{ijk} = p_{ij} p'_k$  – ймовірність переходу з  $ij$  в  $K$ ;

$F_s(V_n, V_{кр})$  – ймовірність руху зі швидкістю  $V > V_i$ ; а при переході з  $ij$  в  $K$  з меншою швидкістю:

$$p_{розг} = \frac{P_{ijk}}{P_k} [1 - F_s(V_n, V_{кр})]. \quad (4.145)$$



Якщо при переході з  $ij$  в  $K$  відбувається перетин вертикальної лінії  $AB$ , що з'єднує тягові криві на сусідніх передачах, то це означає, що з ймовірністю  $p_{розг}$  здійснюється одне перемикання з однієї передачі на сусідню.

Кількість перемикань з однієї передачі на сусідню можна підрахувати як:

$$n = \sum_1^m p_{розг}, \quad (4.146)$$

де  $m$  – кількість перетинів вертикальної лінії, що з'єднує тягові криві на сусідніх передачах при переході з різних  $ij$  в різні  $K$ .

Розрахуємо кількість перемикань передач для трактора третього тягового класу ХТЗ-17221. Функції розподілу  $F_s(f_c)$  та  $F_s(V_n, V_{кр})$  взяті з роботи [216]. Тягова характеристика машини була розбита на тридцять квадратів, з яких дев'ять – граничних, дев'ять квадратів примикають до вісі абсцис (вісь  $V$ ), п'ять – до вісі ординат (вісь  $f_c$ ).

Моделювання блукань машини з кожної неграничної клітини повторювалося по 40 разів.

Для моделювання блукань використовувалася таблиця випадкових чисел з [217]. Результати розрахунку кількості перемикань передач зведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати теоретичного моделювання перемикання передач трактора третього тягового класу методом Монте-Карло

Передачі	II	II – III	III – IV	IV – V	IV – III	III – II
Кількість перемикань	1,29	2,28	1,31	0,72	0,006	0,02

Слід зазначити, що досягнення при блуканні клітин, прилеглих до вісі ординат (зупинки), спеціально не фіксувалися. Відсутність даних перемикання з п'ятої передачі на четверту можна пояснити недостатністю кількості клітин, на якій була розбита тягова характеристика.

#### 4.8 Формування моменту опору і буксування на ведучому колесі трактора

Робота тракторного агрегату в умовах сільськогосподарського виробництва супроводжується безперервними коливаннями навантаження. Коливання навантаження передаються на двигун і викликають зміну швидкості обертання його колінчастого валу і швидкості поступального руху трактора.

При зростанні величини імпульсів швидкість знижується і агрегат рухається з уповільненням, а при зменшенні їх – швидкість збільшується і агрегат рухається з прискоренням (розгін).

Параметром, що найбільш повно відображає умови роботи агрегату, є момент опору на ведучому колесі трактора.

Динамічна схема машинно-тракторного агрегату з пружним зв'язком в приводі ведучих коліс представлена на рис. 4.11.

Прийmemo наступні позначення:

$I_1 + I_2 = I_n$  – моменти інерції рухомих частин двигуна і обертових частин трансмісії, що приведені до валу муфти зчеплення;

$I_3$  – приведений до ведучих коліс момент інерції агрегату від поступального руху;

$M_o$  – крутний момент двигуна;

$M_\phi$  – момент тертя муфти зчеплення;

$M_e$  – момент опору на ведучому колесі трактора;

$M_f, M_c$  – моменти опору пересуванню трактора і знаряддя;

$\omega_1, \omega'_2, \omega_2, \omega_3$  – кутові швидкості колінчастого валу двигуна, переднього і заднього кінців валу трансмісії, умовного валу трактора.

Муфти 1 і 2 імітують муфту зчеплення трактора і рушій, який взаємодіє з ґрунтом.

При рушанні агрегату спочатку розганяються маси, що обертаються, які кінематично пов'язані з первинним валом трансмісії, а потім поступово-рухомі маси.

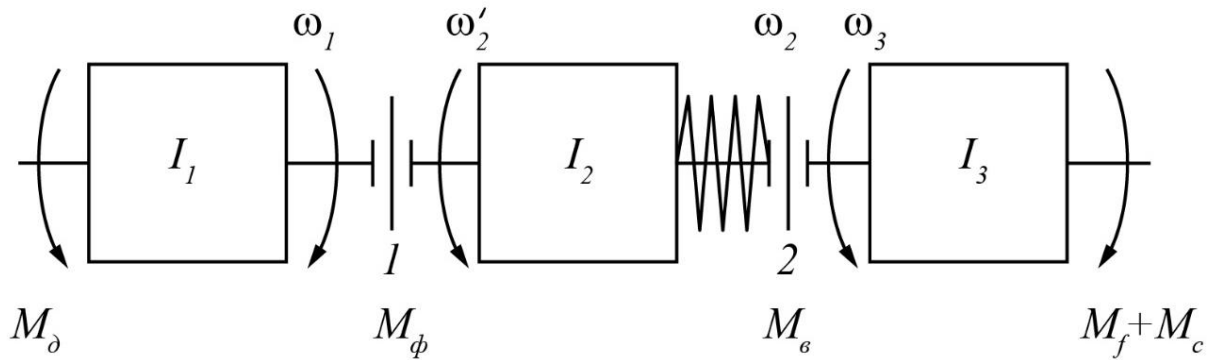


Рис. 4.11 – Динамічна схема МТА з пружним зв'язком

Після припинення буксування муфти зчеплення 1 рух системи можна описати двома рівняннями:

$$\left( C\varphi + K \frac{d\varphi}{dt} \right) i_{mp} = I_n i_{mp} \frac{d\omega'_2}{dt} + M_\epsilon, \quad (4.147)$$

$$M_\epsilon = I_3 \eta_\delta \frac{d\omega}{dt} + M_f + M_c, \quad (4.148)$$

де  $C$  і  $K$  – жорсткість і коефіцієнт демпфування трансмісії трактора;

$i_{mp}$  і  $\eta_\delta$  – передавальне число трансмісії і ККД буксування;

$\eta_\delta \omega = \omega_3$  – співвідношення між кутовими швидкостями згідно динамічної схеми МТА.

Припустимо, що складові тягового балансу моменти опору  $M_\epsilon$ ,  $M_f$  і  $M_c$  змінюються за гармонійним законом.

Характеристику пружного елемента приймаємо прямолінійною, тобто кут закручування його пропорційний до діючого моменту:

$$M = c\varphi_y, \quad (4.149)$$

де  $C$  – жорсткість пружного елемента;

$\varphi_y$  – кут закручування пружного елемента.

Опір демпферу приймаємо пропорційним швидкості закручування:

$$M = k_\delta \frac{d\varphi_y}{dt}, \quad (4.150)$$

де  $k_{\delta}$  – коефіцієнт опору демпфера.

Кут закручування пружного елемента  $\varphi_y$  представимо як суму попереднього кута закручування  $\varphi_0$  і змінного  $\varphi_n$ . Попередній кут закручування створюється постійної складової моменту опору на ведучому колесі трактора:

$$M_{e0} = \left( C\varphi_0 + K \frac{d\varphi_0}{dt} \right) i_{mp}. \quad (4.151)$$

З огляду на сказане, рівняння (1) і (2) перетворимо до виду:

$$i_{mp} I_n \frac{d\omega'_2}{dt} = \Delta M \sin 2\pi f t - \left( C\varphi_n - k_{\delta} \frac{d\varphi_n}{dt} \right) i_{mp}; \quad (4.152)$$

$$\eta_{\delta} I_3 \frac{d\omega_2}{dt} = \left( C\varphi_n + k_{\delta} \frac{d\varphi_n}{dt} \right) i_{mp}, \quad (4.153)$$

де  $\Delta M$  – амплітуда коливань моменту опору;

$f$  – частота коливань моменту опору.

Розділивши вираз (4) на  $i_{mp} I_n$ , а (5) на  $\eta_{\delta} I_3$  і взявши їх різницю, отримаємо:

$$\frac{d\omega'_2}{dt} - \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\Delta M \sin 2\pi f t}{i_{mp} I_n} - \left( \frac{1}{I_n} + \frac{i_{mp}}{\eta_{\delta} I_3} \right) C\varphi_n - \left( \frac{1}{I_n} + \frac{i_{mp}}{\eta_{\delta} I_3} \right) k_{\delta} \frac{d\varphi_n}{dt}. \quad (4.154)$$

Ліва частина рівняння (6), що представляє різницю прискорень переднього і заднього кінців валу трансмісії, є не що інше як їх відносне прискорення, тобто прискорення закручування пружного елемента. Після перетворень, рівняння (6) набуде вигляду:

$$\frac{d\omega_y}{dt} + 2h \frac{d\varphi_n}{dt} + \beta^2 \varphi_n = \frac{\Delta M}{i_{mp} I_n} \sin 2\pi f t, \quad (4.155)$$

де

$$2h = \left( \frac{1}{I_n} + \frac{i_{mp}}{\eta_{\delta} I_3} \right) k_{\delta}; \quad \beta^2 = \left( \frac{1}{I_n} + \frac{i_{mp}}{\eta_{\delta} I_3} \right) C. \quad (4.156)$$

Отримане диференційне неоднорідне рівняння визначає закон закручування пружного елемента. Цей закон представляє вимушені коливання від збурюючого гармонійного моменту. Рівняння має розв'язок:

$$\varphi = A_M \sin(2\pi ft - \varepsilon), \quad (4.157)$$

де  $A_M$  – амплітуда вимушених коливань;

$\varepsilon$  – зсув фази коливань в порівнянні з фазою збурюючого моменту.

Виключимо з прийнятого рівняння демпфер, тобто  $k_o = h_n \theta$ . Тоді, підставивши значення  $\varphi$  в рівняння (4), визначимо кутову швидкість

$$\omega_2 = \omega_o + \frac{\Delta M \cos 2\pi ft}{2\pi f I_n i_{mp}} \left[ 1 - \frac{C}{\sqrt{\beta^2 - (2\pi f)^2 f I_n}} \right], \quad (4.158)$$

де  $\omega_o$  – середня кутова швидкість.

З виразу випливає, що коливання частоти обертання валу двигуна ( $\omega_2 = \omega_o$ ), отже, і коливання поступальної швидкості руху, залежать від амплітуди коливань моменту опору на ведучому колесі трактора, а також моментів інерції ведучої і веденої частин агрегату.

При цьому амплітуда коливань кутової швидкості колінчастого валу залежить прямо пропорційно від амплітуди коливань моменту опору, в той час як її залежність від моменту інерції, виражається досить пологою кривою, особливо при більш високих значеннях моменту інерції.

Це означає, що збільшення моменту інерції системи, приведеного до маховика двигуна, не завжди може ефективно знижувати амплітуду коливань кутової швидкості колінчастого валу двигуна при зростанні амплітуди коливань навантаження. Амплітуда коливань моменту опору визначиться з виразу (4.158):

$$\Delta M = \frac{\pi f \delta_v v_{cep} I_n i_{mp}^2}{r_k \eta_o \cos 2\pi ft \left[ 1 - \frac{C}{\sqrt{\beta^2 - (2\pi f)^2 f I_n}} \right]}, \quad (4.159)$$

де  $\delta_v v_{cep} = 2(\omega_2 - \omega_o)r_k \eta_\delta$  – добуток коефіцієнта нерівномірності і середньої швидкості руху агрегату.

Таким чином, з підвищенням швидкості руху за рахунок впливу пружного елемента знижується інтенсивність росту нерівномірності моменту опору.

Отже, з підвищенням швидкості руху роль пружної ланки як гасителя коливань в трансмісії трактора підвищується.

Оскільки зниження жорсткості трансмісії зменшує нерівномірність моменту опору і сприяє більш плавній передачі навантаження на опорну поверхню, то вибір жорсткості повинен бути таким, при якому загальне значення коливань моменту було б мінімальним.

Як впливає з рівняння (4.159), при  $C=0$  значення нерівномірності моменту опору буде мінімальним, але прийнята динамічна схема МТА в цьому випадку перетворюється в безінерційну систему. При

$$\frac{C}{\sqrt{\beta^2 - (2\pi f)^2} f I_n} > 1 \quad (4.160)$$

величина  $\Delta M$  має від'ємне значення, тобто рух агрегату при заданій жорсткості з отриманою нерівномірністю моменту опору неможливий.

Отже, для зниження нерівномірності моменту опору на ведучому колесі трактора необхідно вибрати жорсткість пружних елементів за умови

$$1 > \frac{C}{\sqrt{\beta^2 - (2\pi f)^2} I_n f} > 0. \quad (4.161)$$

Таким чином, в ході досліджень, отримана аналітична залежність, яка показує вплив жорсткості трансмісії і швидкості руху на нерівномірність моменту опору на ведучому колесі трактора.

Встановлено, що зі збільшенням швидкості руху значно зростає нерівномірність моменту опору на ведучому колесі трактора, що погіршує тягово-зчіпні властивості агрегату.

Виконані дослідження показують, що зниження приведеної жорсткості трансмісії трактора шляхом застосування в приводі ведучих коліс гасителів коливань значно зменшує нерівномірність моменту опору.

Зниження нерівномірності моменту опору дозволяє зменшити як абсолютне значення, так і інтенсивність росту буксування зі збільшенням швидкості руху.

## ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

1. Синтезовано еквівалентну схему трансмісійної установки з урахуванням змінного характеру впливу зовнішніх чинників на динаміку її вхідних елементів, на основі якої проведено аналіз вільних коливань моментів, що навантажують трансмісію трактора ХТЗ-17221 в складі причіпного та напівначіпного агрегату змінної маси. Встановлено, що напівначіпна схема агрегування транспортно-технологічної машини призводить до збільшення відносного моменту пружності трансмісії  $M_{mp}$ , та на шині  $M_{ш}$ . Таке збільшення пояснюється збільшенням коливань центру мас напівначіпного агрегату, а, отже, і збільшенням коливань дотичної сили тяги.

2. Зміни амплітуд моментів пружності трансмісії  $M_{mp}$  та на колесі  $M_{ш}$  під час розвантаження транспортно-технологічної сільськогосподарської машини підтверджені амплітудно-фазовими характеристиками (на прикладі агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10). Доведено, що зменшення маси сільськогосподарської машини спричиняє зменшення амплітуди коливань пружних моментів в трансмісії та на ведучому колесі майже на 67% (з 0,75 до 0,25 від  $M_0$ ) для причіпної машини та на 80% (з 1,2 до 0,26 від  $M_0$ ) для напівначіпної машини.

3. Уточнені осцилограми перехідних функцій моменту  $M_{mp}$  сил пружності, що виникають в еквівалентній трансмісійній установці трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси. Встановлено, що при виконанні технологічного процесу агрегатом, зміна гакового навантаження формує змінні за величиною та часом крутні моменти на валах, значення яких мають від'ємне значення (від – 410 до –1900 Нм). Такий періодичний вплив може викликати втомні руйнування валу за рахунок його циклічного закручування за чи проти годинникової стрілки.

4. Уточнена теорія формування сили опору перекочування ведучого колеса трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка, на відміну від існуючих, враховує нестационарність гакового навантаження



внаслідок коливальних рухів центру мас. Доведено, що останню можна представити у вигляді кусочно-лінійної функції, що характеризує скидання та накидання навантаження, які періодично змінюють одне одного.

5. Аналіз виразів для екстремальних значень перехідних функцій відносної швидкості обертання ведучих коліс і моменту сил пружності в трансмісійній установці дозволяє вказати шляхи зменшення динамічних явищ при накиданні навантаження. Зокрема, для цього слід збільшувати момент інерції кінцевої частини трансмісійної установки, підвищувати демпфірування, вибирати двигун внутрішнього згоряння з можливо меншою постійною часу  $T_{0в}$  і більшою швидкістю обертання колінчастого валу на холостому ходу  $\omega_0$ .

## РОЗДІЛ 5

## КОНЦЕПЦІЯ І МЕТОДОЛОГІЯ ЗНИЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ ТРАКТОРА У СКЛАДІ ТРАНСПОРТНО- ТЕХНОЛОГІЧНОГО АГРЕГАТУ ЗМІННОЮ МАСИ

Розглянуто методологію аналізу і формування довговічності трансмісійної установки трактора в складі агрегату змінної маси, при виконанні транспортно-технологічної операції, з використанням простору енергетичних конфігурацій. Науковою новизною отриманих результатів є залежність між роботою, витраченою агрегатом при виконанні технологічної операції, і довговічністю трансмісійної установки трактора.

### 5.1 Зв'язок між роботою агрегату і довговічністю трансмісії

З огляду на залежність (3.26), можна говорити про те, що на колесі трактора, при зміні маси транспортно-технологічного агрегату, формується робота, яка, в найзагальнішому випадку, передається на демпфуючі елементи підвіски трактора, викликаючи коливання останнього, і на вісь колеса, формуючи потенційну енергію деформації валів трансмісії.

На підставі закону збереження енергії, потенційна енергія деформації елементарного паралелепіпеда, виділеного в товщі деталі, дорівнює роботі зовнішніх сил, прикладених до його граней [218]. При обчисленні даної роботи приймемо припущення, що зовнішній момент опору на колесі в нескінченно малий проміжок часу поступово зростає від нуля до деякого кінцевого значення. Дане припущення можливе в рамках прийнятого уявлення величини моменту опору у вигляді кусочно-неперервної функції (див. п. 4.3). Тоді робота внутрішніх крутних моментів, на деякому куті закручування валу трансмісії, визначиться залежністю виду [218]:

$$U = \frac{M_{kp}^2 l}{2GJ_p}, \quad (5.1)$$

де  $M_{кр}$  – крутний момент, що виникає в перерізі валу;

$l$  – довжина валу;

$G$  – модуль пружності другого роду;

$J_p$  – полярний момент інерції перерізу валу.

З огляду на той факт, що внутрішні зусилля, що перешкоджають розвитку деформацій, рівні за значенням зовнішнім силам і протилежно їм направлені, можна говорити про те, що робота зовнішніх сил, що діють на колесо ( $A_k = A_{кcon} + A_{кvar}$ ) дорівнює взятій з протилежним знаком роботі внутрішніх сил [36]. Можемо записати:

$$A_k = -\frac{M_{кр}^2 l}{2GJ_p}. \quad (5.2)$$

Тоді, величина крутного моменту, що виникає в перерізі валу, може бути визначена через роботу агрегату по залежності виду (з урахуванням формули (3.26) і при переході до роботи на деякій ділянці шляху):

$$M_{кр} = \sqrt{\frac{2GJ_p (A_{кcon} + A_{кvar})}{l}}. \quad (5.3)$$

Умову міцності по граничному стану втомного руйнування запишемо у вигляді [219]:

$$\sqrt{\sigma_a'^2 + \chi^2 \tau_a'^2} \leq \frac{\sigma_{-1}}{[s]}, \quad (5.4)$$

де  $\sigma_{-1}$  – межа витривалості на згин;

$[s] = 1,7$  – нормативний коефіцієнт запасу в розрахунках на втому;

$\chi$  – відношення межі витривалості на згин до межі витривалості на кручення;

$\sigma_a'$  та  $\tau_a'$  – приведені амплітуди, що визначаються з залежностей виду:

$$\sigma_a' = \sigma_a \frac{K_\sigma}{K_F K_d} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u} \sigma_m; \quad (5.5)$$

$$\tau_a' = \tau_a \frac{K_\tau}{K_F K_d} + \frac{\tau_{-1}}{\tau_u} \tau_m, \quad (5.6)$$

де  $\sigma_a = \tau_a = M_{кр} / W_p$  – амплітудні значення нормальних і дотичних напружень в перерізі з полярним моментом опору  $W_p$  ;

$\sigma_m = \tau_m = 0$  – середні значення нормальних і дотичних напружень;

$\sigma_{-1}, \sigma_u, \tau_{-1}, \tau_u$  – межі витривалості і межі міцності при згині і крученні;

$K_\sigma, K_\tau$  – ефективні коефіцієнти концентрації при згині і крученні;

$K_F$  – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні;

$K_d$  – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів деталі.

Остаточно, умова міцності елементів трансмісії трактора, в залежності від роботи, витраченої агрегатом на його базі при виконанні транспортно-технологічної операції, набуде вигляду:

$$\sqrt{\frac{2GJ_p (A_{кcon} + A_{кvar})(K_\sigma^2 \tau_{-1}^2 + K_\tau^2 \sigma_{-1}^2)}{lW_p^2 K_F^2 K_d^2 \tau_{-1}^2}} \leq \frac{\sigma_{-1}}{[s]}. \quad (5.7)$$

З отриманої залежності можна визначити максимальне значення роботи, виконуваної агрегатом на переміщення центру мас, яка обмежена за втомним руйнуванням елементів трансмісійної установки:

$$A_{кvar} \leq \frac{lW_p^2 K_F^2 K_d^2 \tau_{-1}^2 \sigma_{-1}}{3,4GJ_p (K_\sigma^2 \tau_{-1}^2 + K_\tau^2 \sigma_{-1}^2)} - A_{кcon}. \quad (5.8)$$

З огляду на отриману залежність, можна говорити про те, що при виконанні транспортно-технологічним агрегатом змінної маси технологічного процесу величина  $A_{кvar}$  повинна наближатися до мінімуму. Тільки в такому випадку можливе зниження навантажень в трансмісії трактора і підвищення довговічності її елементів.

## 5.2 Прискорення центру мас як величина, що формує енергетику руху агрегату

З огляду на теорему, що отримані в розділі 2, можна говорити про те, що рух системи «трактор – транспортно-технологічна машина змінної маси» можна

розглядати в контексті руху центру мас системи, враховуючи рівність внутрішніх сил даної системи між собою.

Тоді, можна говорити про те, що рух центру мас даної системи в кожен момент часу еквівалентний руху матеріальної точки з масою, що дорівнює масі системи в даний момент часу, на яку діє сила, що дорівнює результуючій сил, прикладених до системи:

$$\frac{d(m'v_c)}{dt} = F_{\Sigma}, \quad (5.9)$$

де  $v_c$  – швидкість руху центру мас системи;

$m'$  – маса системи в даний момент часу (квазістатична маса);

$F_{\Sigma}$  – головний вектор системи сил, яка прикладена до агрегату.

Помножимо рівняння (5.9) на переміщення центру мас системи, яке викликано зміною маси транспортно-технологічного агрегату  $dS_{var}$  і переміщенням останнього в просторі  $dS_{con}$  за розглянутий проміжок часу:

$$\frac{d(m'v_c)}{dt} (dS_{con} + dS_{var}) = F_{\Sigma} (dS_{con} + dS_{var}). \quad (5.10)$$

Розкриваючи дужки і виносячи квазістатична масу за знак диференціала, отримаємо:

$$m' \frac{dv_c}{dt} dS_{con} + m' \frac{dv_c}{dt} dS_{var} = F_{\Sigma} dS_{con} + F_{\Sigma} dS_{var}. \quad (5.11)$$

Якщо врахувати, що  $dA_{con} = F_{\Sigma} dS_{con}$ , а  $dA_{var} = F_{\Sigma} dS_{var}$ , то можемо записати:

$$dA_{con} = m' \frac{dv_c}{dt} dS_{con}; \quad (5.12)$$

$$dA_{var} = \Delta m \frac{dv_c}{dt} dS_{var}. \quad (5.13)$$

Величина  $A_{con} = m'a_{agr}S_{agr}$ , що визначається залежністю (5.12), являє собою роботу, необхідну для самопересування транспортно-технологічного агрегату в просторі на відстань  $S_{agr}$  з прискоренням  $a_{agr}$ , яка визначається на підставі тягового балансу трактора.

Величина  $A_{var} = \Delta m a_c S_c$  – робота, що витрачається агрегатом на переміщення  $S_c$  центру мас агрегату з прискоренням  $a_c$  в результаті зміни його маси.

Таким чином, можна стверджувати, що між роботою, що витрачається агрегатом, і прискоренням центру мас існує прямопропорційна залежність. Тому, використовуючи залежність (5.8), і приймаючи  $a_{azp} \rightarrow 0$ , отримуємо умову втомної міцності деталей трансмісійної установки з урахуванням прискорення центру мас  $a_c$  на деякому переміщенні  $S_c$ :

$$a_c \leq \frac{lW_p^2 K_F^2 K_d^2 \tau_{-1}^2 \sigma_{-1}}{3,4GJ_p \Delta m_{azp} S_c (K_\sigma^2 \tau_{-1}^2 + K_\tau^2 \sigma_{-1}^2)}. \quad (5.14)$$

Використовуючи отриману залежність можна визначити вплив зміни прискорення руху центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси на навантаженість деталей трансмісійної установки трактора.

### 5.3 Формування та апроксимація простору енергетичних конфігурацій руху агрегату змінної маси

Представимо отриману залежність (5.14) графічно на просторі енергетичних конфігурацій руху системи. У найбільш загальному вигляді, як це було доведено в п. 3.3, простір конфігурацій визначається нормальними законами розподілу вхідного  $P_\Sigma$  і вихідного  $S_c$  параметрів, геометрична інтерпретація декартового добутку множин значень яких визначає даний простір – рис. 5.1.

Як було встановлено в п. 3.4, даний простір має екстремум – точку мінімального значення роботи, витраченої агрегатом при виконанні транспортно-технологічної операції, і даний екстремум єдиний. Виходячи із залежності (5.8) можна говорити про те, що зниження навантаженості трансмісії можливо в разі наближення точок простору енергетичних конфігурацій до даного мінімуму, тобто:

$$\frac{lW_p^2 K_F^2 K_d^2 \tau_{-1}^2 \sigma_{-1}}{3,4GJ_p (K_\sigma^2 \tau_{-1}^2 + K_\tau^2 \sigma_{-1}^2)} \rightarrow \min. \quad (5.15)$$

У цьому випадку площа, що обмежена безліччю пар  $P_\Sigma - S_c$  (робота з переміщення центру мас агрегату  $A(S_c)$ , і, відповідно, сума  $A_{кон} + A_{квар}$ ) буде мінімальна.

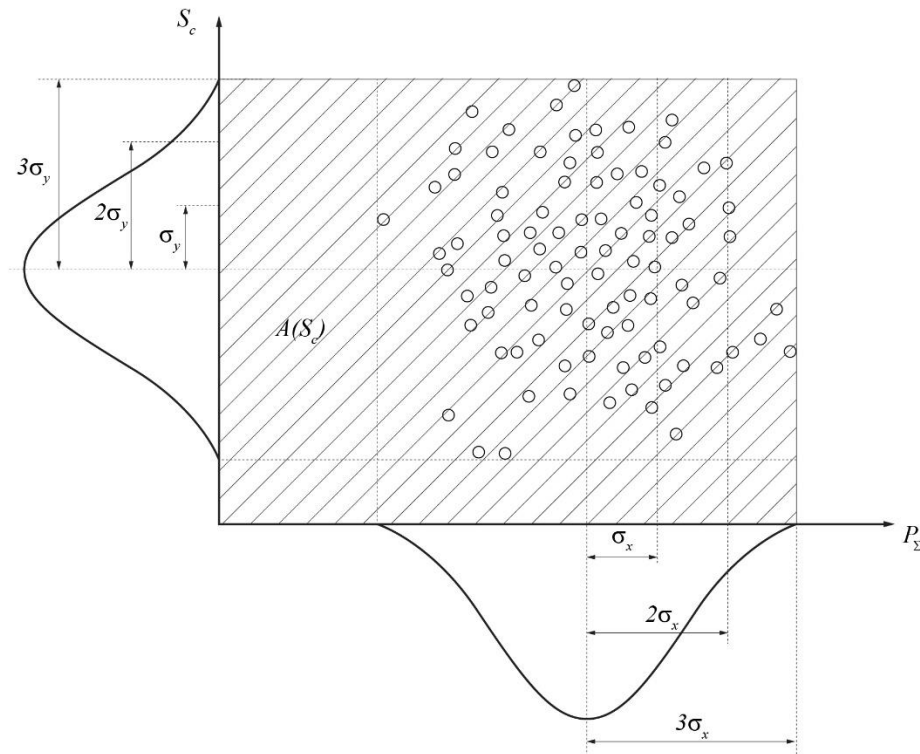


Рисунок 5.1 – Геометрична інтерпретація простору енергетичних конфігурацій руху агрегату

Розглянемо формування простору енергетичних конфігурацій руху агрегату з урахуванням розподілу параметрів. Для цього, першочергово, промодельюємо рух транспортно-технологічної машини змінної маси (напівпричепа) з урахуванням її коливань в вертикальній площині для визначення її стійкості при русі у просторі.

Схема напівпричепа показана на рис. 5.2. Розглядається обернена задача, тобто приймаємо, що точка зчипки нерухома, а поверхня дороги подається під колеса з постійною швидкістю  $v$ .

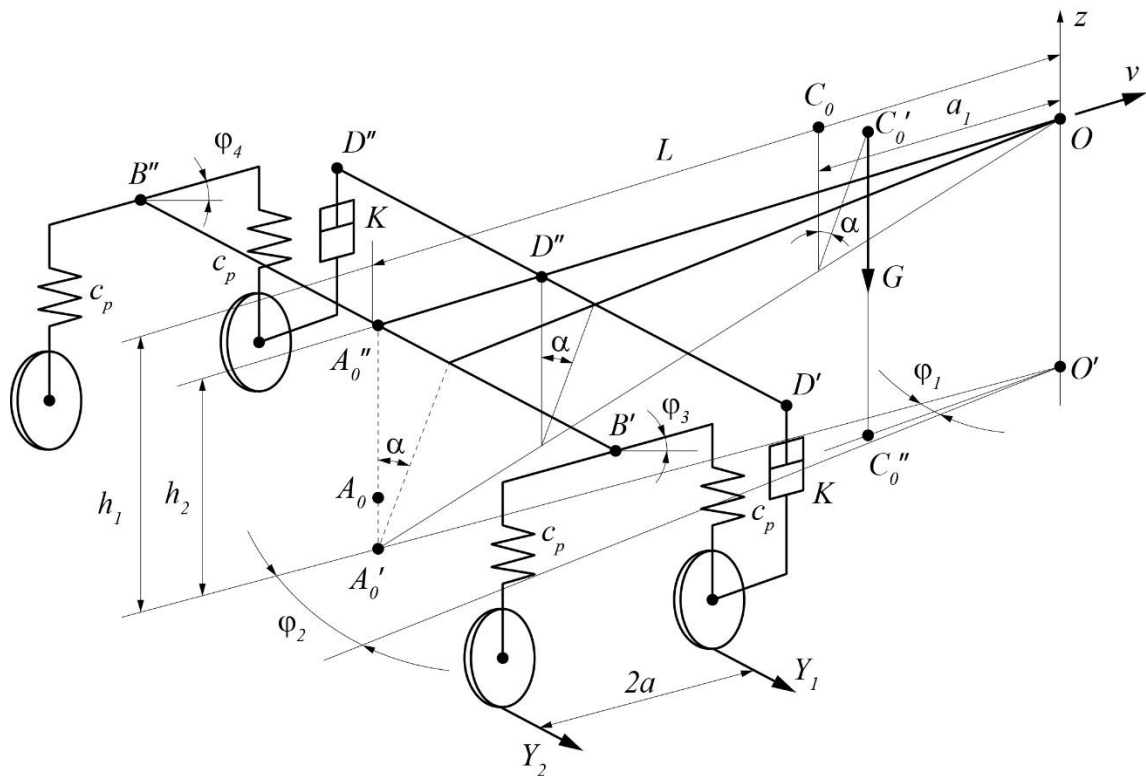


Рисунок 5.2 – Схема горизонтально-поперечних коливань напівпричепа

Коливання напівпричепа приймаються достатньо малими, зазорів в зчпному пристрої немає, а кочення шин по дорозі відбувається без прослизання.

Ресори незалежної балансірної підвіски напівпричепа приймемо у вигляді твердих балок, що мають можливість вільно обертатися навколо вісі  $B'B''$ , з пружними елементами жорсткості  $c_p$  на кінцях. Амортизатори з коефіцієнтами опору  $K$  кріпляться до вісей передніх коліс і до кузова напівпричепа в точках  $D'$  і  $D''$ .

Напівпричіп представлений чотирьохмасовою системою: маса  $M_1$  підресореної частини напівпричепа розташована в точці  $C_0$  (при невідхиленому положенні кузова напівпричепа) на висоті  $h_1$  від поверхні дороги; маса  $M_2$  непідресорених частин, які в нашому випадку представлені масами чотирьох коліс, розташована в точці  $A_0$ ;  $m_1$  та  $m_2$  – маси ресор, розташованих в точках  $B'$  та  $B''$ .

Характерною особливістю напівпричепа є те, що його підресорена частина, яка жорстко пов'язана з дишлом, являє собою тверде тіло, що шарнірно



закріплене в точці зчипки. Тому вісь крену повинна проходити через точку  $O$ . З іншого боку, для напівпричепа з незалежною балансирною підвіскою точка  $A'_0$  розташовується в площині дороги [220]. Отже, підресорена частина напівпричепа через наявність підвіски може здійснювати поперечні коливання навколо вісі крену  $OA'_0$ .

Передбачається, що положення вісі крену постійне незважаючи на перерозподіл навантажень на колеса. Кут крену рами напівпричепа, заміряний в вертикальній площині, що проходить через точку  $A_0$ , позначений  $\alpha$ .

Цей кут виражається через  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , де  $\varphi_1$  – координата, що визначає відхилення центру мас  $M_1$  від нейтрального положення,  $\varphi_2$  – координата, що визначає відхилення проекції точки  $A_0$  на опорній поверхні від нейтрального положення поздовжньої вісі напівпричепа. З рис. 5.2 можна визначити залежність кута крену  $\alpha$  від координат  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ :

$$\alpha = \frac{L}{h_2}(\varphi_2 - \varphi_1), \quad (5.16)$$

де  $L$  – база напівпричепа.

Введено також  $\varphi_3$  і  $\varphi_4$  – координати кутів повороту правої і лівої ресори навколо вісі  $B'B''$ . Приріст  $\Delta h_1$  запишеться через координати  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  на підставі (5.16) наступним чином:

$$\Delta h_1 = \frac{L^2}{2h_2^2} \left( h_1 - h_2 \frac{L - a_1}{L} \right) (\varphi_2 - \varphi_1)^2. \quad (5.17)$$

З урахуванням (5.16) та (5.17) вирази кінетичної і потенційної енергій і дисипативної функції системи мають вигляд:

$$T = \frac{1}{2} \left[ \sum_{i=1}^4 I_i \dot{\varphi}_i^2 + E(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)^2 \right], \quad (5.18)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} c_p \frac{a^2}{2} (\varphi_3^2 + \varphi_4^2) + \frac{1}{2} \left[ c_1 - M_1 g \frac{L^2}{2h_2^2} \left( h_1 - h_2 \frac{L - a_1}{L} \right) \right] (\varphi_2 - \varphi_1)^2, \quad (5.19)$$

$$R = \frac{1}{2}k_1(\varphi_2 - \varphi_1)^2, \quad (5.20)$$

де

$$E = L^2 \left( 1 + \frac{B_2^2}{4h_2^2} \right) (m_1 + m_2); \quad (5.21)$$

$$c_1 = \frac{B_1^2 L^2}{h_2^2} c_p; \quad (5.22)$$

$$k_1 = \frac{B_2^2 L^2}{2h_2^2} k_d, \quad (5.23)$$

$B_1$  – ресорна колія;  $B_2$  – відстань  $D'D''$ ;  $I_1$  і  $I_2$  – моменти інерції підресореної і непідресореної частин напівпричепа відносно вісі  $z$ ;  $I_3, I_4$  – моменти інерції ресор відносно вісі гойдання ресор.

Відповідно до теорії І. Рокара [221] деформований пневматик прийнятий у вигляді жорсткого диска, наділеного властивістю бічного відведення.

Отже, до даної системи додатково включені дві сили бічного відведення  $Y_1$  і  $Y_2$  передньої і задньої пари коліс, які визначаються наступним чином:

$$Y_1 = k \left( \frac{L-a}{v} \varphi_2 + \varphi_2 \right), \quad (5.24)$$

$$Y_2 = k \left( \frac{L+a}{v} \varphi_2 + \varphi_2 \right), \quad (5.25)$$

де  $k$  – коефіцієнт опору боковому відведенню.

Узагальнені сили, які діють на напівпричеп, на основі рівняння (5.19) будуть дорівнювати:

$$Q_2 = -k \left( \frac{L^2 + a^2}{v} \varphi_2 + 2L\varphi_2 \right), \quad Q_1 = 0. \quad (5.26)$$

На основі (5.18) та (5.20) рівняння Лагранжу II-го роду представляться у вигляді:

$$A\ddot{\bar{X}} + B\dot{\bar{X}} + C\bar{X} = 0$$

$$\bar{X} = \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{pmatrix} \quad (5.27)$$

$$I_i \varphi_i + c_p \frac{a^2}{2} \varphi_i = 0, \quad i = 3, 4$$

де

$$A = \begin{pmatrix} I_1 + E & -E \\ -c_2 & c_2 + 2kL \end{pmatrix}, \quad (5.28)$$

$$B = \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k \frac{L^2 + a^2}{v} \end{pmatrix}, \quad (5.29)$$

$$C = \begin{pmatrix} c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + 2kL \end{pmatrix}, \quad (5.30)$$

$$c_2 = c_1 - M_1 g \frac{L^2}{2h_2^2} \left( h_1 - h_2 \frac{L - a_1}{L} \right). \quad (5.31)$$

Останні два рівняння системи (5.27) відокремилися. Це говорить про те, що коливання ресор кінематично не пов'язані з коливаннями підресореної і непідресореної мас.

Надалі будемо розглядати тільки перші два рівняння системи (5.27), що описують горизонтально-поперечні коливання напівпричепа:

$$A\ddot{\bar{X}} + B\dot{\bar{X}} + C\bar{X} = 0. \quad (5.32)$$

Система (5.32) є лінійною системою диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами. При виконанні умов симетричності і позитивної визначеності матриць  $A$ ,  $B$  і  $C$  система буде асимптотично стійкою [222].

Перевірка цих умов приводить до критерію стійкості виду:

$$c_1 > M_1 g \frac{L^2}{2h_2^2} \left( h_1 - h_2 \frac{L - a_1}{L} \right). \quad (5.33)$$

З (5.33) видно, що збільшення висоти центру підресореної маси або величини підресореною маси може призвести до порушення стійкості і

перекидання напівпричепа. Зменшення вертикальної жорсткості ресор також призводить до втрати стійкості руху напівпричепа.

При виконанні умови (5.33) розв'язанням системи (5.32) буде затухаючий коливальний процес або монотонне прагнення координат  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  до нейтрального положення.

Особливий інтерес представляє випадок заблокованою підвіски ( $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$ ). В цьому випадку виведення системи диференціальних рівнянь, що описують горизонтально-поперечні коливання, приводить до рівняння виду:

$$(I_1 + I_2)\ddot{\varphi} + k \frac{L^2 + a^2}{v} \dot{\varphi} + 2kL\varphi = 0. \quad (5.34)$$

Декремент згасання, який визначається цим рівнянням, дорівнює:

$$D = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{8L(I_1 + I_2)}{k(L_2 + a^2)^2} v^2 - 1}}. \quad (5.35)$$

Порівняння декрементів згасання для схеми із заблокованою підвіскою з декрементами згасання координати  $\varphi_2$  системи (5.32) дає можливість з'ясувати вплив підвіски на характер досліджуваної стійкості напівпричепа.

Для ілюстрації використання викладеної методики розглянута модельна схема з наступними значеннями параметрів (машина для внесення рідких органічних добрив МЖТ-10):

$$E = 2126 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad I_1 = 123215 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad I_2 = 14361 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad M_1 = 4500 \text{ кг}; \\ c_p = 225000 \text{ кг/с}^2; \quad c_1 = 12155500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2; \quad L = 7,35 \text{ м}; \quad k_1 = 982220 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}; \\ h_1 = 2,75 \text{ м}; \quad a_1 = 0,605 \text{ м}; \quad h_2 = 1,05 \text{ м}; \quad v = 22 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт опору бічному відведенню  $k$  був прийнятий на рівні  $176580 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{рад} \cdot \text{с}^2$ .

Чисельний розрахунок системи (5.32) при різних значеннях  $v$  і  $k$ , і фіксованих інших параметрах показав, що збільшення швидкості і зменшення коефіцієнта опору бічному відведенню призводить до збільшення часу згасання

горизонтально-поперечних коливань напівпричепа і, отже, сприяє виникненню і підтримці цих коливань. Лімітаційна швидкість дорівнює приблизно 2,7 м/с.

На рис. 5.3 наведені розв'язки системи (5.32) при різних значеннях  $c_1$ . З графіка видно, що при швидкості руху 22 м/с напівпричіп здійснює згасаючі (горизонтальні) коливання.

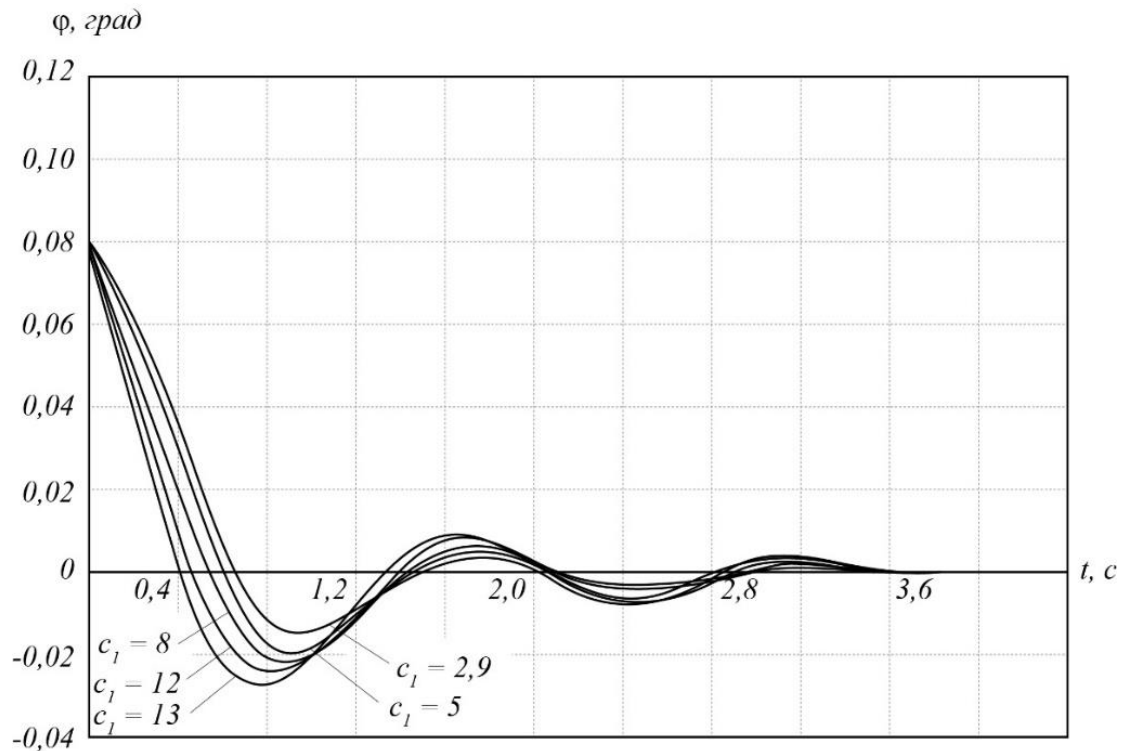


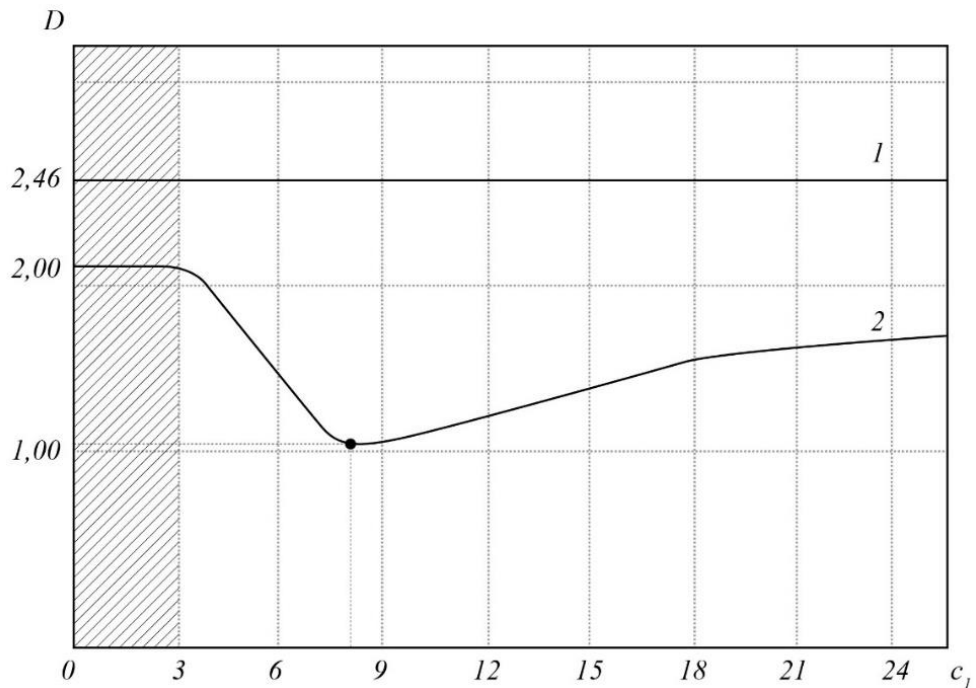
Рисунок 5.3 – Поведінка координати  $\varphi_2$  в залежності від часу для різних значень приведеної вертикальної жорсткості ресори  $c_1$

Результати розрахунку декрементів для розглянутих схем наведені на рис. 5.4.

На підставі отриманих чисельних розв'язань на ПК системи (5.32) були визначені декременти згасання  $D_2$  координати  $\varphi_2$  для відповідних значень параметра  $c_1$ . Поряд з цим було визначено декремент згасання  $D$  за формулою (20). З рис. 5.4 випливає (крива 2), що зменшення приведеної вертикальної жорсткості ресори до значення близько  $8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2$  призводить до зменшення декременту згасання, або що те ж саме, до погіршення стійкості.

Подальше зменшення  $c_1$  до  $2,9 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2$  (що відповідає  $c_2 \approx 0$ ) призводить до збільшення декременту згасання, або до підвищення стійкості, що цілком

узгоджується з висновками деяких авторів про те, що введення (урахування) підвіски покращує стійкість причіпного пристрою. Розрахунок показав також, що декремент згасання, обчислений для схеми із заблокованою підвіскою, більше будь-якого декременту, обчисленого для схеми з урахуванням підвіски.



1 – заблокована підвіска ( $D = const$ ); 2 – робоча підвіска;  $c_1 < 2,9$  – зона нестійкого руху напівпричепу

Рисунок 5.4 – Залежність декременту згасання координати  $\varphi_2$  від вертикальної жорсткості ресори  $c_1$  :

Таким чином, можна казати про те, що на гаку трактора виникає змінне за величиною гакове навантаження. Нехай аналітично (на основі тягового балансу трактора) встановлена величина дотичної сили тяги, яка необхідна для переміщення трактора в просторі –  $P_{к теор}$  – результуюча просторової системи сил, що діє на агрегат.

В результаті дії даної сили транспортно-технологічний агрегат (його центр мас) може переміститися на величину  $S_{с теор}$ . Тоді, на просторі енергетичних конфігурацій руху, площа прямокутника, обмеженого величинами  $P_{к теор}$  і

$S_{c \text{ теор}}$  являє собою роботу, яку необхідно затратити агрегату на самопересування – теоретична робота  $A_{\text{теор}}$ .

Крім цього, дана робота витрачається на переміщення агрегату за умови сталості маси транспортно-технологічної машини. Тому можна говорити про те, що  $A_{\text{теор}} = A_{\text{ксоп}}$ .

З огляду на зміну маси транспортно-технологічної машини і, як наслідок, стохастичність гакового навантаження трактора, сила, що необхідна для самопересування агрегату, може бути представлена у вигляді множини величин в інтервалі  $[P_{к \text{ теор}} - \Delta P; P_{к \text{ теор}} + \Delta P]$ .

Така зміна гакового навантаження призводить, як встановлено, до коливань всього агрегату і галопування трактора і, як наслідок, до додаткового переміщення центру ваги не тільки в ході розвантаження машини, а й в результаті коливань всієї системи. Додаткове (шкідливе) переміщення центру мас агрегату визначається збільшенням його значення на інтервалі  $[S_{c \text{ теор}} - \Delta S; S_{c \text{ теор}} + \Delta S]$  – рис. 5.5.

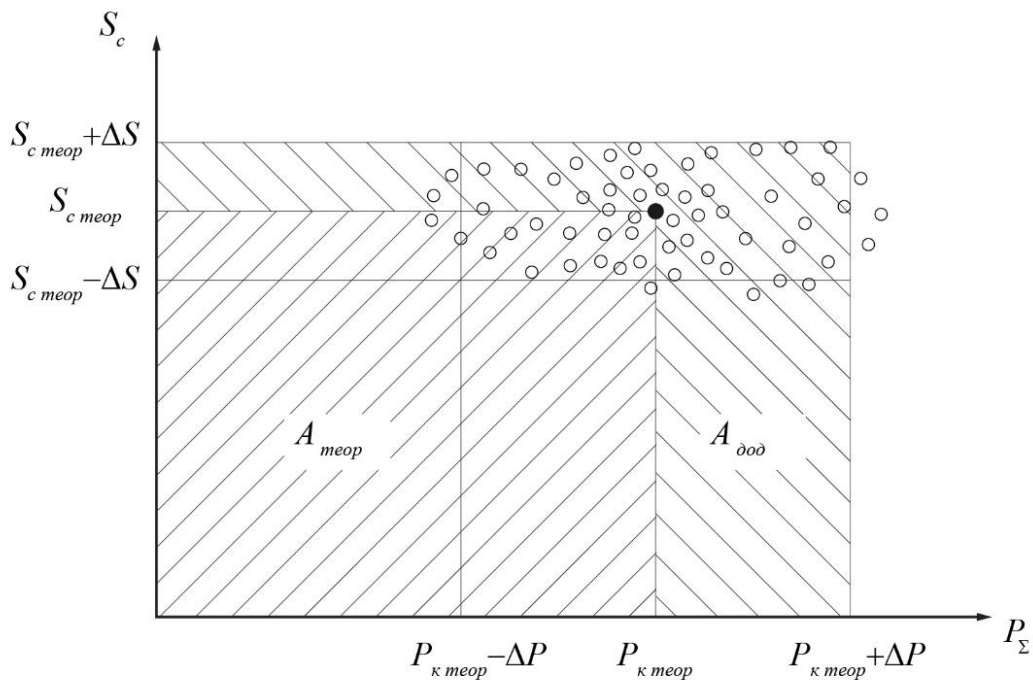


Рисунок 5.5 – Формування простору енергетичних конфігурацій руху агрегату при зміні гакового навантаження

Тоді площа, що обмежена прямокутником  $S_{c \text{ теор}} + \Delta S$  і  $P_{\kappa \text{ теор}} + \Delta P$  визначить роботу, витрачену на переміщення центру мас агрегату з урахуванням зміни маси транспортно-технологічної машини, в той час як область, що позначена на рис. 5.5 як  $A_{\text{дод}}$ , визначає величину додаткової роботи, витраченої транспортно-технологічним агрегатом внаслідок нестационарності гакового навантаження.

З огляду на симетричність нормального закону розподілу вхідного і вихідного параметрів, можна припустити, що велика частина реалізацій процесу буде розташовуватися симетрично відносно точки  $(P_{\kappa \text{ теор}}; S_{c \text{ теор}})$  в межах розкиду реалізацій параметрів.

Беручи до уваги цей факт, апроксимуємо отриману область простору енергетичних конфігурацій руху агрегату овалом, вершини якого розташуємо на кінцях інтервалів  $[P_{\kappa \text{ теор}} - \Delta P; P_{\kappa \text{ теор}} + \Delta P]$  і  $[S_{c \text{ теор}} - \Delta S; S_{c \text{ теор}} + \Delta S]$ . Тоді, можна записати:

$$\sqrt{(\{P_{\kappa} + \Delta P\} - P'_{\kappa})^2 + (S_{c \text{ теор}} - S'_c)^2} \cdot \sqrt{(\{P_{\kappa} - \Delta P\} - P'_{\kappa})^2 + (S_{c \text{ теор}} - S'_c)^2} = 2\Delta P^2, \quad (5.36)$$

де  $P'_{\kappa}$  і  $S'_c$  – координати довільної реалізації в просторі енергетичних конфігурацій.

Або, після перетворення:

$$(P_{\kappa}^2 + P_{\kappa}'^2)^2 - 2\Delta P^2 (P_{\kappa}^2 - P_{\kappa}'^2)^2 = \Delta P^4. \quad (5.37)$$

Дана залежність визначає овал Кассіні – рис. 5.6.

Наявність у даної фігури, як було доведено вище, екстремальної точки, говорить про можливість її перетворення до лемніскати, яка найбільш повно описує простір енергетичних конфігурацій.

Так, розташування реалізацій біля центральної точки мінімальної роботи (наприклад, за рахунок зниження коливань агрегату в просторі – за рахунок зниження коливань значень прискорення центру мас) дозволяє знизити витрати роботи на самопересування – рис. 5.7.



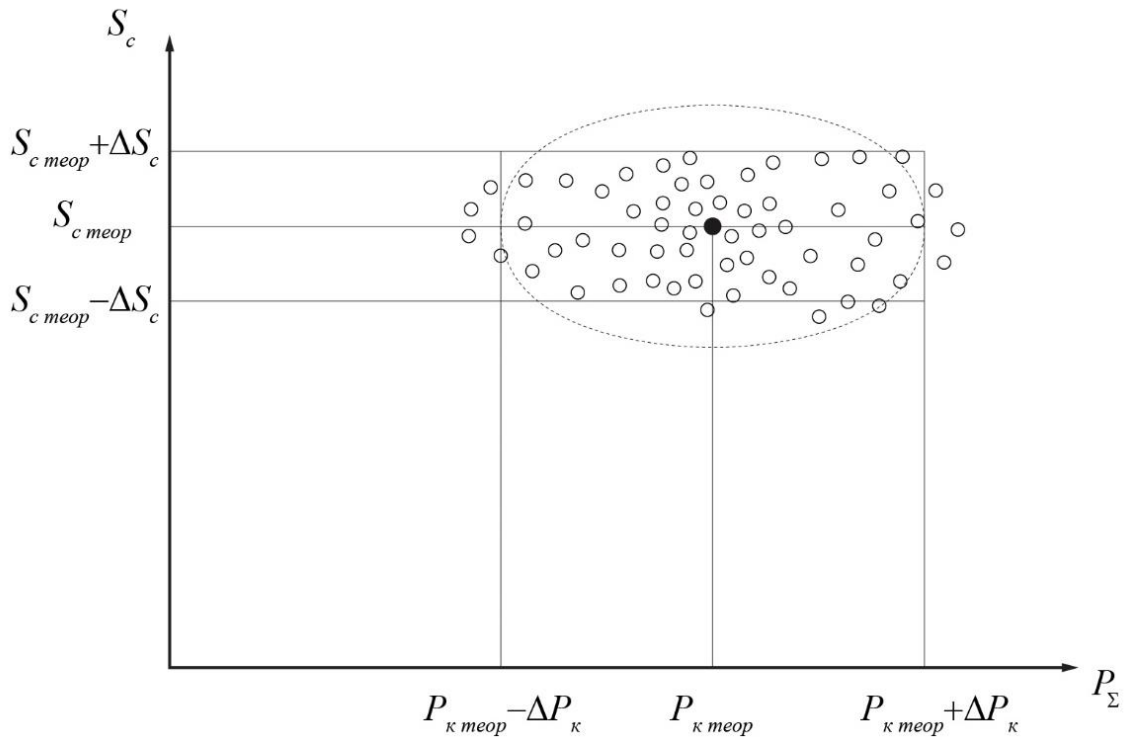


Рисунок 5.6 – Апроксимація простору енергетичних конфігурацій руху агрегату змінної маси овалом Кассіні

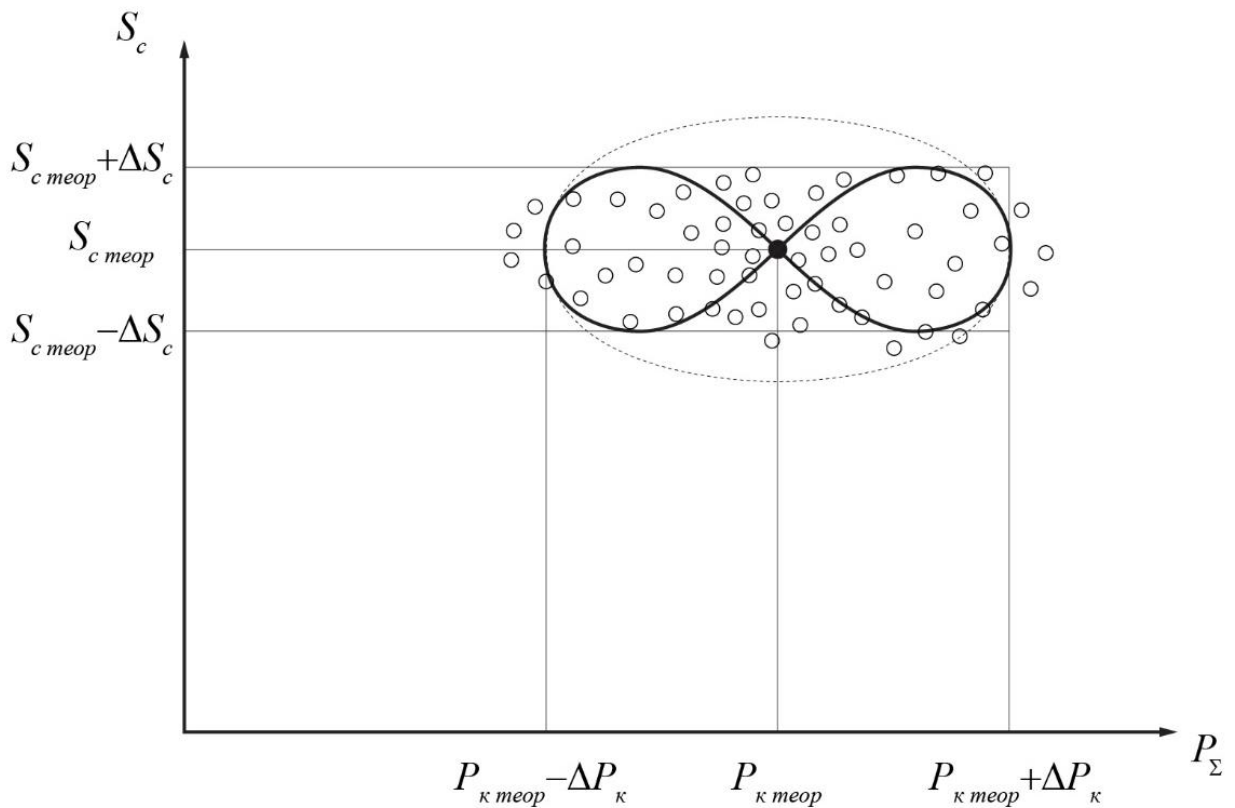
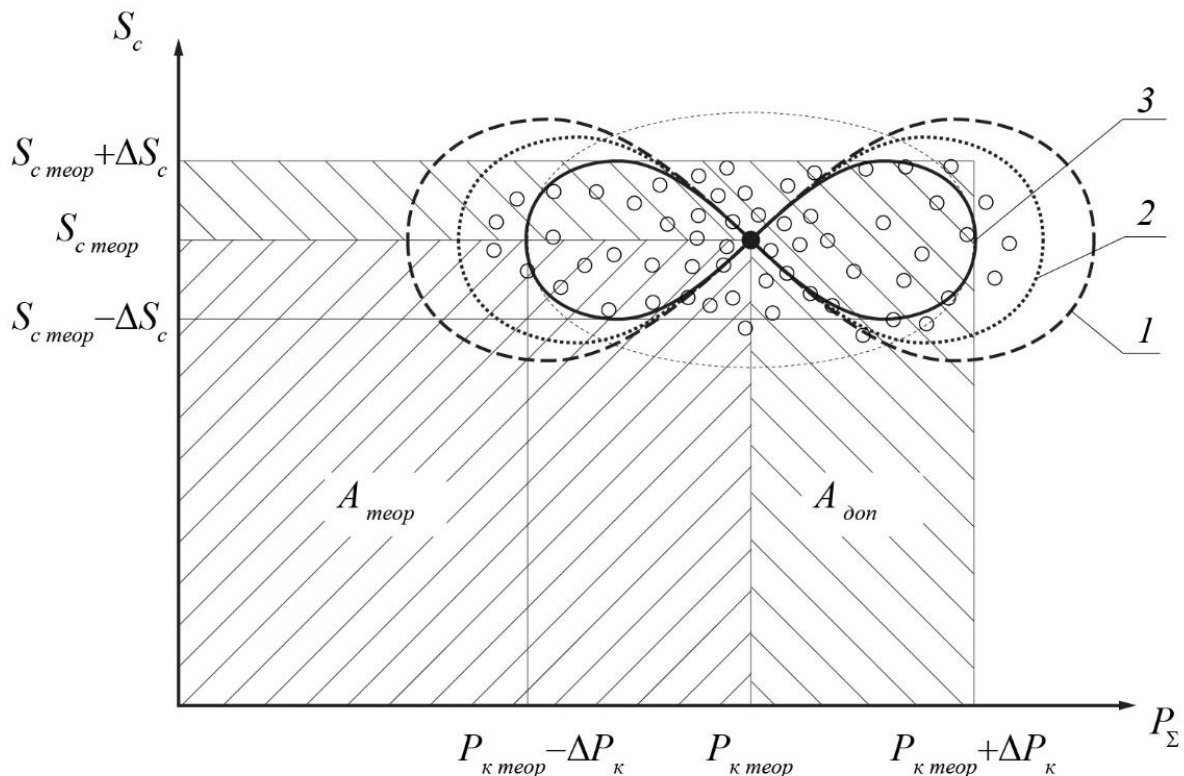


Рисунок 5.7 – Представлення овалу Кассіні з точкою мінімуму витраченої роботи – апроксимація лемніскатою

При зміні режимів руху агрегату спостерігається зміна його динамічних характеристик (зміна системи сил, що діє на агрегат, нестабільність значень прискорення руху центру мас системи і т.п.).

Такі зміни сприяють збільшенню розкиду як вхідних, так і вихідних параметрів, що безпосередньо збільшує величину роботи, що витрачається на самопересування транспортно-технологічного агрегату, і, як наслідок, збільшує розмір кривої, якою апроксимується простір енергетичних конфігурацій.

У свою чергу, як було доведено в розділі 4, зниження маси агрегату сприяє зниженню його коливань в просторі, тому крива апроксимації в процесі розвантаження транспортно-технологічної машини, прийме вигляд, який представлений на рис. 5.8.



1 – повна машина; 2 – завантаження на 50%; 3 – порожня машина

Рисунок 5.8 – Зміна кривої апроксимації простору енергетичних конфігурацій руху агрегату при певному завантаженні транспортно-технологічної машини (на прикладі агрегату ХТЗ-17221+МЖТ-16 на IV передачі транспортного діапазону)

#### 5.4 Закон розподілу часу перебування в групі енергетичних станів простору конфігурацій

Розглянемо дискретний випадковий процес з безперервним часом, стан якого складає множина  $X = \{x_0, x_1, \dots, x_n\}$  в розглянутому просторі енергетичних конфігурацій руху. У загальному випадку не виключається і можливість того, що число станів  $n = \infty$ .

З множини станів  $X$  виділяється деяка підмножина станів  $Y = \{x_1, x_{l+1}, \dots, x_i, x_n\}$  ( $Y \subset X$ ), яка не є замкнутою і, в свою чергу, не містить в собі замкнутих підмножин – множина реалізацій руху центру мас транспортно-технологічного агрегату. Якщо відомо, що в якийсь момент  $t = 0$  агрегат знаходився в одному зі станів  $x_i \in Y$ , то при  $t \rightarrow \infty$  агрегат хоча б один раз перейде з підмножини станів  $Y$  в підмножину станів  $Z = (X - Y)$  ( $Z \subset X$ ), яка не є порожньою:  $\lim p_y(t)$ , де  $p_y(t)$  – ймовірність безперервного перебування системи в момент часу  $t$  в станах підмножини  $Y$  [ $p_y(0) = 1$ ].

Отже, в складі підмножини станів  $Y$  немає окремих станів чи групи станів без виходу. Стани  $(x_0, x_1, \dots, x_{l-1})$  складають підмножини  $Z = X - Y$ , а стани  $x_l, \dots, x_n$  складають множину  $Y = X - Z$ .

Відомо, що в момент  $t = 0$  дискретний випадковий процес знаходився в підмножині станів  $Y$ :

$$\sum_{i=l}^n \tilde{p}_i(0) = 1. \quad (5.38)$$

Знак  $\sim$  над позначеннями ймовірностей поставлений для того, щоб відрізнити ці ймовірності від позначення ймовірностей перебування агрегату в будь-якому стані  $x$ , що належить множині  $X$ .

Позначимо  $T$  випадкову величину – час блукання процесу по станам підмножини  $Y$  до першого виходу з цієї підмножини. З огляду на те, що сама підмножина станів  $Y$  не є замкнутою і не містить в собі замкнутих підмножин,

процес при  $t \rightarrow \infty$  покине підмножину станів  $Y$ . У нашому випадку випадковий час  $T$  відраховується від моменту  $t = 0$ .

З множини станів  $Z = X - Y$  виділимо підмножину станів  $Y_\beta \{x_k, \dots, x_{l-1}\}$  ( $Y_\beta \subset Z$ ). Не виключається і випадок, коли  $Y_\beta = Z$  (в цьому випадку  $k = 0$ ). До станів підмножини  $Y_\beta \subset Z$  віднесемо лише ті, в які можливий безпосередній перехід зі станів підмножини  $Y$  в стани підмножини  $Z = X - Y$ , тобто для будь-якого стану  $x_j \in Y_\beta$  знайдеться хоча б один такий стан  $x_i \in Y$ , що  $R(x_i; x_j) = 1$ .

Підмножина станів  $Y_\beta$  є «вхідними воротами» підмножини станів  $Z$ , через які процес блукання переходить з підмножини станів  $Y$  в підмножину станів  $Z$ . Іншими словами, до станів  $(x_k, \dots, x_{l-1})$ , які складають підмножину  $Y_\beta$ , віднесемо лише ті стани підмножини  $Z = X - Y$ , для яких виконується умова виду:

$$\lambda_{i,j}(t) \neq 0 \quad (i = l, l+1, \dots, n); j = 0, 1, \dots, l-1; t \geq 0. \quad (5.39)$$

Назвемо підмножину  $Y_\beta$   $\beta$ -околом підмножини  $Y$ . Тоді час  $T$  блукання процесу по станах підмножини  $Y$  до першого виходу з нього дорівнює часу, який відраховується від початку блукання ( $t = 0$ ) до першого попадання процесу в  $\beta$ -оکیل підмножини  $Y$ , тобто в один зі станів підмножини  $Y_\beta$ .

Очевидно, що закон розподілу випадкової величини  $T$  не зміниться, якщо усі стани множини  $Y_\beta$  зробити поглинаючими (кінцевими). Отже, при знаходженні закону розподілу випадкової величини  $T$  можна обмежитися розглядом процесу блукання системи по перетвореним станах множини  $Y + Y_\beta$ . Перетворення полягає в тому, що підмножина  $Y_\beta$  утворюється тільки з поглинаючих станів.

Для того щоб стани підмножини  $Y_\beta = \{x_k, \dots, x_{l-1}\}$  були поглинаючі, досить покласти

$$\tilde{\lambda}_{j,i}(t) \equiv 0, \quad (5.40)$$

для всіх  $j = k, \dots, l-1$ . У цьому випадку вихід з підмножини станів  $Y_\beta$  буде неможливий.

Таким чином, для визначення закону розподілу випадкової величини  $T$  досить розглянути процес блукання по перетвореним станам підмножини  $Y + Y_\beta$ , при цьому всі стани підмножини  $Y_\beta$  складаються тільки з поглинаючих станів.

Функція розподілу випадкової величини  $T$  за визначенням дорівнює:

$$F(t) = p(T < t). \quad (5.41)$$

У нашому випадку ця ймовірність дорівнює ймовірності того, що до моменту часу  $t (t > 0)$  процес вже покине стани, що утворюють множину  $Y$  і, отже, потрапить в стани, що утворюють підмножину  $Y_\beta$ , оскільки в перетвореній підмножині станів  $Y + Y_\beta$  він (процес) нікуди (крім підмножини станів  $Y_\beta$ ) потрапити не може. З огляду на те, що підмножина станів  $Y_\beta$  складається тільки з поглинаючих станів, процес, потрапивши одного разу в один зі станів  $Y_\beta$ , так там і залишиться.

Отже, функція розподілу часу  $T$  дорівнює ймовірності того, що до моменту часу  $t$  процес блукання виявиться в одному зі станів, що належать підмножині  $Y_\beta$  для перетвореної підмножини станів  $Y + Y_\beta$  [225]:

$$F(t) = p(T < t) = \sum_{x \in Y_\beta} \tilde{p}_x(t) = \sum_{j=k}^{l-1} \tilde{p}_j(t), \quad (5.42)$$

де індекс підсумовування поширюється на всі стани підмножини  $Y_\beta \approx \beta$ -околу підмножини  $Y$ .

Знайдемо щільність розподілу випадкової величини  $T$  [226]:

$$f(t) = \frac{d}{dt} F(t) = \sum_{j=k}^{l-1} \dot{\tilde{p}}_j(t). \quad (5.43)$$

З іншого боку, на підставі загального правила складання системи диференціальних рівнянь для ймовірностей станів з урахуванням (5.39) маємо:

$$\dot{\tilde{p}}_j(t) = \sum_{i=l}^n \lambda_{i,j}(t) \tilde{p}_i(t) \quad j = k, k+1, \dots, l-1. \quad (5.44)$$

Таким чином, щільність розподілу випадкової величини  $T$  можна знайти з виразу [227]:

$$f(t) = \sum_{j=k}^{l-1} \sum_{i=l}^n \lambda_{i,j}(t) \tilde{p}_i(t). \quad (5.45)$$

Для відшукування ймовірностей  $\tilde{p}_i(t)$  досить проінтегрувати систему рівнянь для ймовірностей перебування процесу в стані підмножини  $Y$  з урахуванням того, що перехід з підмножини станів  $Y$  можливий тільки в підмножину станів  $Y_\beta$  і що остання підмножина складається з одних поглинаючих станів [228]:

$$\dot{\tilde{p}}_i(t) = -\sum_{h=l}^n \lambda_{i,h}(t) \tilde{p}_i(t) - \sum_{h=k}^{l-1} \lambda_{i,h}(t) \tilde{p}_i(t) + \sum_{h=l}^n \lambda_{h,i}(t) \tilde{p}_h(t), \quad (5.46)$$

де  $i = l, l+1, \dots, n$ .

Початковими умовами для цієї системи диференціальних рівнянь є умови (5.38).

Отже, для визначення закону розподілу часу блукання процесу в незамкнутій підмножині станів  $Y$  до першого виходу за межі цієї підмножини, досить проінтегрувати систему диференціальних рівнянь для ймовірностей станів (5.46) при початкових умовах (5.38).

У разі нескінченного (рахункового) числа станів підмножини  $Y$  отриманий розв'язок справедливий лише в тому випадку, якщо процес блукання по станам підмножини  $Y$  при  $t \rightarrow \infty$  з ймовірністю, яка дорівнює одиниці, покине цю підмножину.

Математично цю умову можна сформулювати наступним чином [229]:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \sum_{j=k}^{l-1} \lambda_j(t) = \lim_{t \rightarrow \infty} \sum_{j=k}^{l-1} \sum_{i=l}^n \int_0^t \lambda_{i,j}(t) \tilde{p}_i(t) dt = 1. \quad (5.47)$$

Розглянемо випадок, коли при кінцевому числі станів множина станів  $X$  складається тільки з множини транзитивних станів і всі потоки, що переводять процес зі стану в стан, є найпростішими –  $[\lambda_{i,j}(t) = \lambda_{i,j}]$ .

Виділимо з множини станів  $X$  будь-яка підмножину  $Y$  так, щоб  $X - Y \neq \emptyset$ , тобто щоб  $Y$  не становило всю множину  $X$ . Тоді при блуканні процесу по станам множини  $X$  процес буде то потрапляти в стани, що належать підмножині  $Y$ , то виходити з неї і потрапляти в підмножину станів  $Z = X - Y$ . Потім процес може повернутися назад в підмножину станів  $Y$  і т.д.

Розглянемо стаціонарний режим блукання. Позначимо як і раніше через  $T$  час перебування процесу в підмножині станів  $Y$  в стаціонарному режимі. Цей час  $T$  відраховується від моменту переходу процесу з підмножини станів  $Z$  в підмножину станів  $Y$  до моменту повернення в підмножину станів  $Z$ .

Іншими словами, випадкова величина  $T$  дорівнює часу одноразового перебування процесу в множині станів  $Y$  в ході випадкового блукання по всім станам  $X$  після того, як встановився стаціонарний процес блукання.

На рис. 5.9 схематично зображено «траєкторію» блукання процесу по станам множини  $X$ . Позначимо випадкові моменти переходу з підмножини станів  $Z$  в підмножину станів  $Y$  величинами  $\theta_i (i = 1, 2, \dots)$ , а випадкові моменти чергового повернення з підмножини станів  $Y$  в підмножину станів  $Z$  – величинами  $\theta'_i (i = 1, 2, \dots)$ .

Тоді час першого перебування системи в підмножині станів  $Y$  дорівнюватиме  $T_1 = \theta'_1 - \theta_1$ , час другого перебування в підмножині станів  $Y$  дорівнюватиме:  $T_2 = \theta'_2 - \theta_2$  і т.д. –  $T_i = \theta'_i - \theta_i$ .

Якщо розглядається стаціонарний режим блукання процесу по станам  $X$ , то сукупність випадкових величин  $T_1, T_2, \dots$  являє собою систему незалежних, однаково розподілених випадкових величин, закон розподілу кожної з яких і потрібно знайти.

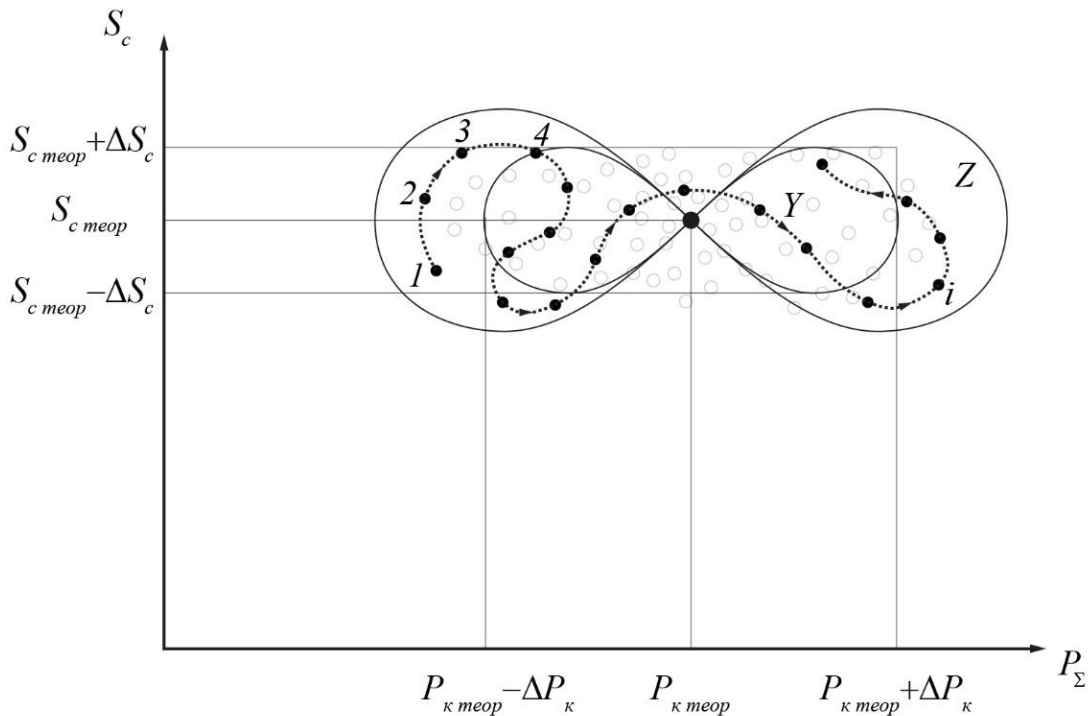


Рисунок 5.9 – Траєкторія блукання випадкового процесу в просторі енергетичних конфігурацій руху агрегату

Очевидно, що процес блукання по станам множини  $Y$  може початися тільки зі станів, що належать підмножині станів  $Z_\beta \subset Y$ , які є  $\beta$ -околом множини  $Z$ . Іншими словами, початок відліку часу  $T$  припадає на момент першого попадання процесу з станів, що утворюють підмножину  $Z$  в стани, що утворюють підмножину  $Y$ , тобто на момент перетину «вхідних воріт» підмножини станів  $Y$ .

Позначимо стани, що належать підмножині  $Z_\beta \approx (x_1, \dots, x_m)$ . Отже, початкові умови для інтегрування системи диференціальних рівнянь типу (5.46) для визначення закону розподілу випадкової величини  $T$  матимуть вигляд:

$$\sum_{x \in Z_\beta} \tilde{p}_x(0) = \sum_{i=1}^m \tilde{p}_i(0) = 1. \quad (5.48)$$

Ці умови відрізняються від умов (5.38) тим, що у формулі (5.48) перебираються індекси станів, що належать підмножині  $Z_\beta$ , в той час як в (5.38) в загальному випадку можуть перебиратися індекси всіх станів підмножини  $Y$ .



Наступним етапом при знаходженні закону розподілу часу є визначення початкових умов (5.48).

Для відшукування початкових умов розглянемо тільки ті блукання, які починаються зі станів, що належать підмножині  $Z_\beta$ . Перетворимо стани підмножини  $Z_\beta$  так, щоб кожен зі станів  $(x_l, \dots, x_m)$  виявився поглинаючим. Для цього достатньо покласти

$$\tilde{\lambda}_{ij} \equiv 0, \quad (5.49)$$

де  $i = l, \dots, m$ .

Подібне перетворення було проведено раніше для підмножини станів  $Y_\beta$ . Тепер проінтегруємо систему диференціальних рівнянь блукання процесу по перетвореній підмножині станів  $Z + Z_\beta$ , де підмножина  $Z_\beta$  складається тільки з поглинаючих станів:

$$\begin{aligned} \tilde{p}_j(t) &= -\sum_{h=0}^{l-1} \lambda_{j,h} \tilde{p}_j(t) + \sum_{h=l}^m \lambda_{i,h} \tilde{p}_j(t) + \sum_{h=0}^{l-1} \lambda_{h,j} \tilde{p}_h(t) \quad (j = \overline{0, l-1}), \\ \tilde{p}_i(t) &= -\sum_{j=0}^{l-1} \lambda_{ji} \tilde{p}_j(t) \quad (i = \overline{l-m}). \end{aligned} \quad (5.50).$$

Ця система диференціальних рівнянь є допоміжною, необхідною для відшукування початкових умов (5.48).

Для стаціонарного режиму можна вважати, що з імовірністю  $p_i$ , процес блукання починається зі стану  $x_i$  ( $i = 0, 1, \dots, n$ ), де

$$p_i = \lim_{t \rightarrow \infty} p_i(t). \quad (5.51)$$

Отже, на підставі формули Бейеса початковими умовами для допоміжної системи диференціальних рівнянь (5.50) будуть:

$$\tilde{p}_j = p_j \left| \sum_{h=0}^{l-1} p_h \right. \quad (j = 0, 1, \dots, l-1), \quad (5.52)$$

де величини  $p_j$ , визначаються з умови блукання процесу по всім станам множини  $X$  при наявності стаціонарного режиму.

В результаті інтегрування допоміжної системи диференціальних рівнянь (5.50) при початкових умовах (5.52) можна отримати вирази для ймовірностей

$$\tilde{p}_i(t) \quad i = l, \dots, m. \quad (5.53)$$

Оскільки для перетворених станів, що входять в підмножину  $Z + Z_\beta$ , підмножина  $Z_\beta$  складається тільки з поглинаючих станів  $(\tilde{x}_l, \dots, \tilde{x}_m)$  і процес блукання по всім станам множини  $X$  є ергодичним, то

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \sum_{i=l}^m \tilde{p}_i(t) = \sum_{i=l}^m \tilde{p}_i = 1. \quad (5.54)$$

Величини

$$\tilde{p}_i = \lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{p}_i(t) \quad (i = l, \dots, m), \quad (5.55)$$

і будуть початковими умовами (5.48) для інтегрування системи диференціальних рівнянь типу (5.47), за допомогою якої можна знайти закон розподілу випадкової величини  $T$ , а визначення даної величини дозволить оцінити час виконання транспортно-технологічної операції агрегатом змінної маси з мінімальними витратами роботи.

5.5 Точність оцінки простору енергетичних конфігурацій агрегату за прискоренням його центру мас

При виборі вимірювальних систем і алгоритмів оцінювання простору енергетичних конфігурацій руху, велике значення має спеціальний вид спостережливості. Його можна назвати, умовою, що сприяє точному оцінюванню [230]. При виконанні цієї умови необмежене підвищення точності вимірювання декількох величин (величин компонент вектору прискорень за трьома ортогональними вісями координат), що залежать від поточного простору енергетичних конфігурацій транспортно-технологічного процесу, створює принаймні принципову можливість як завгодно точного оцінювання всіх компонент, якщо вимір здійснюється на кінцевому або нескінченному інтервалі часу.

Нехай задано стохастичне рівняння процесу переміщення центру мас в формі Ланжевена:

$$\dot{x}_i = f(x_i) + \xi, \quad (5.56)$$

і функція спостереження

$$z = h(x_i) + \eta, \quad (5.57)$$

де  $x \in \mathfrak{R}^n$ ;

$f$  – функція, що диференціюється;

$h(x_i)$  – безперервна функція;

$\xi = \xi(t)$ ,  $\eta = \eta(t)$  – незалежні гаусові випадкові процеси типу білого шуму з кореляційними матрицями вигляду:

$$E[\xi(t)\xi^T(t')] = Q(t)\delta(t-t'), \quad (5.58)$$

$$E[\eta(t)\eta^T(t')] = R(t)\delta(t-t'). \quad (5.59)$$

Нехай спостереження (5.57) здійснюється на інтервалі часу  $[0, t]$  і множина значень на цьому інтервалі позначається  $Z$ . Рівняння Стратоновича, що описує апостеріорну або умовну щільність ймовірності  $p = p(x|Z)$  в просторі енергетичних конфігурацій, буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial(p f_i)}{\partial x_i} - \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^n Q_{ij} \frac{\partial^2 p}{\partial x_i \partial x_j} &= p[h(x_t) - \hat{h}(x)]^T R^{-1}[z - \hat{h}(x)] = \\ &= p[h(x_t) - \hat{h}(x)]^T R^{-1}[h(x_t) - \hat{h}(x)] + p[h(x_t) - \hat{h}(x)]R^{-1}\eta \end{aligned} \quad (5.60)$$

де

$$\hat{h}(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(x') p(x'|Z) dx' \quad (5.61)$$

є оцінкою функції спостереження  $h(x)$ .

Рівняння (5.60) є стохастичним і апостеріорна щільність розподілу  $p = p(x|Z)$  має випадкову складову. Однак слід розглядати тільки асимптотичний розв'язок при  $R \rightarrow 0$  і  $\eta \rightarrow 0$  (за інтенсивністю). Очевидно, в цих умовах основною буде регулярна складова  $p(x|Z)$ . Задамо якусь чималу

однорозв'язну область  $G_p$  в просторі енергетичних конфігурацій. Наприклад, кулю досить великого радіуса з центром в точці, що відповідає теоретичній роботі агрегату.

Припустимо, що початковий розподіл  $p_0(x)$  сконцентровано в цій області в тому сенсі, що інтеграл від  $p_0(x)$  по всьому зовнішньому до  $G_p$  простору нескінченно малий. Подібне ж припущення зробимо відносно апостеріорної щільності ймовірності  $p(x|Z)$ . Нескінченно малими вважаються і величини

$$\int_{-\infty}^{\infty} p(x_1, \dots, x_{i-1}, \pm\infty, \dots, x_n) f_i dx_{(i)}, \quad (5.62)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} p(x_1, \dots, x_{i-1}, \pm\infty, x_{i+1}, \dots, x_{j-1}, \pm\infty, x_{j+1}, \dots, x_n) dx_{(ij)}. \quad (5.63)$$

Тут індекс  $(i)$  означає, що інтегрування ведеться по обох координатах простору енергетичних конфігурацій. Аналогічно індекс  $(ij)$  означає, що інтегрування ведеться по всіх координатах простору енергетичних конфігурацій одночасно. Внаслідок подібного зникнення на нескінченності має місце співвідношення виду:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \left( \frac{\partial p}{\partial t} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial (pf_i)}{\partial x_i} - \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^n Q_{ij} \frac{\partial^2 p}{\partial x_i \partial x_j} \right) dx = \varepsilon, \quad (5.64)$$

де  $\varepsilon$  – нескінченно мала величина.

З (5.60) і (5.63) випливає:

$$\int_{-\infty}^{\infty} p[h(x_t) - \hat{h}(x)]^T R^{-1} [h(x_t) - \hat{h}(x)] dx = \int_{-\infty}^{\infty} p[\hat{h}(x) - h(x_t)]^T R^{-1} \eta dx + \varepsilon. \quad (5.65)$$

За умовою  $h(x)$  – безперервна функція, а

$$p(x|Z) \geq 0 \text{ та } \int_{-\infty}^{\infty} p(x|Z) dx = 1. \quad (5.66)$$

На підставі теореми про повну загальну середню, отримаємо:

$$\hat{h}(x) = \int_{-\infty}^{\infty} h(x') p(x'|Z) dx' = h(\hat{x}), \quad (5.67)$$

де  $\hat{x}$  – деяке значення  $x$  в області  $G_p$  яке будемо називати оцінкою  $x$ .

Нехай  $R = kr$ , де  $k$  – позитивне число, за умовою таке, що наближається до нуля;  $r$  – позитивно-визначена матриця. З (5.65), (5.67) і зазначеного виразу для  $R$  можемо записати:

$$\int_{-\infty}^{\infty} p(x|Z)[h(x_t) - h(\hat{x})]^T r^{-1}[h(x_t) - h(\hat{x})] dx = E_y\{[h(\hat{x}) - h(x_t)]^T r^{-1}\eta\} + k\varepsilon, \quad (5.68)$$

де  $E_y$  – умовне математичне очікування виразу в дужках.

При  $\eta \rightarrow 0$  права частина виразу (5.68) прямує до нуля і, отже,

$$E_y\{[h(x_t) - h(\hat{x})]^T r^{-1}[h(x_t) - h(\hat{x})]\} \rightarrow 0. \quad (5.69)$$

Таким чином, умова, що сприяє точному оцінюванню, яка полягає в тому, що в процесі оцінювання руху  $x_t$  рівність  $h(\hat{x}) = h(x_t)$  виконується тотожно.

В якості оцінки вектору енергетичної конфігурації природно прийняти значення  $x$ , при якому умовна щільність ймовірності  $p(x|Z)$  має максимальне значення. Дане твердження можна записати у вигляді:

$$\hat{x}_{MAV} = \operatorname{argmax}_x p(x|Z), \quad (5.70)$$

де  $\operatorname{max}_x p(x|Z)$  – критерій максимуму апостеріорної ймовірності.

Апостеріорна щільність ймовірності, отримана для спостереження, забрудненого шумами, є випадковою функцією  $x$  (випадковим полем відносно  $x$ ) при кінцевому часі спостереження.

Складний вид функції  $p(x|Z)$  може бути обумовлений як даною обставиною, так і нелінійністю оцінюваного динамічного процесу. Тому, доцільніше розглянути функцію  $p(Z|x)$ , яка виражає умовну щільність ймовірності множини вимірів прискорення центру мас транспортно-технологічного агрегату при фіксованому стані  $x$  в просторі енергетичних конфігурацій.

Критерій максимуму правдоподібності відповідає максимуму  $p(Z | x)$  за  $x$ . Відповідна максимуму правдоподібності оцінка виражається формулою виду:

$$\hat{x}_{МП} = \arg \max_x p(Z | x). \quad (5.71)$$

Між зазначеними критеріями і оцінками (5.70), (5.71) існує тісний зв'язок, що випливає з формули Байєса:

$$p(x | Z)p(Z) = p(Z | x)p(x). \quad (5.72)$$

Для гладких розподілів з (5.72) випливає:

$$\frac{\partial p(x | Z)}{\partial x} p(Z) = \frac{\partial p(Z | x)}{\partial x} p(x) + p(Z | x) \frac{\partial p(x)}{\partial x}. \quad (5.73)$$

Для розглянутих розподілів необхідна умова максимуму апостеріорної ймовірності має вигляд:

$$\left[ \frac{\partial p(x | Z)}{\partial x} \right]_{x=\hat{x}_{МАВ}} = 0. \quad (5.74)$$

При цьому, згідно з (5.73), матимемо:

$$\left[ \frac{\partial \ln p(Z | x)}{\partial x} \right]_{x=\hat{x}_{МАВ}} = - \left[ \frac{\partial \ln p(x)}{\partial x} \right]_{x=\hat{x}_{МАВ}}. \quad (5.75)$$

При виконанні необхідної умови максимуму правдоподібності:

$$\left[ \frac{\partial p(Z | x)}{\partial x} \right]_{x=\hat{x}_{МП}} = 0. \quad (5.76)$$

З (5.73), (5.72) випливає:

$$\left[ \frac{\partial \ln p(x | Z)}{\partial x} \right]_{x=\hat{x}_{МП}} = \left[ \frac{\partial \ln p(x)}{\partial x} \right]_{x=\hat{x}_{МП}}. \quad (5.77)$$

Отже, можна казати, що прискорення центру мас агрегату змінної маси достатньо точно оцінює простір енергетичних конфігурацій руху – між зазначеними величинами існує взаємно-однозначна відповідність, яка дозволяє маючи образ (роботу, витрачену на пересування центру мас агрегату), визначити прообраз (прискорення центру мас).

## 5.6 Методологія зниження навантаженості трансмісії трактора з використанням простору енергетичних конфігурацій

Виходячи з вимог нормального функціонування трансмісії трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси і з огляду на основні визначення, викладені в нормативно-технічній документації, введемо відхилення значення параметра від номінального значення (від теоретичного значення з мінімальною роботою), в межах якого забезпечується як нормальний перебіг технологічного процесу, так і функціонування агрегату з допустимою навантаженістю трансмісійної установки трактора.

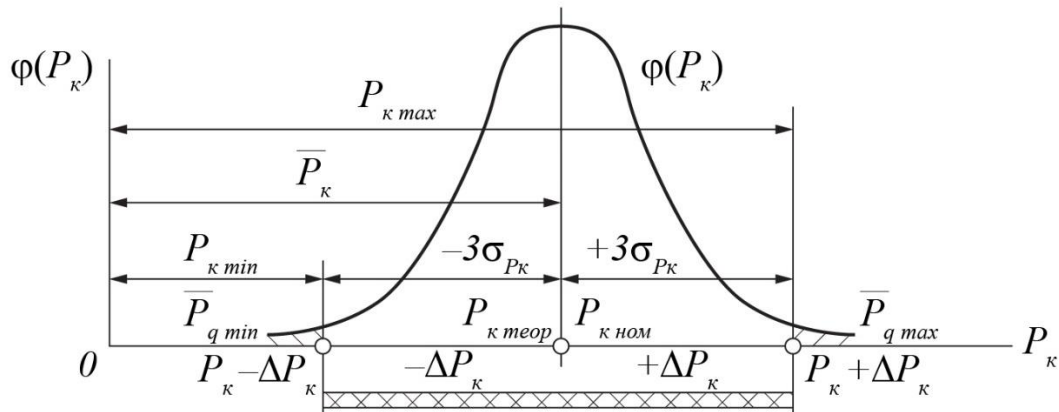
Розглянемо два допуски величин, на підставі яких формується простір енергетичних конфігурацій руху транспортно-технологічного агрегату, на прикладі допусків дотичної сили тяги трактора  $P_k$ . Аналогічні міркування можна провести і для допусків переміщення центру мас системи  $S_c$ .

Установчий допуск  $\Delta_{P_k}$ , заснований на порівнянні математичного очікування  $M(P_k)$  або середнього вибіркового значення  $\bar{P}_k$  з номінальним значенням  $P_{k \text{ ном}}$  параметра. Він визначає рівень настройки транспортно-технологічного агрегату за даним параметром (рис. 5.10).

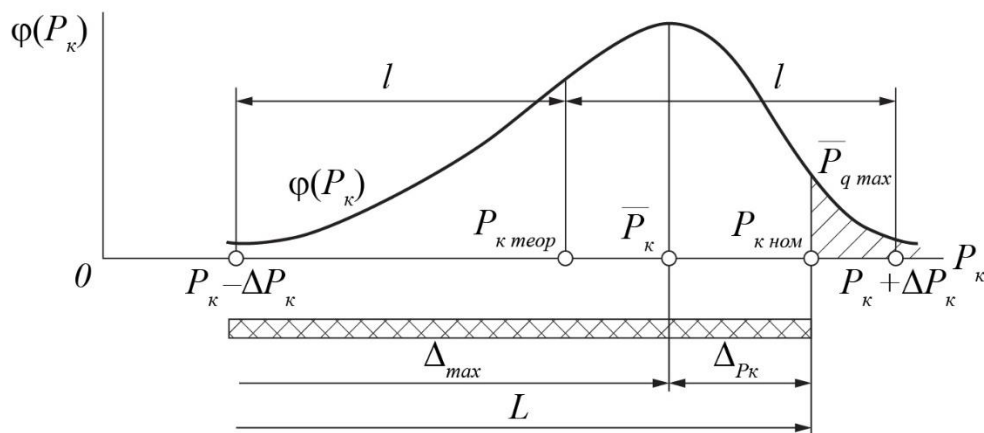
Для симетричних двосторонніх полів допусків (рис. 5.10, а)  $\Delta_{P_k} = 0$ , а поле допуску  $\Delta_{P_k}$  визначається інтервалом  $\pm 3\sigma_{P_k}$  (якщо  $P_{k \text{ теор}} + \Delta_{P_k} = P_{k \text{ max}} = \bar{P}_k + 3\sigma_{P_k}$  – верхня гранична межа і  $P_{k \text{ теор}} - \Delta_{P_k} = P_{k \text{ min}} = \bar{P}_k - 3\sigma_{P_k}$  – нижня межа поля допуску).

У загальному випадку допуск на рівень настройки машинно-тракторного агрегату за параметром визначається виразом [35]:

$$\Delta_{P_k} = \left| P_{k \text{ ном}} - M(P_k) \right|. \quad (5.78)$$



а



б

Рисунок 5.10 – Схема до визначення допустимих значень параметрів, що формують простір енергетичних конфігурацій руху при двосторонньому (а) і односторонньому (б) допусках

Допуск  $\Delta_{\sigma}$  на точність настройки агрегату за параметром являє собою різницю між фактичним  $\sigma_{P_k}$  і фіксованим (встановленим, заданим або генеральним)  $\sigma_{P_k \text{ теор}}$  значеннями середніх квадратичних відхилень. Цей допуск слід розглядати як доповнення до допуску на рівень настройки агрегату за параметром  $\Delta_{P_k}$ .

Допуски  $\Delta_{P_k}$  і  $\Delta_{\sigma}$  враховують тільки рівень і точність настройки агрегату за вихідними параметрами і не встановлюють обмежень на нерівномірність



зміни зосереджених випадкових величин і процесів. Ці обмеження визначаються допуском, який може бути як одностороннім, так і двостороннім (рис. 5.10).

Для параметрів, що формують простір енергетичних конфігурацій, типовим є одностороння зміна (збільшення або зменшення) середніх величин по відношенню до номінальних значень. В даному випадку (рис. 5.10) допуск  $\Delta P_k$  можна представити таким чином:  $\Delta P_k = \bar{P}_{ki} \pm \Delta_{P_k} = \bar{P}_{ki} \pm k\sigma_{P_{ki}}$ , де  $\bar{P}_{ki}$  – середнє значення дотичній сили тяги;  $\Delta_{P_k}$  – допуск на рівень настройки;  $k\sigma_{P_{ki}}$  – допуск  $\Delta_{P_k}$  в частках середнього квадратичного відхилення  $\sigma_i$  дотичній сили тяги, тут  $k$  – коефіцієнт пропорційності.

Для двосторонніх допусків в загальному випадку маємо:

$$\Delta_{P_k} = \left| P_{k \text{ ном}} - \bar{P}_k \right|; \quad (5.79)$$

$$\Delta_{\sigma} = \left| \sigma_{P_{k \text{ ном}}} - \sigma_{P_k} \right|; \quad (5.80)$$

$$\Delta_{v_{P_k}} = \left| v_{P_{k \text{ ном}}} - v_{P_k} \right|; \quad (5.81)$$

$$\Delta P_k = 0,5(P_{k \text{ max}} - P_{k \text{ min}}), \quad (5.82)$$

де  $\Delta_{P_k}$ ,  $\Delta_{\sigma}$ ,  $\Delta_{v_{P_k}}$ ,  $\Delta P_k$  – допуски, відповідно: на рівень настройки, точність настройки і на нерівномірність зміни дотичної сили тяги транспортно-технологічного агрегату змінної маси.

Ймовірності  $\bar{P}_{\Delta}$  знаходження параметра в зоні двостороннього допуску  $\Delta P_k$  і  $\bar{P}_q$  – перевищення граничних меж в даному випадку визначаються наступним чином [231, 232]:

$$\bar{P}_q = 1 - \int_{P_{k \text{ min}}}^{P_{k \text{ max}}} \varphi(P_k) dP_k = 1 - \Phi[(P_{k \text{ sc}} + \Delta P_k - \bar{P}_k) \sigma_{P_k}^{-1}] + \Phi[(P_{k \text{ sc}} - \Delta P_k - \bar{P}_k) \sigma_{P_k}^{-1}]; \quad (5.83)$$

$$\bar{P}_{\Delta} = 1 - \bar{P}_q = \Phi(t_1) - \Phi(t_2), \quad (5.84)$$

$$\text{При цьому } \Phi(t_1) = (2\pi)^{-0,5} \int_0^{t_1} e^{-0,5t^2} dt; \quad \Phi(t_2) = (2\pi)^{-0,5} \int_0^{t_2} e^{-0,5t^2} dt;$$

$$t_1 = (P_{\kappa \max} - \bar{P}_\kappa) \sigma_{P_\kappa}^{-1}; \quad t_2 = (P_{\kappa \min} - \bar{P}_\kappa) \sigma_{P_\kappa}^{-1}; \quad P_{\kappa \max} = P_{\kappa c} + \Delta P_\kappa; \quad P_{\kappa \min} = P_{\kappa c} - \Delta P_\kappa.$$

Величина  $\varphi(P_\kappa) = (\sigma_{P_\kappa} \sqrt{2\pi})^{-1} \exp \frac{-(P_\kappa - \bar{P}_\kappa)^2}{2\sigma_{P_\kappa}^2}$  – щільність ймовірності, а

$P_{\kappa c}$  – середина поля розсіювання і поля допуску дотичної сили тяги агрегату.

Якщо поле допуску  $\Delta P_\kappa = \pm 3\sigma_{P_\kappa}$ , то ймовірності знаходження параметра в зоні допуску і поза нею відповідають значення 0,9974 і 0,0026. Ймовірності  $\bar{P}_{q_{\min}}$  та  $\bar{P}_{q_{\max}}$  є рівними одна одній і визначаються величиною 0,0013.

Для односторонніх допусків (рис. 5.10, б), які можливі в перехідних режимах функціонування агрегату (наприклад, при перемиканні передач) отримуємо:

$$\begin{cases} \Delta_{P_\kappa} = |P_{\kappa \text{ ном}} - \bar{P}_\kappa|; & \Delta_{\sigma_{P_\kappa}} = |\sigma_{P_{\kappa \text{ ном}}} - \sigma_{P_\kappa}|; & \Delta_{v_{P_\kappa}} = |v_{P_{\kappa \text{ ном}}} - v_{P_\kappa}|; \\ P_{\kappa \max} = \bar{P}_\kappa + \Delta_{P_\kappa} = \Delta_{\max} + \Delta_{P_\kappa} = \Delta_{\max} + k\sigma_{P_\kappa}; \\ P_{\kappa \min} = \bar{P}_\kappa - \Delta_{P_\kappa} = \Delta_{\min} + \Delta_{P_\kappa} = \Delta_{\min} + k\sigma_{P_\kappa} \end{cases}, \quad (5.85)$$

де  $P_{\kappa \max}$ ,  $P_{\kappa \min}$  – верхня і нижня межі одностороннього допуску;

$\Delta_{\max}$ ,  $\Delta_{\min}$  – частина одностороннього допуску відповідно з верхньою і нижньою межами.

Ймовірності  $\bar{P}_\Delta$  знаходження величини дотичної сили тяги транспортно-технологічного агрегату в зоні одностороннього допуску і  $\bar{P}_q$  – за його межами при нормальному законі розподілу  $\varphi(P_\kappa)$  визначаються по-різному.

Для односторонніх допусків з верхньою межею маємо [233, 234]:

$$\begin{cases} \bar{P}_{q_{\max}} = \bar{P} \{P_\kappa \geq P_{\kappa \max}\} = 1 - \int_{-\infty}^{v_g} \varphi(P_\kappa) dP_\kappa = 0,5 - \Phi[(P_{\kappa \text{ ном}} - \bar{P}_\kappa) \sigma_{P_\kappa}^{-1}]; \\ \bar{P}_\Delta = 1 - \bar{P}_{q_{\max}} = 0,5 + \Phi \frac{\Delta_{P_\kappa}}{\sigma_{P_\kappa}} = 0,5 + \Phi(t) \end{cases}, \quad (5.86)$$

де  $t = \frac{\Delta_{P_{\kappa}}}{\sigma_{P_{\kappa}}}$  – нормована величина допуску  $\Delta_{P_{\kappa}}$ .

Стосовно до одностороннього допуску з нижньою межею отримуємо:

$$\begin{cases} \bar{P}_{q_{\min}} = P\{P_{\kappa} \leq P_{\kappa \min}\} = 1 - \int_{y_a}^{\infty} \varphi(P_{\kappa}) dP_{\kappa} = 0,5 + \Phi[(P_{\kappa \text{ ном}} - \bar{P}_{\kappa})\sigma_{P_{\kappa}}^{-1}]; \\ \bar{P}_{\Delta} = 1 - \bar{P}_{q_{\min}} = 0,5 - \Phi \frac{\Delta_{P_{\kappa}}}{\sigma_{P_{\kappa}}} = 0,5 - \Phi(t) \end{cases}, \quad (5.87)$$

де  $\bar{P}_{q_{\min}}$  – ймовірність знаходження величини дотичної сили тяги агрегату поза полем допуску;

$P_{\kappa \min} = P_{\kappa \text{ ном}}$  – нижня межа допуску.

З огляду на той факт, що, в найзагальнішому випадку, дотична сила тяги є випадковою функцією, допустимі значення  $\Delta_{P_{\kappa}}$ ,  $\Delta_{\sigma}$ ,  $\Delta_{v_{P_{\kappa}}}$  і  $\Delta P_{\kappa}$  можна представити у вигляді [235, 236]:

$$\begin{aligned} \Delta_{P_{\kappa}} &= |P_{\kappa \text{ ном}} - m_{P_{\kappa}}(t)|; \\ \Delta_{\sigma} &= |\sigma_{P_{\kappa \text{ ном}}} - \sigma_{P_{\kappa}}(t)|; \\ \Delta_{v_{P_{\kappa}}} &= |v_{P_{\kappa \text{ ном}}} - v_{P_{\kappa}}(t)|; \\ L &= m_{P_{\kappa}}(t) \pm z\sigma_{P_{\kappa}}(t), \end{aligned} \quad (5.88)$$

де  $m_{P_{\kappa}}(t) = P_{\kappa}(t) - \overset{\circ}{P}_{\kappa}(t)$  – математичне очікування, тут  $\overset{\circ}{P}_{\kappa}(t)$  – центрований процес (рис. 5.11);

$\sigma_{P_{\kappa}}(t)$  – середньоквадратичне відхилення випадкової функції;

$L$  – зона допуску.

Розглянемо взаємозв'язок допуску  $\Delta P_{\kappa}$  на нерівномірність зміни дотичної сили тяги агрегату з ймовірними характеристиками викидів, що визначають його статику і динаміку (внутрішню структуру) в експлуатаційних умовах.

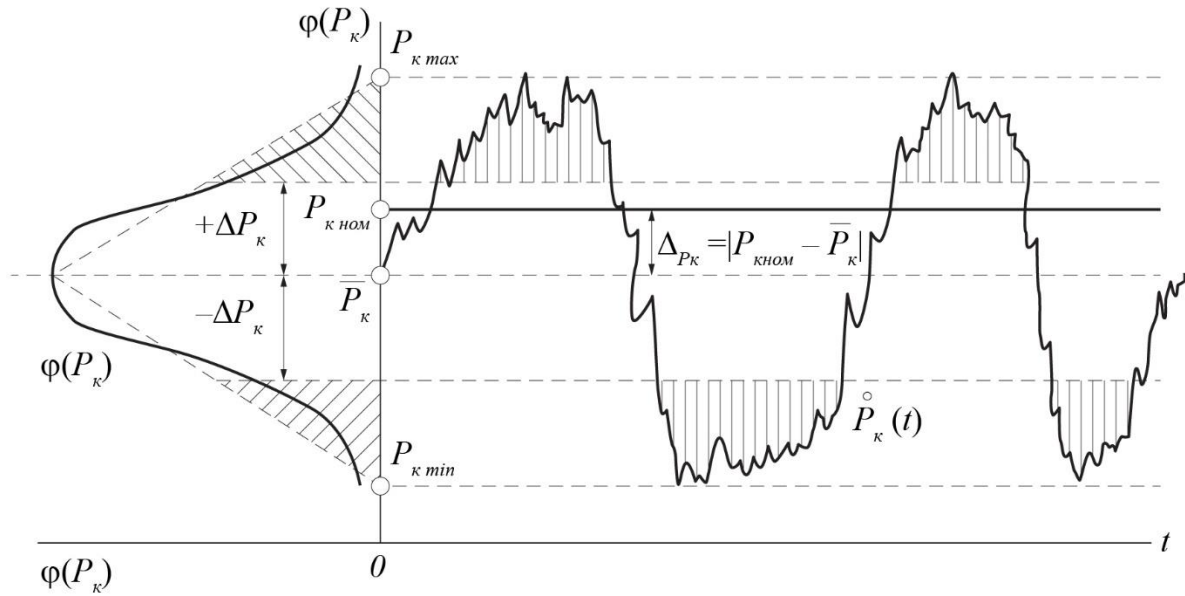


Рисунок 5.11 – Схема процесу  $P_{\kappa}(t)$  і його основні характеристики

Для дотичної сили тяги транспортно-технологічного агрегату змінної маси з нормальним розподілом ординат (рис. 5.11) основними характеристиками викидів є:

1) відносна тривалість  $\bar{\delta}$  перебування параметра  $P_{\kappa}(t)$  поза зоною  $\pm \Delta P_{\kappa}$  протягом часу  $T$ , тобто  $\bar{\delta} = \frac{\bar{t}_{\Delta}}{T}$ , де  $\bar{t}_{\Delta}$  – середній час перебування значення дотичної сили тяги агрегату поза смугою  $|2\Delta P_{\kappa}|$ ;

2) відносна тривалість  $\bar{P}$  перебування функції  $P_{\kappa}(t)$  в інтервалі  $|2\Delta P_{\kappa}|$ ;

3) середнє значення загального числа викидів  $\bar{v}_{\Delta} = \frac{\bar{n}_{\Delta}}{T}$  в одиницю часу; тут  $\bar{n}_{\Delta}$  – середнє число перевищень зони допуску  $\pm \Delta P_{\kappa}$  за період  $T$ ;

4) середня тривалість  $\bar{\tau}$  одного викиду, або середній час перебування випадкової функції поза інтервалу  $|2\Delta P_{\kappa}|$  за один викид;

5) середня площа  $\bar{S}$ , обмежена смугою  $|2\Delta P_{\kappa}|$  і реалізацією.

Ці характеристики дозволяють встановити взаємозв'язок з допуском  $\Delta P_{\kappa}$  як з урахуванням внутрішньої структури (динаміки вихідних параметрів) за оцінками  $\bar{v}_{\Delta}$ ,  $\bar{\tau}$ ,  $\bar{S}$ , так і без її врахування за показниками статистики  $\bar{\delta}$ ,  $\bar{P}$ .

Розрахункові формули, що застосовуються для визначення імовірнісних характеристик викидів, такі [237]:

$$\begin{aligned}\bar{\delta} &= \int_{\Delta}^{\infty} \varphi(P_{\kappa}) dP_{\kappa} + \int_{-\infty}^{-\Delta} \varphi(P_{\kappa}) dP_{\kappa} = 1 - 2\Phi\left[\frac{\Delta - \bar{P}_{\kappa}}{\sigma_{P_{\kappa}}}\right] = 1 - \bar{P}_{\kappa}; \\ \bar{\tau} &= \frac{\int_{-\infty}^{-\Delta} \varphi(P_{\kappa}) dP_{\kappa} + \int_{\Delta}^{\infty} \varphi(P_{\kappa}) dP_{\kappa}}{2 \int_0^{\infty} \nu \varphi(\Delta, \nu) d\nu} = \pi \sigma_y \sigma_v^{-1} \exp(0,5z^2) [1 - 2\Phi(z)]; \\ \bar{\nu}_{\Delta} &= \int_{-\infty}^0 \nu \varphi(\Delta, \nu) d\nu + \int_0^{\infty} \nu \varphi(\Delta, \nu) d\nu = \sigma_v (\pi \sigma_{P_{\kappa}}^{-1}) \exp\left[-\frac{(\Delta - P_{\kappa})^2}{2\sigma_{P_{\kappa}}^2}\right]; \\ \bar{S} &= 2\left\{\sigma_{P_{\kappa}}^2 (2\pi)^{\frac{1}{2}} \sigma_v^{-1} + \pi(\bar{P}_{\kappa} - \Delta) \sigma_v^{-1} [1 - 2\Phi(z)] \exp(0,5z^2)\right\}\end{aligned}\tag{5.89}$$

де  $\varphi(P_{\kappa})$ ,  $\varphi(\Delta, \nu)$  – щільність ймовірності, відповідно: одномірна і двомірна між корельованими випадковими величинами  $P_{\kappa}$ ,  $\nu$ ;

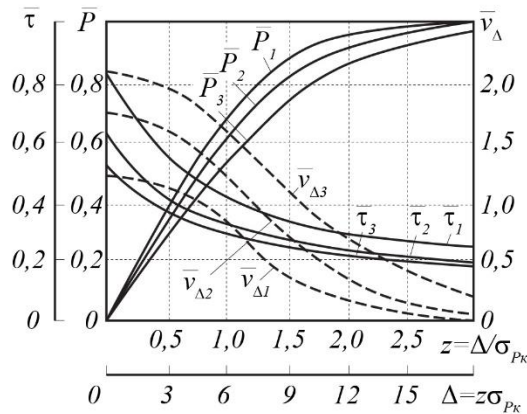
$\sigma_{P_{\kappa}} = \sqrt{R_{P_{\kappa}}(\tau)|_{\tau=0}}$  – середньоквадратичне відхилення параметра  $P_{\kappa}(t)$ ;

$\sigma_v = \sqrt{-\frac{d^2}{dt^2} R_y(\tau)|_{\tau=0}}$  – середньоквадратичне відхилення процесу  $P'_{\kappa}(t)$ ;

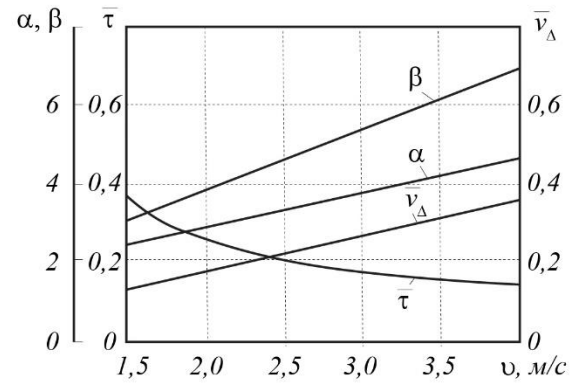
$z = \Delta / \sigma_{P_{\kappa}}$  – параметр функції  $\Phi(z)$ .

Оцінки  $\bar{\nu}_{\Delta}$ ,  $\bar{\tau}$  і  $\bar{S}$  враховують внутрішню структуру випадкового процесу (спектр дисперсії), оскільки при одному і тому ж значенні характеристик  $D(P_{\kappa})$  і  $\bar{\delta}$  загальна середня кількість викидів із зони допуску  $|2\Delta P_{\kappa}|$ , середня тривалість викиду і середня площа перевищення інтервалу  $\pm \Delta P_{\kappa}$  можуть бути різними в залежності від розглянутого стаціонарного процесу, що визначається кореляційною функцією і спектральною щільністю.

На рис. 5.12 представлені характеристики викидів одного з процесів роботи агрегату ХТЗ-17221+МЖТ-16 в залежності від допуску при різних швидкісних і навантажувальних режимах. Апроксимація кореляційних функцій процесу здійснювалася за відомою формулою [238].



а



б

1 – 1,52 м/с; 2 – 2,55 м/с; 3 – 3,10 м/с

Рисунок 5.12 – Залежності характеристик викидів процесу від допуску (а) і швидкості руху (б) агрегату ХТЗ-17221+МЖТ-10

З графіка видно, що імовірнісні характеристики викидів суттєво змінюються не тільки від допуску  $\Delta P_{\kappa}$ , але і від швидкісного і навантажувального режимів роботи транспортно-технологічного агрегату. Тому при заданому допуску  $\Delta P_{\kappa}$  необхідно мати диференційовані характеристики викидів вихідного параметра  $P_{\kappa}$ .

Диференціація характеристик викидів параметра  $P_{\kappa}$  може бути виконана, наприклад, по швидкісним режимам агрегату і за умовою існування перехідного процесу перемикання передачі.

Таким чином, загальний алгоритм управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси в раціональній області навантаженості елементів трансмісії може бути синтезований у вигляді алгоритму, представленого на рис. 5.13

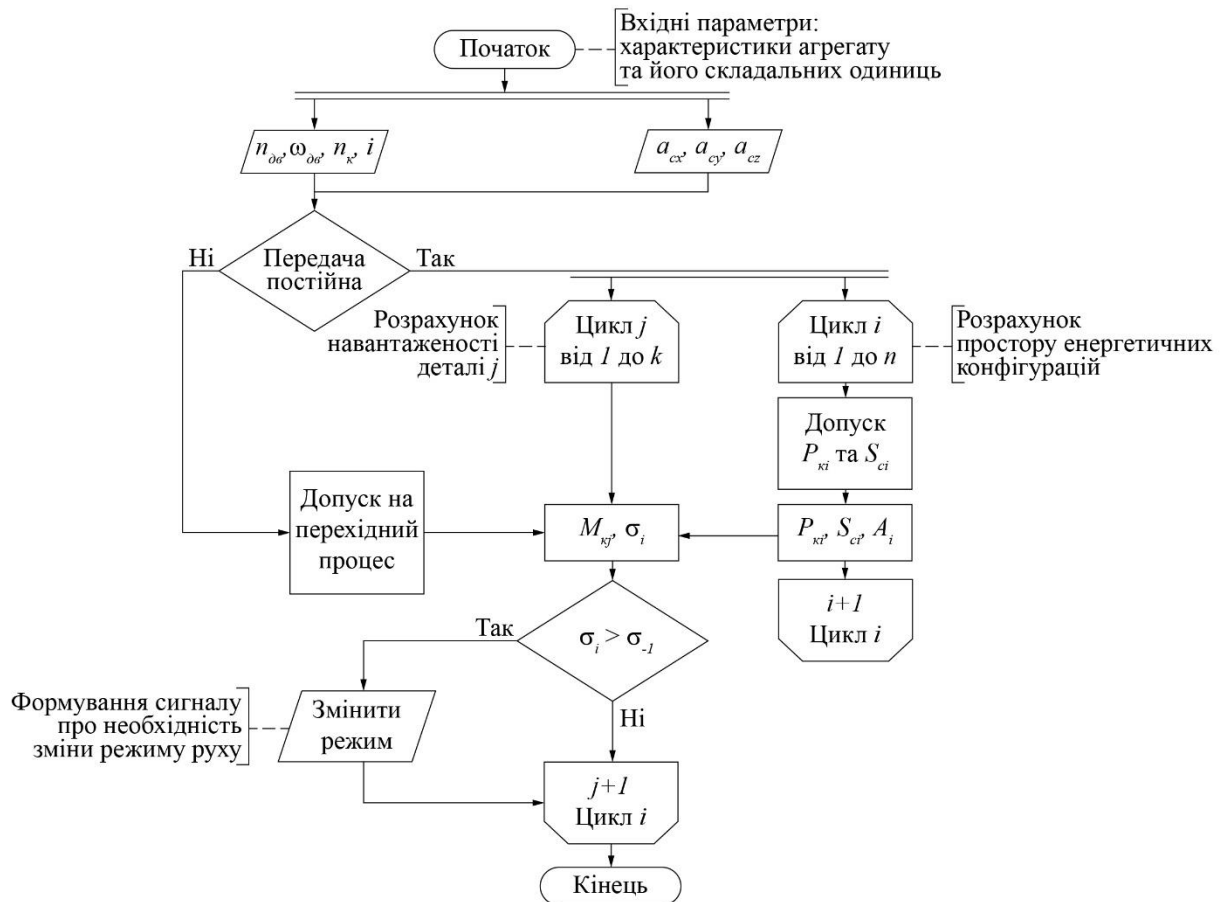


Рисунок 5.13 – Алгоритм управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси в раціональній області навантаженості елементів трансмісії

В процесі виконання транспортно-технологічної операції надходить інформація про обороти  $n_{дв}$  і кутову швидкість  $\omega_{дв}$  колінчастого валу двигуна, оберти ведучих коліс  $n_k$  і використовувану передачу  $i$ . Крім цього, за допомогою датчиків прискорень, надходить інформація про значення компонент вектору прискорення центру мас агрегату –  $a_{cx}$ ,  $a_{cy}$  і  $a_{cz}$ .

На підставі отриманих значень робиться висновок про стаціонарність технологічного процесу (про відсутність перехідного процесу як, наприклад, перемикавання передач). Якщо перемикавання передач відсутнє, то в циклі виконується розрахунок простору енергетичних конфігурацій руху агрегату (величини дотичної сили тяги  $P_k$ , переміщення центру мас агрегату  $S_c$  і роботи  $A$ , виконаної агрегатом за даний проміжок часу) з урахуванням допусків  $\Delta P_k$  і  $\Delta S_c$  на швидкість руху агрегату.

Паралельно, на підставі отриманих значень  $P_k$ ,  $S_c$  та  $A$ , в циклі проводиться аналіз навантаженості кожної деталі трансмісійної установки за умовою втомного руйнування  $\sigma \leq \sigma_{-1}$ . У разі наявності перемикання передач, здійснюється корегування результатів розрахунків на міцність від втоми деталі з урахуванням одностороннього допуску  $\Delta P_k$  та  $\Delta S_c$ .

При невиконанні умови міцності за втомним руйнуванням, оператору транспортно-технологічного агрегату пропонується змінити режим руху для зниження навантаженості елементів трансмісійної установки.



## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 5

1. Сформована концепція системного підходу підвищення безвідмовності основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси, що базується на зменшенні додаткових енергетичних витрат, яка, на відміну від відомих, дозволяє забезпечити працездатний стан транспортно-технологічного агрегату при змінній його масі. Доведено, що умова втомної міцності елемента трансмісійної установки трактора може бути сформована за рахунок значення прискорення центру мас агрегату, а, отже і його енергетичних показників.

2. Розрахунково-функціональним моделюванням за критерієм працездатності одержані аналітичні залежності з визначення навантаженості елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси, які, на відміну від відомих, дозволяють оцінити відхилення від базових значень навантаженості основних елементів транспортно-технологічного агрегату при виконанні транспортної операції.

3. Уточнена теорія формування навантаженості основних елементів трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка, на відміну від відомих, дозволяє оцінити його працездатність при нестабільності такого навантаження.

4. Для забезпечення працездатності трансмісійної установки доведено твердження про зниження додаткових витрат роботи агрегату на самопересування і, як наслідок, зниження прискорення центру мас агрегату в його просторовій динаміці.

5. Доведена інформативність прискорення центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси як показника енергетичної ефективності агрегату та працездатності його структурних елементів. На основі запропонованих концепцій та залежностей сформований алгоритм управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси в раціональній області навантаженості елементів трансмісії.

## РОЗДІЛ 6

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАКТОРІВ НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ

6.1 Польові дослідження транспортно-технологічного агрегату змінної маси

Побудова простору енергетичних конфігурацій руху – процес, побудований на обробці та аналізі експериментальних досліджень, який визначає величину витраченої роботи з можливістю її диференціації на корисну, пов'язану з самопересуванням агрегату, і шкідливу, величина якої визначається коливаннями центру мас агрегату і його переміщенням в просторі за рахунок зміни маси останнього.

З огляду на той факт, що простір енергетичних конфігурацій – простір реалізацій процесу, побудованого на відповідних значеннях певних параметрів в кожен момент часу, то можна говорити про те, що сам простір енергетичних конфігурацій емпіричний.

Формування ж такого простору конфігурацій дозволяє визначати раціональний режим функціонування агрегату в полі, без проведення додаткових польових і стендових досліджень, що значно збільшує продуктивність агрегату за рахунок того, що він не виводиться з технологічного процесу.

Раціоналізації режимів функціонування агрегатів присвячено досить багато робіт, проте велика їх частина спрямована на вирішення питання в площині залишкового парку тракторів і застарілих технологій виробництва продукції рослинництва.

Наявність же енергонасичених тракторів і формування нових транспортно-технологічних комплексів на їх базі висуває нові вимоги до методів оцінки і раціоналізації режимів руху транспортно-технологічних агрегатів.

Крім того, існуючі методи досліджень не враховують специфіку формування дотичної сили тяги рушіїв трактора з точки зору його тягового

балансу. Постійне збільшення маси транспортно-технологічної машини, викликане недовикористанням енергетичних можливостей трактора через обмеженість швидкісного режиму, сприяє формуванню додаткових навантажень на гаку, величина яких, при виконанні технологічної операції, змінюється в значному інтервалі значень.

Такі коливання гакового навантаження сприяють формуванню коливального процесу на колесі трактора, що, в свою чергу призводить до стохастичної динаміки обертання колеса. Значні зміни моментів на колесі сприяють змінам навантажень на вали трансмісії, що призводить до зменшення ресурсу останніх.

Можливим напрямом вирішення даного питання може бути вивчення динаміки центру мас транспортно-технологічного агрегату з метою визначення величини додаткової роботи, викликані коливальними процесами в агрегаті і адаптації самого агрегату до умов функціонування за рахунок раціоналізації режимів його роботи.

#### 6.1.1 Мета і завдання польових досліджень

Метою експериментальних досліджень є підтвердження аналітичних залежностей між динамікою транспортно-технологічного агрегату змінної маси і його центру мас в просторі і узагальненими критеріями, що визначають простір енергетичних конфігурацій руху агрегату з метою визначення раціонального режиму функціонування останнього.

При проведенні експериментальних досліджень необхідно вирішити такі завдання:

- експериментальне підтвердження можливості визначення положення центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси з використанням величини його прискорення;

- підтвердження експрес-методу визначення роботи, витраченої транспортно-технологічним агрегатом змінної маси на підставі аналізу динаміки його центру мас в просторі;
- дослідження формування простору енергетичних конфігурацій руху транспортно-технологічного агрегату в залежності від зміни маси останнього;
- експериментальне підтвердження методології вибору режиму роботи, яка базується на аналізі величини додаткової роботи, витраченої агрегатом змінної маси, при виконанні транспортно-технологічної операції.

6.1.2 Методика і експериментальні дослідження динаміки центру мас агрегату змінної маси з використанням величини його прискорення

Рухи як агрегату в цілому, так і трактора, як енергетичного засобу окремо, розглядаються в багатьох наукових роботах, присвячених теорії трактора і машиновикористання. На основі аналізу існуючих робіт можна зробити висновок, що практично всі вони присвячені питанням динаміки з точки зору нерухомості центру мас всього агрегату.

Такий підхід був виправданий тоді, коли вага транспортно-технологічної машини була менше, або порівнюваною з вагою самого трактора. Однак, наявність на сучасному ринку транспортно-технологічних машин, вага яких значно перевищує вагу трактора, диктує абсолютно нові вимоги до вивчення динаміки агрегату.

Відсутність врахування зміни положення центру мас трактора призводить до значних помилок як в динамічних розрахунках, пов'язаних з силовими показниками, так і в обґрунтуванні його тягових і експлуатаційних показників, що свідомо веде до неможливості теоретичного синтезу раціонального режиму руху транспортно-технологічного агрегату змінної маси.

Як було доведено в розділі 5, зміна положення центру мас дозволяє в повній мірі визначити роботу, витрачену не тільки на самопересування агрегату, але і на додаткові коливання, викликані нестатичністю маси. При цьому,

найбільш інформативною і простою величиною, що характеризує переміщення центру мас транспортно-технологічного агрегату в просторі, є прискорення руху останнього.

6.1.2.1 Реєстраційно-вимірювальне обладнання для визначення прискорення центра мас транспортно-технологічного агрегату

Для визначення значення повного прискорення центру мас транспортно-технологічного агрегату і величини вектору рівнодіючої системи сил, яка прикладається до останнього, використаний вимірювально-реєстраційний комплекс для випробування мобільних машин і їх елементів «ВДВММ 4-001» ПАСПОРТ 4-001.000.00 ПС [239], який складається з двох датчиків Freescale Semiconductor моделі ММА 7260 QТ, а також програмного забезпечення для аналітичної обробки і архівації результатів експериментальних досліджень [240] – рис. 6.1.

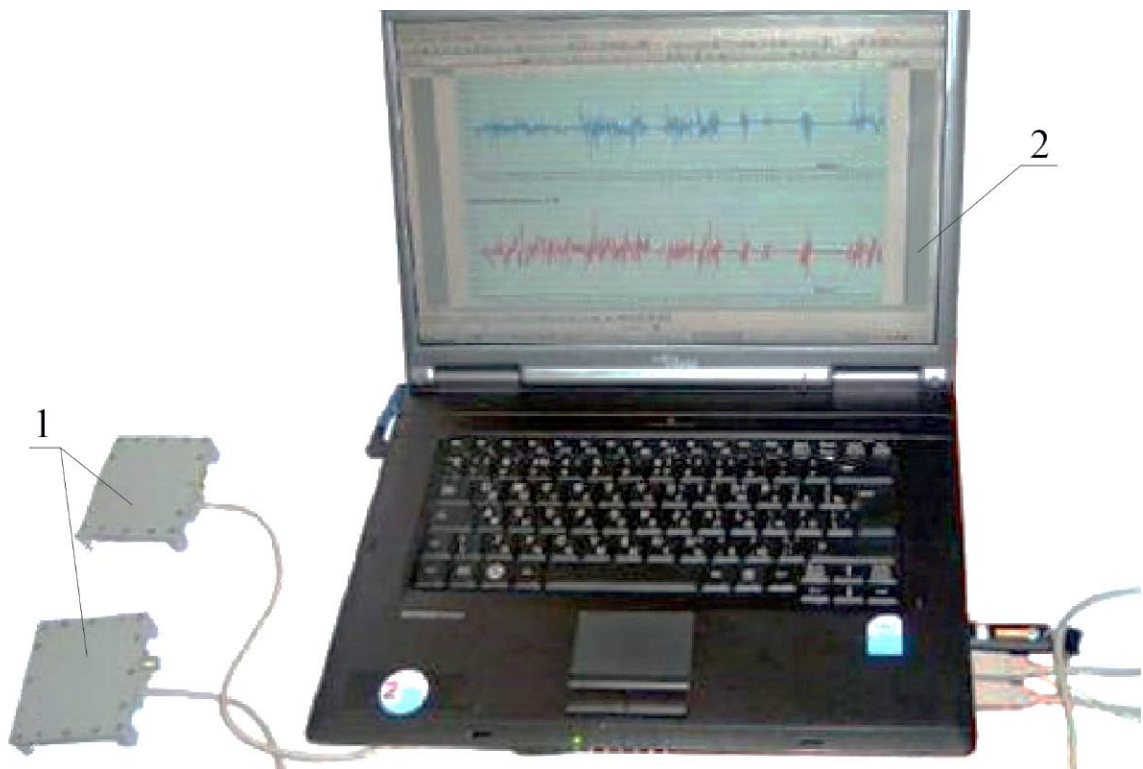


Рисунок 6.1 – Вимірювально-реєстраційний комплекс для випробування мобільних машин і їх елементів «ВДВММ 4-001»

Датчик MMA7260QT – ємнісний акселерометр, який визначає прискорення за трьома ортогональними вісями з межами вимірювання  $\pm 1,5g$  - рис. 6.2

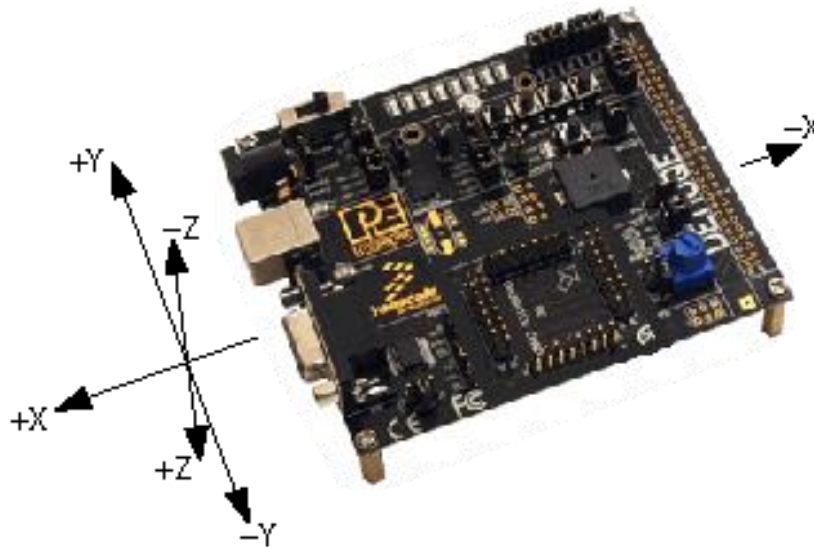


Рисунок 6.2 – Акселерометр MMA7260QT з трьома ортогональними робочими вісями координат

Датчик використовує напругу в діапазоні 2,2...3,6 В, тобто може вільно використовуватися з будь-якими низьковольтними джерелами струму. При цьому необхідно звернути увагу, що між помилкою вимірювання датчика і напругою його живлення існує обернено пропорційна залежність. Так, при мінімальній напрузі в 2,2 В помилка становить 3%.

За конструкцією акселерометр являє собою датчик механічного типу – рис. 6.3.

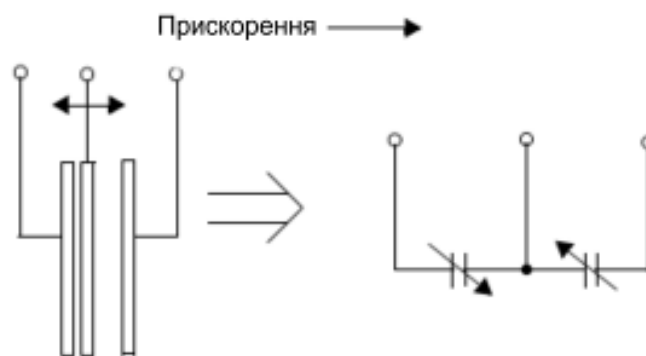


Рисунок 6.3 – Схема роботи акселерометра [240]

У герметично закритому контейнері розміщується система, що представляє собою сукупність двох послідовно з'єднаних ємностей (конденсаторів) з загальними електродами-обкладками. Дві крайні обкладки зафіксовані в корпусі датчика і є нерухомими, в той час як центральна обкладка розміщується на спеціальних рейках таким чином, щоб здійснювати поступальний рух в області, що обмежена двома зовнішніми обкладками, зберігаючи паралельність їм. В такому випадку вимірювальна система датчика є неінерціальною системою координат.

При впливі на акселерометр деякого прискорення в вимірювальній системі виникає сила інерції, лінія дії якої збігається з лінією дії вектору прискорення, а напрямок – протилежний напрямку вектору прискорення.

Під дією цієї сили інерції переміщується центральна обкладка вимірювальної системи датчика, в наслідок чого змінюється ємність обох конденсаторів. Наявність послідовного з'єднання конденсаторів сприяє перерозподілу напружень внаслідок сталості заряду на обкладках.

Перерозподіл напруг, як вихідний сигнал, подається на підсилювач, проходячи через фільтри низьких частот і каскади температурної компенсації, а потім на відповідні виходи значень прискорень за вісями ортогональної системи координат.

Передача даних здійснюється за допомогою аналогового сигналу. Для обробки сигналу з вимірювальної системи датчика необхідно мати інформацію про початкове значення напруги в умовах відсутності дії зовнішніх сил (крім сили тяжіння) і ступінь чутливості датчика.

У акселерометрі, який використовується, ступінь чутливості становить 800 мВ/г (параметр представлений для режиму 1,5г і змінюється в залежності від вибору режиму чутливості) [241] (Додаток Ж).

Існуючі методи градування акселерометрів можна розділити на три групи в залежності від типу прискорення, що вимірюється датчиком: для синусоїдального, постійного або перехідного прискорення. Винахідниками вимірювального комплексу запропонований метод градування шляхом

прикладання постійного значення прискорення – градування в полі сили тяжіння [242].

Метод полягає у вимірюванні сигналу, отриманого після того, як справжня вісь чутливості датчика орієнтується під деяким кутом відносно місцевої вертикалі. Оскільки на даний момент діють свідоцтва про державну метрологічну атестацію (Додаток Д) та повірку вимірювальної техніки (Додаток Е), то комплекс не потребує додаткового градування і повірки.

#### 6.1.2.2 Встановлення датчиків прискорення на транспортно-технологічний агрегат для визначення його центру мас

Розглянемо рух транспортно-технологічного агрегату змінної маси як рух системи двох абсолютно твердих тіл, з'єднаних між собою ідеальним зв'язком. Для динамічного аналізу даної системи приймемо такі припущення:

- остови елементів агрегату є абсолютно твердими тілами. Дане твердження не суперечить дійсності, оскільки несучі конструкції трактора і машини є жорсткими конструкціями, деформаціями яких можна знехтувати;
- агрегат рухається по абсолютно рівній поверхні без ухилу. Дане твердження дозволяє зменшити геометричні розрахунки без істотного зниження точності;
- дисипація енергії в системі відсутня. Дане твердження дозволяє застосовувати до системи загальні теореми динаміки, розглядаючи її як систему елементарних точок.

Нехай на агрегаті встановлено чотири датчика прискорень – рис. 6.4. Розглянемо динаміку руху даних точок в просторі з урахуванням переміщення центру мас агрегату в результаті виконання технологічної операції.

Приймемо, що кожен датчик необхідно встановлювати таким чином, щоб його локальна вісь  $X$  збігалася з поздовжньою віссю машини (трактора), вісь  $Y$  була спрямована в бік правого борта агрегату, а вісь  $Z$  – перпендикулярно площині  $XU$  вертикально вгору.



Розглянемо рух точок відносно деякого полюса обертання – точки  $O$  – центру повороту. При цьому (рис. 6.4) будемо вважати, що точки  $C_1$  і  $C_2$  – центри мас трактора і транспортно-технологічної машини відповідно, а точка  $C$  – центр тяжіння всього агрегату. У свою чергу, точки  $A$ ,  $B$ ,  $D$  та  $E$  – точки установки акселерометрів на агрегат при проведенні експериментальних досліджень.

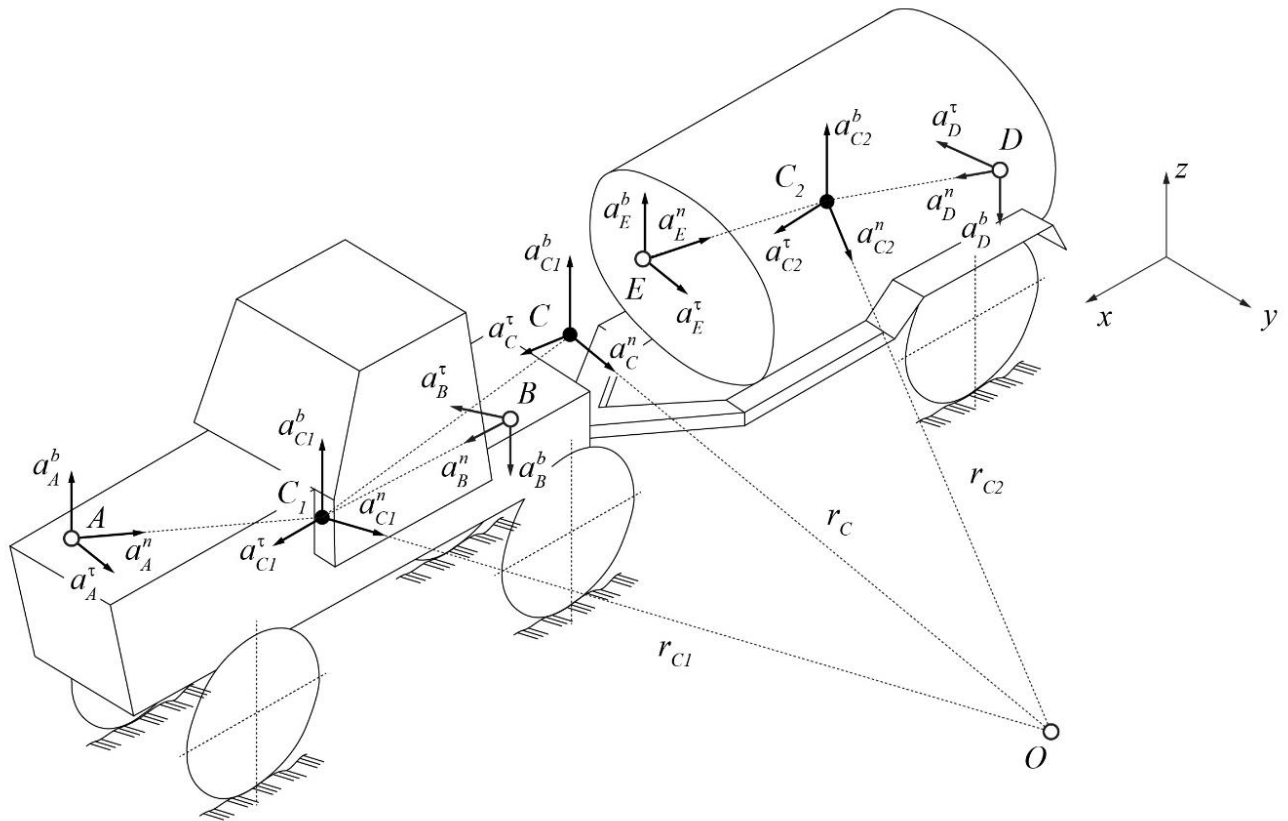


Рисунок 6.4 – Динаміка акселерометрів, встановлених на агрегат і центрів мас самого транспортно-технологічного агрегату

Розглянемо динаміку всього агрегату. За визначенням центру мас, можемо записати:

$$r_C = r_{C1} \frac{m_{mp}}{m_{agr}} + r_{C2} \frac{m_{маш}}{m_{agr}}, \quad (6.1)$$

де  $r_{C1}$  і  $r_{C2}$  – радіус-вектор від центру повороту агрегату до центру мас трактора і транспортно-технологічної машини відповідно;

$m_{mp}$  і  $m_{маш}$  – маса трактора і транспортно-технологічної машини відповідно;

$m_{агр} = m_{тр} + m_{маш}$  – маса транспортно-технологічного агрегату.

Складемо векторну суму виду:

$$\bar{r}_{C1} + \overline{C_1C} = \bar{r}_C, \quad (6.2)$$

де  $C_1C$  – відстань від центру мас трактора до центру мас агрегату, підставляючи яку в залежність (6.1), після перетворення, отримаємо:

$$C_1C = r_{C1} \left( \frac{m_{тр}}{m_{агр}} - 1 \right) + r_{C2} \frac{m_{маш}}{m_{агр}}. \quad (6.3)$$

Для визначення відповідних радіус-векторів  $r_{C1}$  і  $r_{C2}$  розглянемо обертання агрегату і його елементів навколо полюса  $O$  в двох ортогональних площинах – поздовжній і поперечній.

В поздовжній площині прискорення кожного центру мас визначається як векторна сума двох складових: тангенціальної  $a_{Ci}^{\tau}$ , спрямованої по дотичній до траєкторії і перпендикулярно радіусу повороту, і нормальної  $a_{Ci}^n$  складової, спрямованої уздовж даного радіуса. Тоді, для кожного центру мас агрегату можемо записати:

$$\begin{aligned} a_{C1} &= a_{C1}^n + a_{C1}^{\tau} \\ a_{C2} &= a_{C2}^n + a_{C2}^{\tau} \end{aligned} \quad (6.4)$$

З огляду на порядок установки акселерометрів, можна говорити про те, що  $a_{C1}^n = a_{C1}^y$ ,  $a_{C2}^n = a_{C2}^y$ , а  $a_{C1}^{\tau} = a_{C1}^x$ ,  $a_{C2}^{\tau} = a_{C2}^x$ . Тоді, за визначенням нормального прискорення, запишемо:

$$\begin{aligned} a_{C1}^y &= \omega_{C1}^2 r_{C1} \\ a_{C2}^y &= \omega_{C2}^2 r_{C2} \end{aligned}, \quad (6.5)$$

де  $\omega_{C1}$  і  $\omega_{C2}$  – кутові швидкості обертання трактора і транспортно-технологічної машини відносно центру повороту – точки  $O$ .

Тоді:

$$\begin{aligned} a_{C1} &= \omega_{C1}^2 r_{C1} + a_{C1}^x \\ a_{C2} &= \omega_{C2}^2 r_{C2} + a_{C2}^x \end{aligned} \quad (6.6)$$

Враховуючи той факт що:

$$\begin{aligned} a_{C1} &= \sqrt{(a_{C1}^x)^2 + (a_{C1}^y)^2} \\ a_{C2} &= \sqrt{(a_{C2}^x)^2 + (a_{C2}^y)^2}, \end{aligned} \quad (6.7)$$

використовуючи залежність (6.6), остаточно можемо записати:

$$\begin{aligned} r_{C1} &= \sqrt{\frac{(a_{C1}^y)^2}{\omega_{C1}^4}} \\ r_{C2} &= \sqrt{\frac{(a_{C2}^y)^2}{\omega_{C2}^4}}. \end{aligned} \quad (6.8)$$

Величину кутової швидкості повороту елементів агрегату можна визначити через зміну кута повороту за час опитування акселерометра. Так, нехай в певний момент часу  $t_0$  прискорення точки  $C_1$ , по вісях природного тригранника, дорівнює  $a_{C1}^r(t_0)$ ,  $a_{C1}^n(t_0)$  і  $a_{C1}^b(t_0)$ , а в певний момент часу  $t_1$  –  $a_{C1}^r(t_1)$ ,  $a_{C1}^n(t_1)$  і  $a_{C1}^b(t_1)$ . Тоді, кут повороту в просторі трактора за час може бути визначений із залежності виду:

$$\begin{aligned} \Delta\theta_{mp} &= \arccos \left( \frac{a_{C1}^r(t_0)a_{C1}^r(t_1) + a_{C1}^n(t_0)a_{C1}^n(t_1) + a_{C1}^b(t_0)a_{C1}^b(t_1)}{\sqrt{(a_{C1}^r(t_0))^2 + (a_{C1}^n(t_0))^2 + (a_{C1}^b(t_0))^2} \sqrt{(a_{C1}^r(t_1))^2 + (a_{C1}^n(t_1))^2 + (a_{C1}^b(t_1))^2}} \right) \\ \Delta\theta_{маи} &= \arccos \left( \frac{a_{C2}^r(t_0)a_{C2}^r(t_1) + a_{C2}^n(t_0)a_{C2}^n(t_1) + a_{C2}^b(t_0)a_{C2}^b(t_1)}{\sqrt{(a_{C2}^r(t_0))^2 + (a_{C2}^n(t_0))^2 + (a_{C2}^b(t_0))^2} \sqrt{(a_{C2}^r(t_1))^2 + (a_{C2}^n(t_1))^2 + (a_{C2}^b(t_1))^2}} \right) \end{aligned} \quad (6.9)$$

або, в показаннях акселерометрів:

$$\begin{aligned} \Delta\theta_{mp} &= \arccos \left( \frac{a_{C1}^x(t_0)a_{C1}^x(t_1) + a_{C1}^y(t_0)a_{C1}^y(t_1) + a_{C1}^z(t_0)a_{C1}^z(t_1)}{\sqrt{(a_{C1}^x(t_0))^2 + (a_{C1}^y(t_0))^2 + (a_{C1}^z(t_0))^2} \sqrt{(a_{C1}^x(t_1))^2 + (a_{C1}^y(t_1))^2 + (a_{C1}^z(t_1))^2}} \right) \\ \Delta\theta_{маи} &= \arccos \left( \frac{a_{C2}^x(t_0)a_{C2}^x(t_1) + a_{C2}^y(t_0)a_{C2}^y(t_1) + a_{C2}^z(t_0)a_{C2}^z(t_1)}{\sqrt{(a_{C2}^x(t_0))^2 + (a_{C2}^y(t_0))^2 + (a_{C2}^z(t_0))^2} \sqrt{(a_{C2}^x(t_1))^2 + (a_{C2}^y(t_1))^2 + (a_{C2}^z(t_1))^2}} \right) \end{aligned} \quad (6.10)$$

При цьому, кутова швидкість повороту кожного елемента може бути визначена як відношення зміни кута повороту на час виконання даного повороту:

$$\begin{aligned} \omega_{C1} &= \frac{\Delta\theta_{mp}}{\Delta t} \\ \omega_{C2} &= \frac{\Delta\theta_{ маш}}{\Delta t} \end{aligned} \quad (6.11)$$

Таким чином, використовуючи залежності (6.3), (6.8) і (6.10) – (6.11), знаючи прискорення центрів мас трактора і агрегату, можна визначити положення в поздовжній площині центру мас всього агрегату. Аналогічні висновки можна зробити і для вертикальної площини, розглядаючи в якості прискорень точок  $C_1$  і  $C_2$  прискорення їх обертання відносно того ж центра повороту  $O$  в вертикальній площині: вектор тангенціального прискорення  $a_{Ci}^\tau$  і вектор бінормального прискорення  $a_{Ci}^b$ . Для визначення прискорення центра мас окремих елементів агрегату розглянемо, як приклад, визначення прискорення точки  $C_1$  – центру мас трактора з використанням датчиків прискорень, встановлених в точках  $A$  і  $B$  – рис. 6.4 – в горизонтальній площині.

Прийmemo, що трактор в горизонтальній площині рухається плоскопаралельно. Тоді, прискорення точок  $A$  і  $B$  може бути визначено з залежностей виду:

$$\begin{aligned} a_A &= a_{C1} + a_{AC1} = a_{C1} + a_A^\tau \\ a_B &= a_{C1} + a_{BC1} = a_{C1} + a_B^\tau \end{aligned} \quad (6.12)$$

де  $a_{AC1}$  і  $a_{BC1}$  – прискорення обертального руху точок  $A$  і  $B$ , відповідно, відносно центра ваги трактора – дотичні прискорення обертального руху трактора  $a_A^\tau$  і  $a_B^\tau$ .

Використовуючи визначення дотичного прискорення, можемо записати:

$$\begin{aligned} a_A^\tau &= \varepsilon_{mp} \cdot AC_1 \\ a_B^\tau &= \varepsilon_{mp} \cdot BC_1 \end{aligned} \quad (6.13)$$

де  $\varepsilon_{mp}$  – кутове прискорення повороту трактора в горизонтальній площині;

$AC_1$  і  $AC_2$  – відстані від центра ваги трактора до місць установки акселерометрів.

З огляду на установку датчиків прискорень, можемо записати:

$$\begin{aligned} a_A^z &= a_A^y \\ a_B^z &= a_B^y \end{aligned} \quad (6.14)$$

і, з урахуванням залежності (6.13), отримаємо:

$$\frac{a_A^y}{AC_1} = \frac{a_B^y}{BC_1}. \quad (6.15)$$

Якщо прийняти, що акселерометр, встановлений в точці  $A$  – основний, а в точці  $B$  – допоміжний, то з (6.15) можна записати:

$$a_A^y = \frac{a_B^y AC_1}{BC_1}, \quad (6.16)$$

або, з урахуванням (6.12), після перетворення, отримаємо:

$$a_{C1} = \frac{a_B^y AC_1}{BC_1} - a_A. \quad (6.17)$$

Підставляючи показання датчика в точці  $A$  за відповідними вісями координат, матимемо:

$$a_{C1} = \frac{a_B^y AC_1}{BC_1} - \sqrt{(a_A^x)^2 + (a_A^y)^2}. \quad (6.18)$$

Із залежності (6.18) досить просто визначити поперечну компоненту вектору прискорення центру мас трактора в поздовжній площині, якщо врахувати, що трактор – абсолютно тверде тіло, і, відповідно,  $a_{C1}^x = a_A^x = a_B^x$ .

В такому випадку, поперечна компонента може бути визначена з суми поздовжньої і поперечної складових:

$$a_{C1} = \sqrt{(a_{C1}^x)^2 + (a_{C1}^y)^2}. \quad (6.19)$$

Аналогічним чином, на підставі таких саме міркувань, можна визначити прискорення центру мас трактора у вертикальній площині і прискорення транспортно-технологічної машини в двох розглянутих ортогональних площинах.

#### 6.1.2.3 Дослідження прискорення центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси

У розділі 5 пропонується алгоритм визначення положення центру мас транспортно-технологічного агрегату, який заснований на визначенні значення повного його прискорення. Для реалізації алгоритму використовуємо комплекс датчиків прискорення і вбудований алгоритм. Об'єкт експериментальних досліджень – трактор ХТЗ-17221 в агрегаті з транспортно-технологічною машиною змінної маси МЖТ-10 на ґрунтовій дорозі – рис. 6.5.



Рисунок 6.5 – Об'єкт експериментальних досліджень

Порядок проведення експерименту:

1. установка на об'єкт досліджень вимірювальних приладів;
2. транспортно-технологічний агрегат транспортується до місця проведення експерименту, а сам трактор виводиться на експлуатаційний режим роботи його елементів;
3. на транспортно-технологічний агрегат встановлюється чотири датчика прискорень (по два на трактор і транспортно-технологічну машину), вимірюється відстань від центру мас трактора і машини (на підставі їх технічних

даних) до кожного датчика. Проводиться калібрування і самодіагностика датчиків на основі вбудованих алгоритмів;

4. відбивається ділянка ґрунтової дороги довжиною 100 м з ухилом несучої поверхні не більше 2%;

5. проводиться тестовий заїзд, за результатами якого проводиться додаткове калібрування датчиків (за необхідності);

6. на трансмісії трактора встановлюється обрана передача;

7. включається насос, що подає рідину з транспортно-технологічної машини. Витрата рідини визначається об'ємним методом. На початку заїзду транспортно-технологічна машина наповнюється до верхнього рівня. Після проїзду тестової ділянки дороги вимірюється напір рідини і розраховується витрата останньої в одиницю часу з урахуванням змінного напору (за залежностями, що наведені в розділі 2);

8. після стабілізації режиму руху агрегату за допомогою реєстраційно-вимірювального комплексу фіксуються такі параметри:

а) компоненти векторів прискорень за кожним датчиком,  $\text{м/с}^2$ ;

б) дійсна швидкість руху агрегату,  $\text{м/с}$ ;

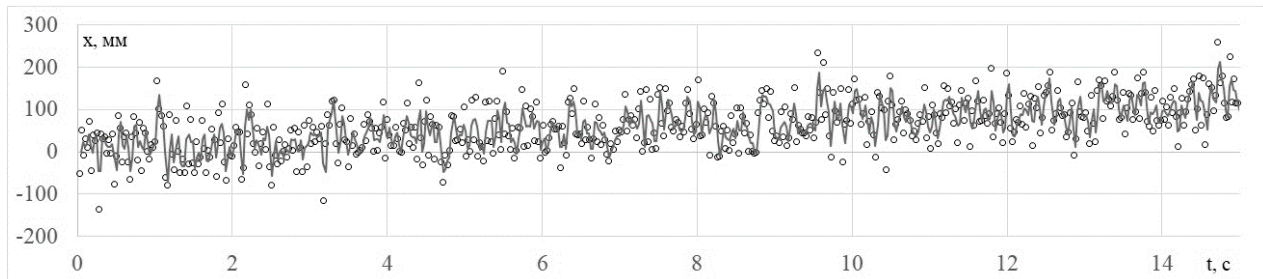
в) температура датчиків і навколишнього середовища (для визначення точності вимірювань),  $^{\circ}\text{C}$ .

9. операції пунктів 7 і 8 повторюються не менше п'яти разів з різним початковим напором рідини в транспортно-технологічній машині;

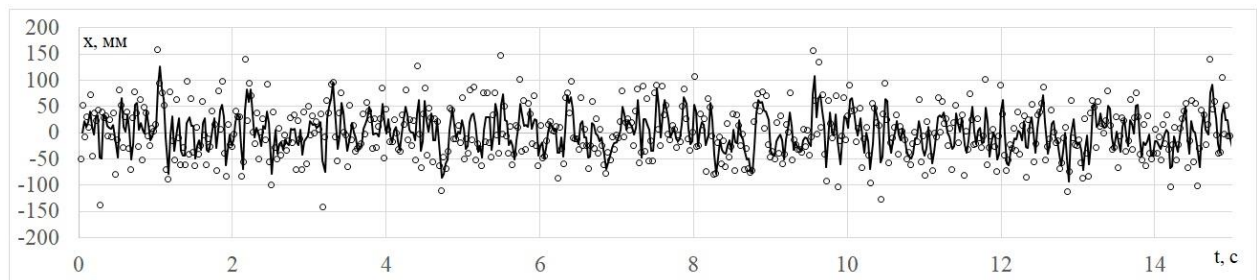
10. по закінченню основних досліджень проводиться аналіз отриманих експериментальних даних.

Проаналізуємо результати експериментальних досліджень динаміки транспортно-технологічного агрегату і його центра мас в процесі зміни маси. На рис. 6.6 представлено переміщення центру мас агрегату за віссю  $X$  (напрямок, що збігається з поздовжньою віссю агрегату) з урахуванням переміщення агрегату в просторі (рис. 6.6, а), і тільки за рахунок коливань гакового навантаження (рис. 6.6, б).

Як видно з рис. 6.6, максимальні відхилення центру мас від положення рівноваги не перевищують 200 мм, що відповідає значенням, визначеним теоретичним шляхом.



а



б

а – з урахуванням переміщення агрегату в просторі; б – з урахуванням тільки коливань гакового навантаження

Рисунок 6.6 – Переміщення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 уздовж поздовжньої вісі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

Аналогічні відхилення спостерігаються і для переміщення центру мас уздовж вісі, яка спрямована поперек руху агрегату – вздовж вісі  $Y$  (рис. 6.7), що так само відповідає результатам теоретичних досліджень. На рис. 6.8 наведені переміщення центру мас агрегату з урахуванням його динаміки внаслідок розвантаження транспортно-технологічної машини (рис. 6.8, а) і тільки внаслідок зміни значення гакового навантаження (рис. 6.8, б). Як видно з отриманих залежностей, переміщення центру мас по вертикалі становить (без урахування розвантаження машини) 300 мм, що так само відповідає значенням, отриманим в розділі 1.



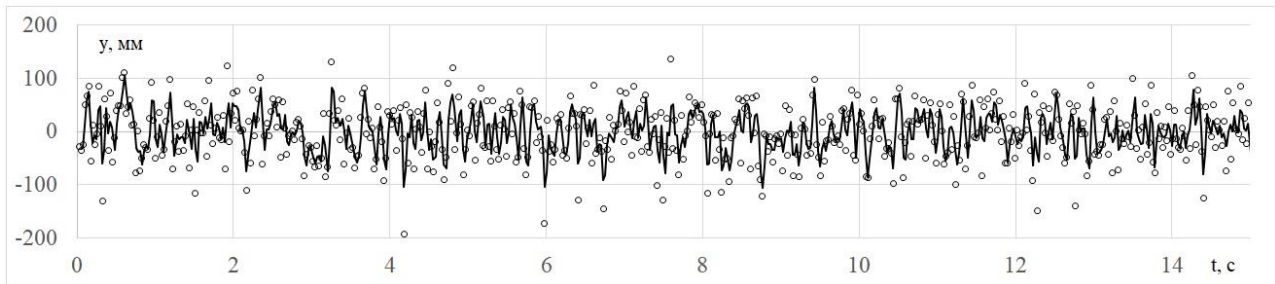
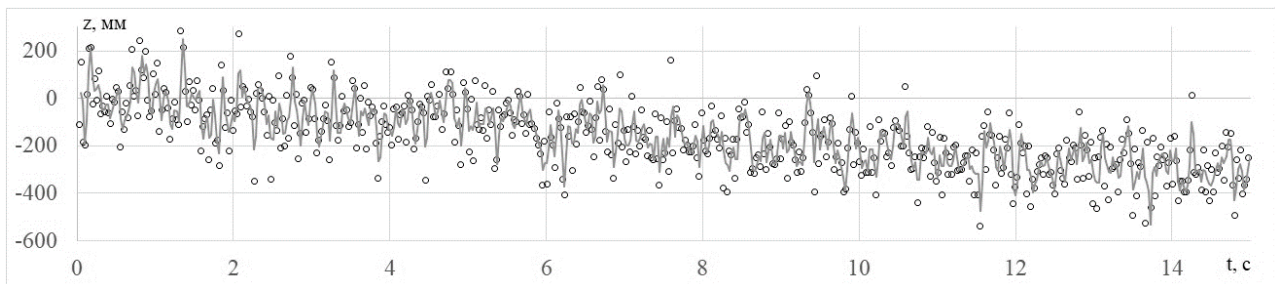
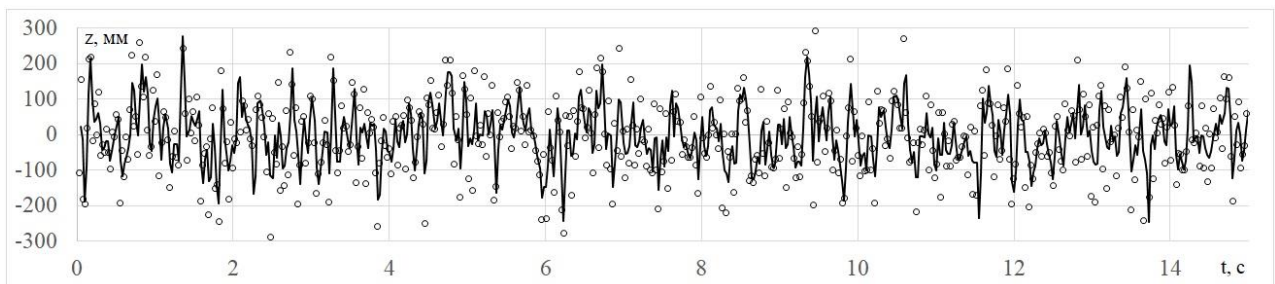


Рисунок 6.7 – Переміщення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 вздовж поперечної вісі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі



*a*



*б*

*a* – з урахуванням розвантаження транспортно-технологічної машини;

*б* – з урахуванням тільки коливань гакового навантаження

Рисунок 6.8 – Переміщення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 уздовж вертикальної вісі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

На підставі рис. 6.6 – 6.8 отримано сумарне переміщення центру мас агрегату в процесі виконання технологічної операції, величина якого може бути застосована для визначення значення дотичної сили тяги трактора – рис. 6.9.

З рис. 6.9 можна зробити висновок, що середнє значення переміщення центру мас агрегату, за час 15 с, становить 205 мм, тобто 13 мм кожену секунду.

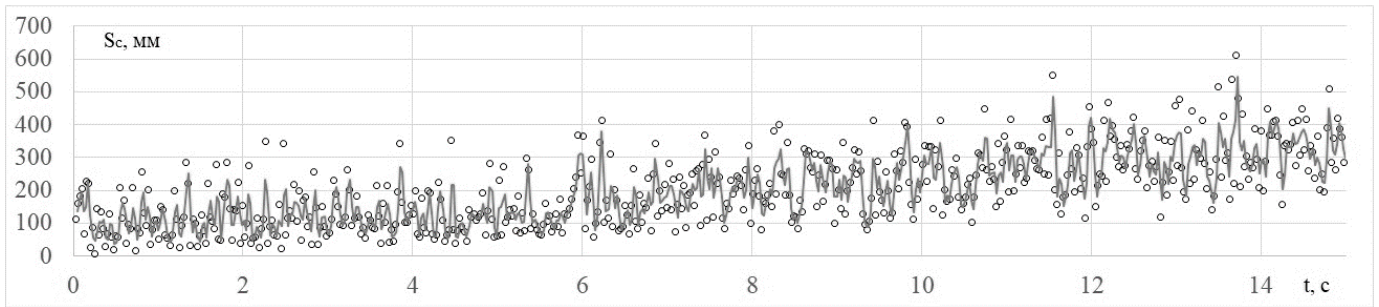
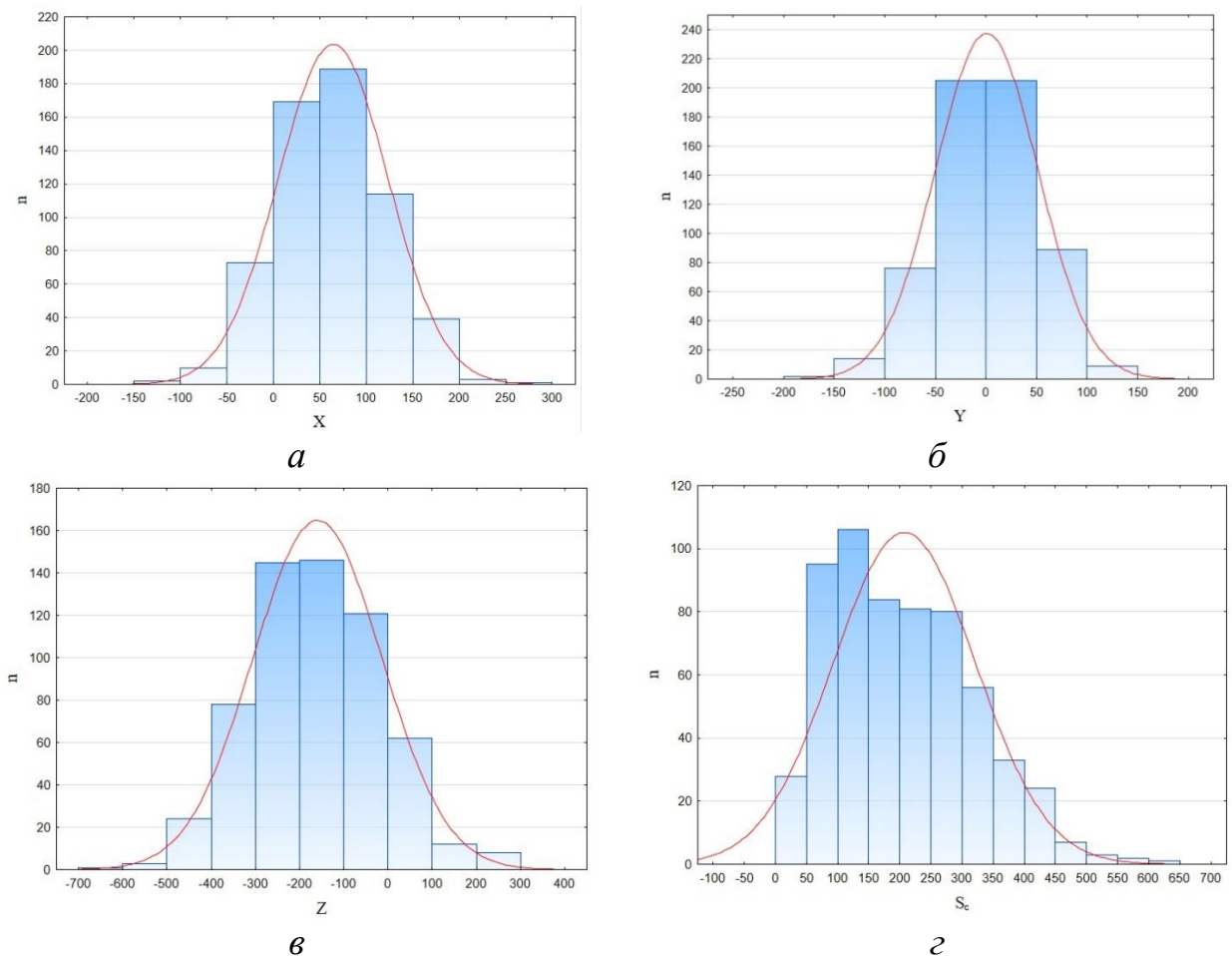


Рисунок 6.9 – Переміщення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 в просторі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

Таким чином можна говорити про те, що зміна маси транспортно-технологічного агрегату сприяє значному переміщенню його центру мас, що в корені міняє тягову динаміку трактора. На рис 6.10 наведені закони розподілу переміщення центру мас за кожною з вісей і його повного значення.



а – вздовж вісі  $X$  ; б – вздовж вісі  $Y$  ; в – уздовж вісі  $Z$  ; г – в просторі

Рисунок 6.10 – Закони розподілу величин переміщення центру мас транспортно-технологічного агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 за вісями і в просторі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

З рис. 6.10 можна зробити висновок, що всі величини, які є вхідними параметрами для побудови простору енергетичних конфігурацій, розподілені за нормальним законом. Тому можна говорити, що гіпотеза про нормальний розподіл вхідних величин, прийнята в розділі 3, виконується.

6.1.2.4 Визначення роботи, витраченої транспортно-технологічним агрегатом змінної маси на підставі аналізу динаміки його центру мас

На підставі датчиків прискорень, встановлених на агрегаті (рис. 6.11), отримані значення прискорень центру мас агрегату за трьома вісями ортогональної системи координат (рис. 6.12).



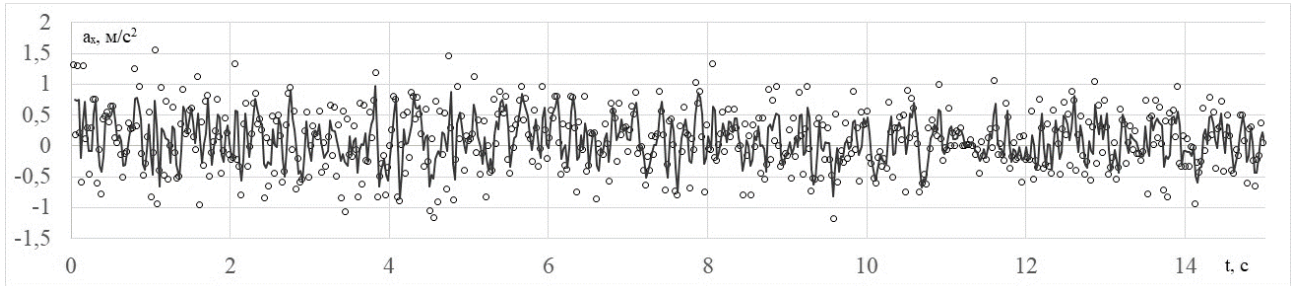
Рисунок 6.11 – Встановлення двох акселерометрів на транспортно-технологічній машині МЖТ-10

На рис. 6.12 також представлена зміна в часі значення повного прискорення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 при виконанні транспортно-технологічної операції зі зміною маси останнього.

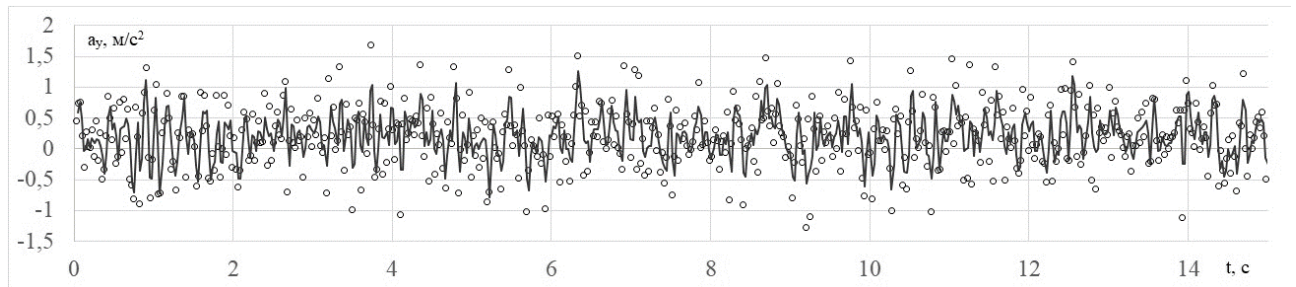
Як видно з рис. 6.12, найбільші прискорення для напівначіпного транспортно-технологічного агрегату змінної маси на четвертій передачі транспортного діапазону спостерігаються за вісями  $Y$  і  $X$ .

Перші прискорення викликаються коливаннями рідини всередині транспортно-технологічної машини, в той час як другі визначаються як

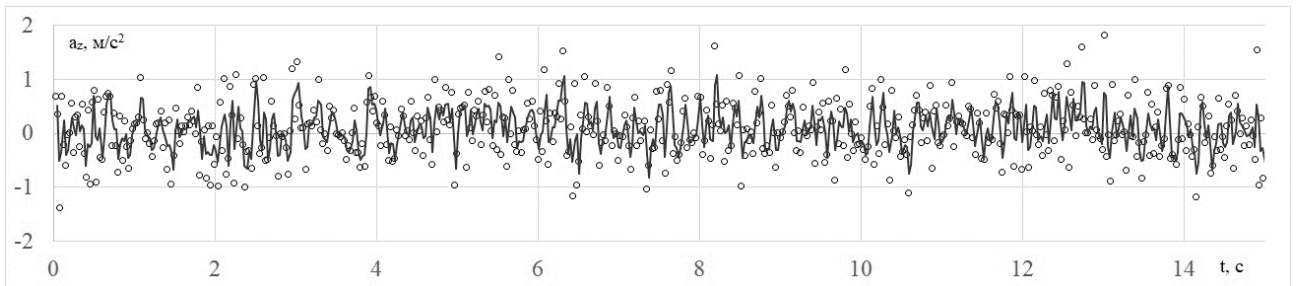
коливаннями рідини, так і коливаннями навантаження на гаку внаслідок зміни положення центру мас агрегату.



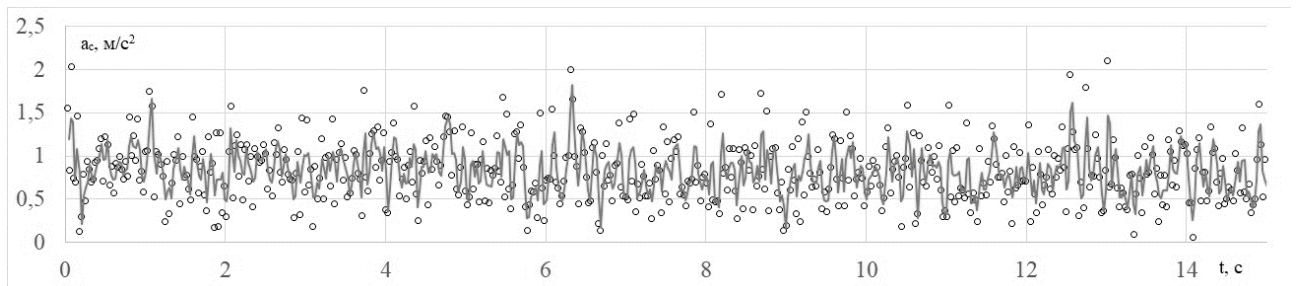
а



б



в



г

а – за віссю  $X$  ; б – за віссю  $Y$  ; в – за віссю  $Z$  ; г –повне прискорення

Рисунок 6.12 – Прискорення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 за ортогональними вісями координат і в просторі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

На підставі рис. 6.12 і вимірної, в ході експерименту, витрати рідини з транспортно-технологічної машини (зниження маси машини), з використанням залежностей, наведених в розділі 3, визначена дотична сила тяги трактора при виконанні даної операції при зміні маси агрегату – рис. 6.13.

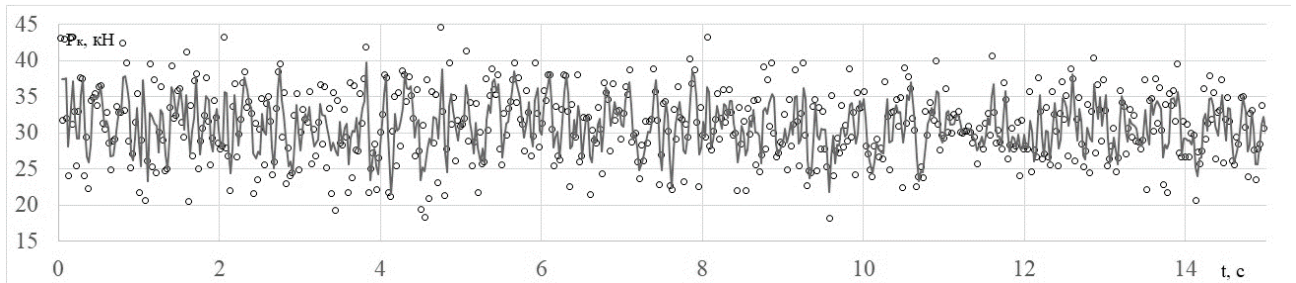


Рисунок 6.13 – Значення дотичній сили тяги трактора при виконанні транспортно-технологічної операції в складі агрегату змінної маси ХТЗ-17221 + МЖТ-10 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

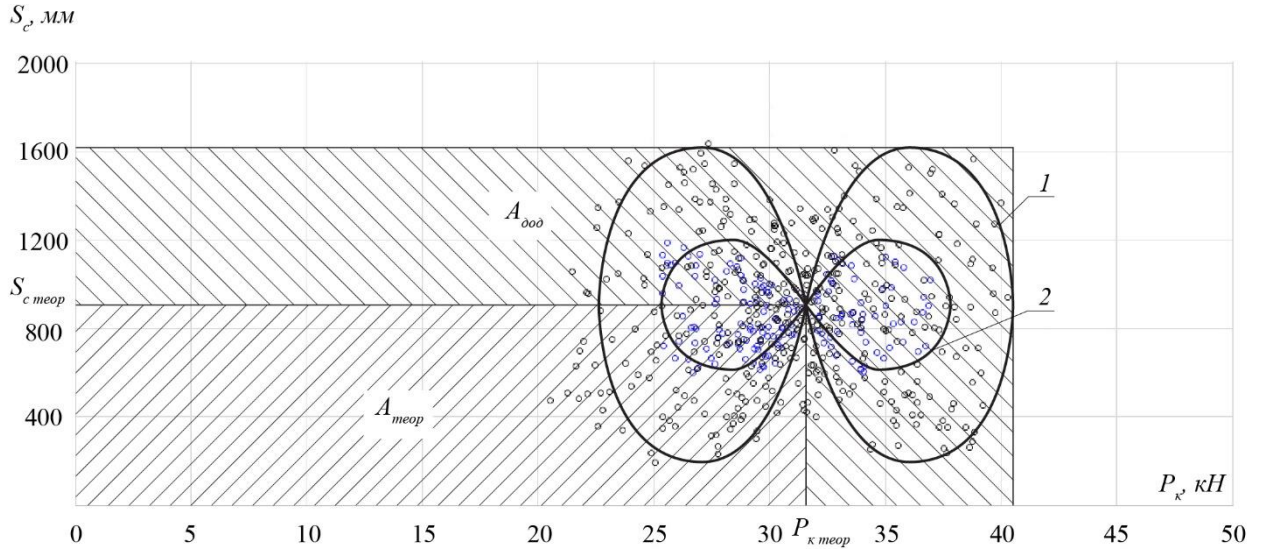
На підставі залежностей, які представлені на рис. 6.9 і 6.13, побудуємо простір енергетичних конфігурацій руху агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі при зміні положення його центру мас – рис. 6.14.

З рис. 6.14 можна зробити висновок, що при розвантаженні транспортно-технологічної машини спостерігається зниження коливань центру мас агрегату, що сприяє зниженню енерговитрат на його самопересування.

Крім того, як видно з рис. 6.14, теоретичне значення дотичної сили тяги, необхідної для самопересування агрегату, без урахування коливань, становить  $P_{к теор} \approx 31$ кН. В результаті застосування цієї сили агрегат переміститься на відстань  $S_{с теор} \approx 950$ мм (дана величина на 5% менше довжини експериментальної ділянки внаслідок наявності буксування), в результаті чого витратить теоретичну роботу  $A_{теор} = 29,4$ кДж.

Наявність же додаткових переміщень центру мас агрегату призводить до збільшення пройденого шляху до  $S_{с дійс} \approx 1600$ мм, що вимагає докладання

додаткової сили в  $P_{к дійс} \approx 40,5$  кН і збільшення витраченої роботи до  $A_{дійс} = 64,8$  кДж (в 2,2 рази). Додаткова робота  $A_{одд} = 35,4$  кДж додатково передається по валах трансмісійної установки, викликаючи їх додаткове навантаження.



1 – при повному завантаженні транспортно-технологічної машини; 2 – при порожній транспортно-технологічній машині

Рисунок 6.14 – Простір енергетичних конфігурацій руху агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

Аналогічні дослідження динаміки центру мас проведені для причіпного агрегату на базі трактора John Deere 8310R з причіпною транспортно-технологічною машиною МЖТ-16 (рис. 6.15).



Рисунок 6.15 – Причіпний транспортно-технологічний агрегат John Deere 8310R + МЖТ-16

Метою досліджень було виявлення формування простору енергетичних конфігурацій руху в залежності від схеми агрегування транспортно-технологічної машини.

На тракторі, як і на транспортно-технологічній машині, встановлювалося по два датчика прискорень (рис. 6.16)



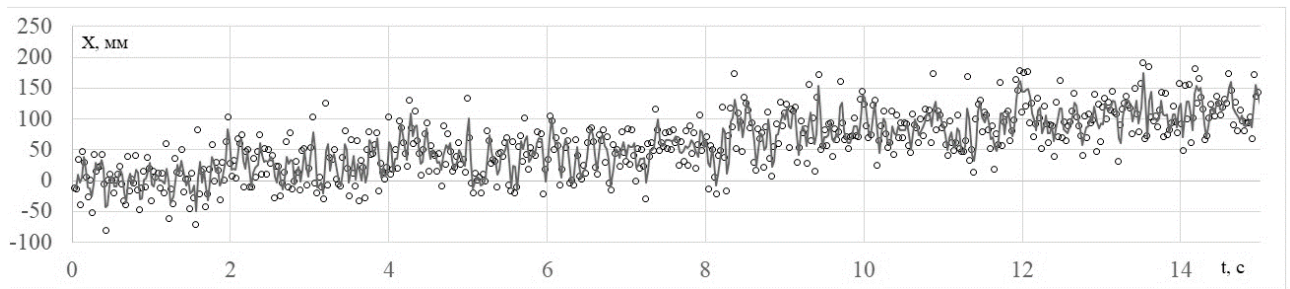
Рисунок 6.16 – Встановлення датчика прискорень на тракторі (а) і на транспортно-технологічній машині (б)

На підставі проведених експериментальних досліджень отримані значення переміщення центру мас агрегату при виконанні транспортно-технологічної операції за трьома ортогональними вісями координат (рис. 6.17).

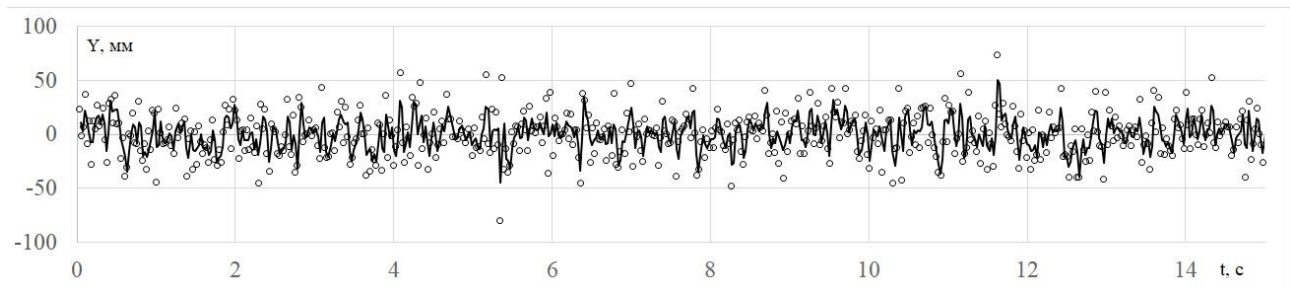
З рис. 6.17 можна зробити висновок, що результати експериментальних даних збігаються зі значеннями, визначеними теоретично. Розбіжність значень не перевищує 3%.

Крім того, можна зробити висновок, що причіпне агрегування транспортно-технологічної машини дозволяє знижувати коливальне переміщення центру мас агрегату внаслідок наявності нежорсткого зв'язку між трактором і машиною, що дозволяє демпфувати частину стохастичного гакового навантаження, переданого на трактор.

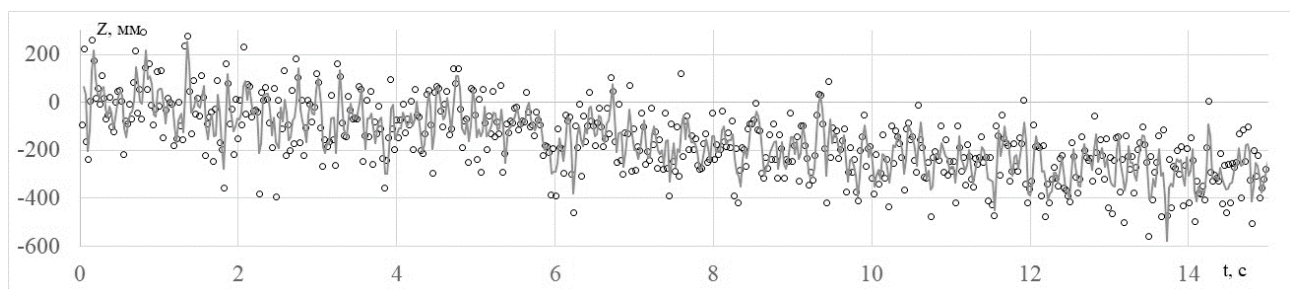
На рис. 6.18 представлені значення повного переміщення центру мас агрегату в просторі і відповідні йому значення дотичної сили тяги, що розвивається трактором на ведучих колесах.



а



б



в

а – за віссю  $X$ ; б – за віссю  $Y$ ; в – за віссю  $Z$

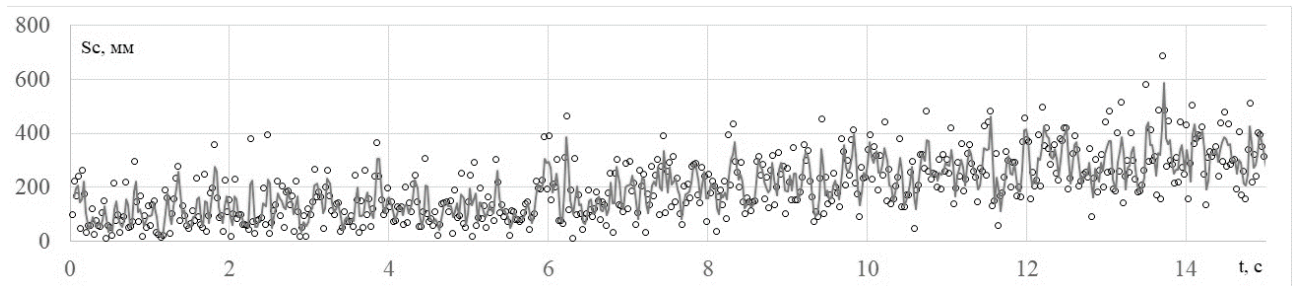
Рисунок 6.17 – Переміщення центру мас транспортно-технологічного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 при русі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

З рис. 6.18 можна зробити висновок, що переміщення центру мас причіпного транспортно-технологічного агрегату, які спостерігаються, значно нижче значень, якими характеризується, напівначіпний агрегат ХТЗ-17221 + МЖТ-10, розглянутий раніше.

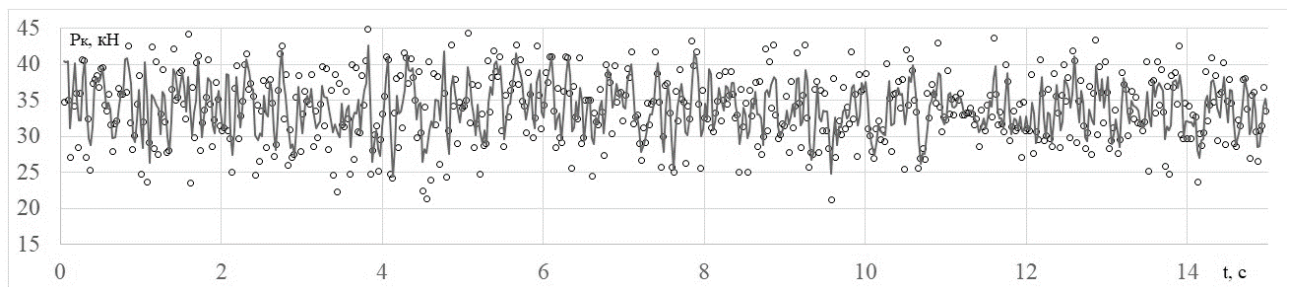
Крім того, значення дотичної сили тяги, виходячи з рис. 6.18, більше, ніж значення для напівначіпного агрегату. Однак, таке збільшення можна обґрунтувати зміною енергетичного засобу і, відповідно, використанням його



енергонасиченості на ряду з іншими передавальними числами трансмісії для 4 передачі транспортного діапазону.



а

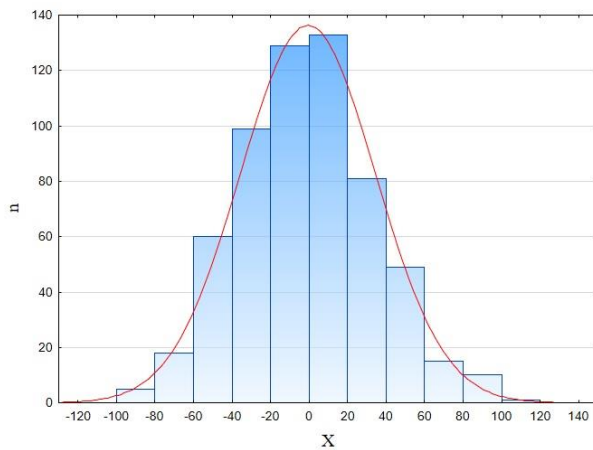


б

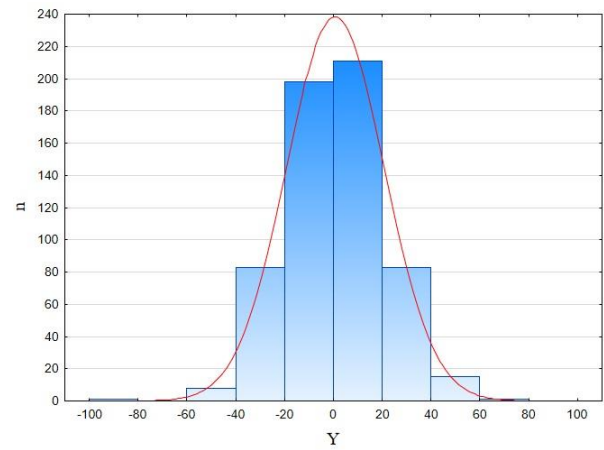
Рисунок 6.18 – Повне переміщення (а) і величина дотичної сили тяги (б) причіпного транспортно-технологічного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 при русі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

Аналіз статистичних законів розподілу величин переміщення центру мас причіпного транспортно-технологічного агрегату змінної маси і його дотичної сили тяги (рис. 6.19) дозволяє зробити висновок, що для таких агрегатів також виконується припущення про нормальний розподіл параметрів, які формують простір енергетичних конфігурацій.

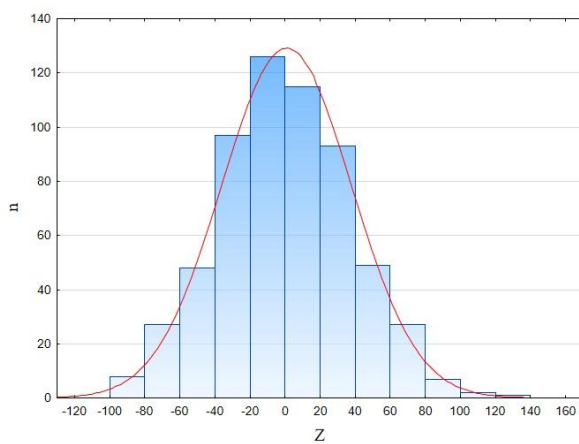
Відповідно, простір енергетичних конфігурацій причіпного транспортно-технологічного агрегату змінної маси буде також являти собою декартовий добуток множин значень дотичної сили тяги і переміщення центру мас трактора, величини яких розподілені по нормальному закону розподілу. Тоді, можна говорити про те, що такий простір конфігурацій також, згідно з розділом 3, буде мати точку мінімальної роботи, витраченої тільки на самопересування агрегату.



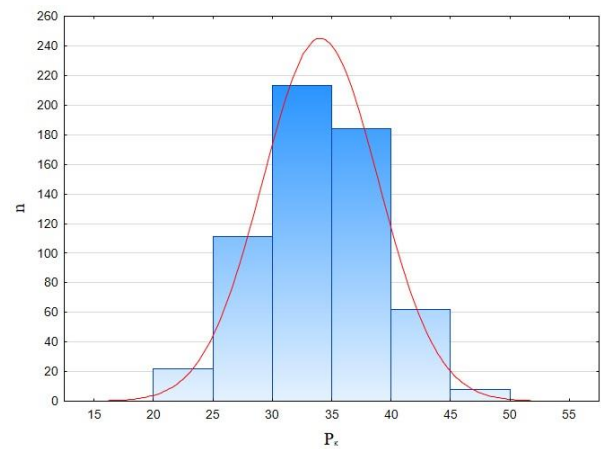
а



б



в



г

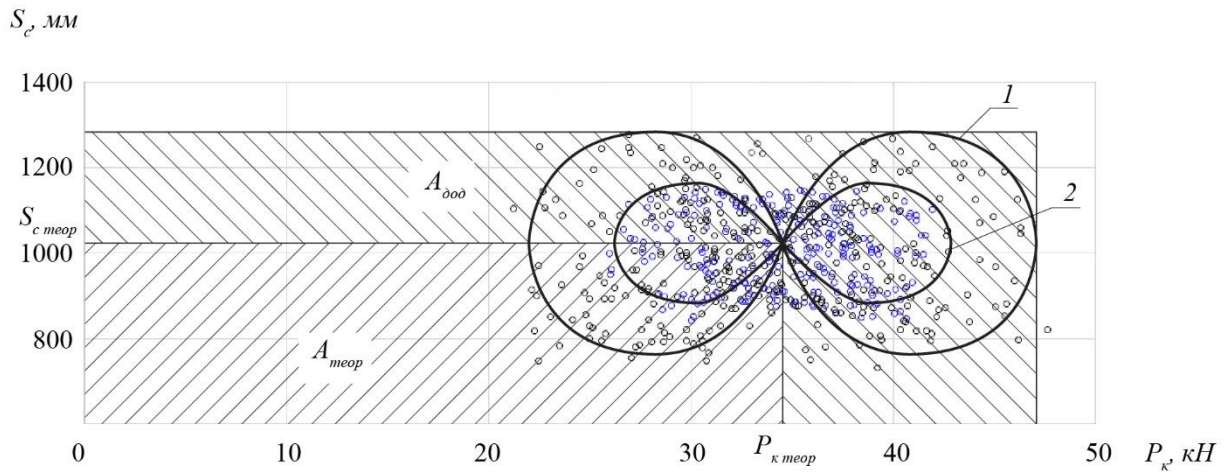
а – координати  $X$  ; б – координати  $Y$  ; в – координати  $Z$  ; г – дотичної сили тяги, що розвивається ведучими колесами трактора

Рисунок 6.19 – Закони розподілу переміщення центру мас і дотичної сили тяги причіпного транспортно-технологічного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 при русі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

На рис. 6.20 представлено простір енергетичних конфігурацій руху причіпного транспортно-технологічного агрегату змінної маси John Deere 8310R + МЖТ-16 з характерними точками і відповідними значеннями робіт, що витрачаються як на самопересування агрегату, так і на його пересування з урахуванням коливального руху його центру мас.

З рис. 6.20 можна зробити висновок, що для самопересування причіпного агрегату витрачається значно менше роботи, ніж на самопересування напівначіпного агрегату. Таке зменшення теоретично необхідної роботи можна

обґрунтувати значним зниженням величини коливання центру мас агрегату, а також практично повною його відсутністю за однією з ортогональних вісей.



1 – при повному завантаженні транспортно-технологічної машини; 2 – при порожній транспортно-технологічної машині

Рисунок 6.20 – Простір енергетичних конфігурацій руху агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

6.1.2.5 Експериментальне підтвердження методології вибору режиму функціонування за величиною додаткової роботи, витраченої агрегатом

Для перевірки гіпотези можливості аналізу величини дотичної сили тяги за значенням додаткової роботи, витраченої агрегатом на виконання транспортно-технологічної операції і можливості вибору режиму функціонування агрегату по даному параметру, проведені експериментальні дослідження для зазначеного напівначіпного (ХТЗ-17221 + МЖТ-10) агрегату на чотирьох передачах транспортного діапазону при зміні маси агрегату в заданих межах (витрата рідини з транспортно-технологічної машини і шлях, пройдений агрегатом обиралися таким чином, щоб забезпечити рівність зміни маси за різні відстані) – рис. 6.21.

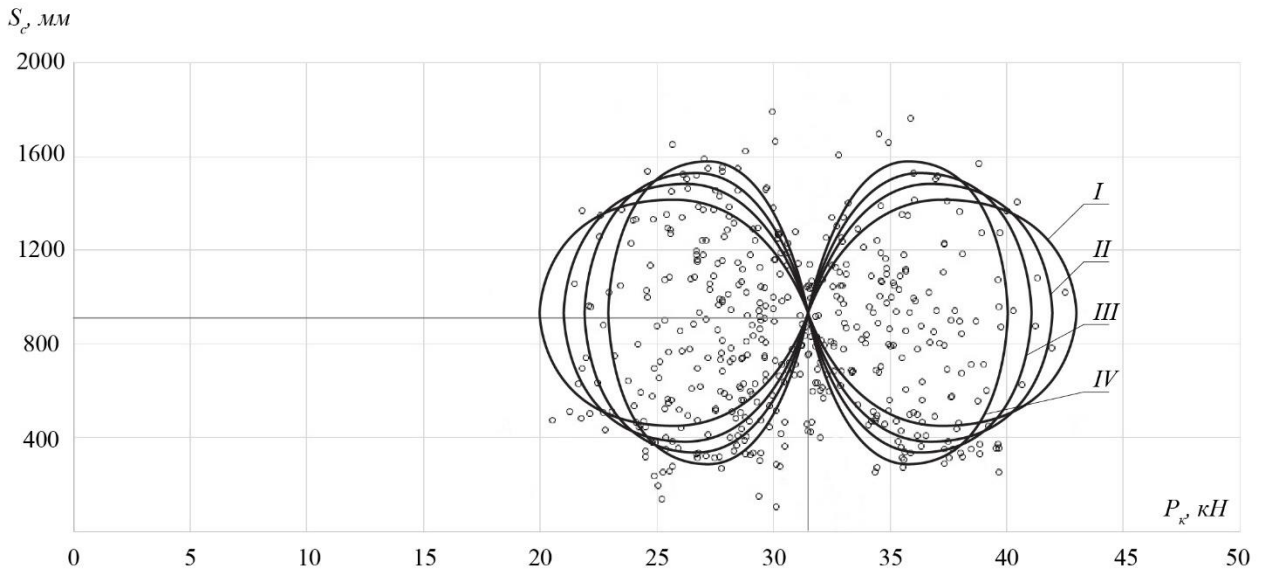


Рисунок 6.21 – Простір енергетичних конфігурацій руху агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 на чотирьох передачах транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі при однаковій зміні маси агрегату

З рис. 6.21 можна зробити висновок, що перехід на знижену передачу дозволяє знизити амплітуду коливальних рухів центру мас транспортно-технологічного агрегату, на фоні підвищення величини дотичної сили тяги на ведучих колесах трактора, в результаті чого площа, яка визначається відповідною реалізацією (підпростором) стає менше, в наслідок чого зменшується і додаткова робота, витрачена на самопересування агрегату.

Тобто можна говорити про те, що, використовуючи простір енергетичних конфігурацій руху транспортно-технологічного агрегату, можна вибрати найбільш раціональний режим функціонування з мінімальними витратами додаткової роботи, величина якої визначається динамікою центру мас.

Однак, слід звернути увагу, що даний вибір раціонального режиму повинен також регламентуватися навантаженістю і, відповідно, працездатністю елементів трансмісійної установки трактора.

Можна припустити, що (як доведено в розділі 3) мінімальна площа додаткової роботи, витраченої агрегатом, буде відповідати мінімальній навантаженості елементів трансмісійної установки трактора.

## 6.2 Імітаційне моделювання навантаженості елементів трансмісійної установки трактора

Для проведення розрахунку деталей трансмісії на міцність необхідно визначити причини, що викликають вихід деталей з ладу (поломка, надмірний знос, підвищення температури і т.п.), і навантажувальний режим, що включає величину крутного моменту, кутову швидкість деталі і час роботи.

При русі колісної машини відбувається безперервна зміна крутного моменту, що передається від двигуна механізмам трансмісії. Навантаження на деталі трансмісії – змінні, що змінюються за деякими імовірнісними законами. Крива розподілу навантаження в області великих навантажень обмежується величиною максимальних експлуатаційних пікових навантажень.

Динамічне навантаження трансмісії відбувається при швидкому початку руху колісної машини з місця, при наїзді ведучих коліс на перешкоду, різкому гальмуванні і т.п.

Особливо великий крутний момент діє на трансмісію, коли водій, бажаючи використати кінетичну енергію маховика для рушання трактора з місця, розганяє двигун на холостому ході і різко відпускає педаль зчеплення.

Ці навантаження є наслідком коливальних процесів, що відбуваються в трансмісії в перехідному процесі. Їх величина залежить від запасу кінетичної енергії двигуна, моментів тертя між дисками зчеплення і в контакті ведучих коліс з дорогою, від моментів інерції і піддатливості деталей трансмісії і двигуна, передавальних чисел трансмісії і т.п.

Крім того, на їх величину впливає ряд інших чинників, які важко піддаються обліку, таких, як суб'єктивні якості водія, регулювання механізмів муфти зчеплення, ручного гальма, температура і в'язкість масла в картерах агрегатів, час попереднього буксування зчеплення і т. д.

Необхідно відзначити, що в ряді випадків можливі ще більш високі навантаження в трансмісії, наприклад, різке включення зчеплення на нижчій передачі в коробці передач при вмерзанні в землю ведучих колесах. Але

розраховувати деталі трансмісії на міцність за цими аварійним навантаженнями не має сенсу [36, 48].

З огляду на те, що випробування на міцність і довговічність передбачають проведення серії ресурсних випробувань, кількість циклів навантаження яких обчислюється істотними значеннями, в даний час великого поширення набуває вивчення навантаженості машинобудівних конструкцій за допомогою проведення комп'ютерного експерименту з використанням методу скінченних елементів.

### 6.2.1 Мета і завдання комп'ютерного експерименту

Метою комп'ютерних досліджень є підтвердження аналітичних залежностей між динамікою центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси і навантаженістю його елементів з метою визначення раціонального режиму функціонування останнього.

При проведенні експериментальних досліджень необхідно вирішити такі завдання:

- імітаційне підтвердження можливості визначення найбільш навантажених елементів трансмісійної установки трактора на підставі значень вхідного параметра – стохастичної величини крутного моменту – моменту опору перекочування на ведучих колесах трактора;
- підтвердження методики визначення навантаженості елементів трансмісійної установки на підставі аналізу динаміки центру мас агрегату в просторі і простору енергетичних конфігурацій руху останнього.

### 6.2.2 Методика і імітаційні дослідження навантаженості елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси

Основна ідея методу скінченних елементів полягає в тому, що будь-яку безперервну величину можна апроксимувати дискретною моделлю, яка будується на безлічі кусково-безперервних функцій, визначених на кінцевому

числі ділянок. Кусково-безперервні функції визначаються за допомогою значень неперервної величини в кінцевому числі точок даної області.

У загальному випадку безперервна величина заздалегідь невідома і потрібно визначити значення цієї величини в деяких внутрішніх точках області. Дискретну модель, проте, дуже легко побудувати, якщо спочатку припустити, що числові значення цієї величини в кожній внутрішній точці області відомі.

Після цього можна перейти до загального випадку. Отже, при побудові дискретної моделі безперервної величини використовують такий спосіб:

1. В області фіксується кінцеве число точок. Ці точки називаються вузловими точками або просто вузлами.

2. Значення безперервної величини в кожній вузловій точці вважається змінною, яка повинна бути визначена.

3. Область визначення безперервної величини розбивається на кінцеве число ділянок, які називаються елементами. Ці елементи мають загальні вузлові точки і в сукупності апроксимують форму області.

4. Безперервна величина апроксимується на кожному елементі поліномом, який визначається за допомогою вузлових значень цієї величини. Для кожного елемента визначається свій поліном, але поліноми підбираються таким чином, щоб зберігалася безперервність величини уздовж кордонів елемента.

Важливим аспектом методу скінченних елементів є можливість виділити з набору елементів типовий елемент при визначенні функції елемента. Це дозволяє визначати функцію елемента незалежно від відносного положення елемента в загальній зв'язковій моделі і від інших функцій елементів.

Завдання функції елемента через довільну множину вузлових значень і координат дозволяє використовувати функції елемента для апроксимації геометрії області.

В даний час область застосування методу скінченних елементів дуже широка і охоплює всі фізичні завдання, які можуть бути описані

диференціальними рівняннями. Найбільш важливими перевагами методу скінченних елементів, завдяки яким він широко використовується, є наступні:

1. Властивості матеріалів суміжних елементів не повинні бути обов'язково однаковими. Це дозволяє застосовувати метод до тіл, складених з декількох матеріалів.

2. Криволінійна область може бути апроксимована за допомогою прямолінійних елементів або описана точно за допомогою криволінійних елементів. Таким чином, методом можна користуватися не тільки для областей з «хорошою» формою.

3. Розміри елементів можуть бути змінними. Це дозволяє укрупнити або подрібнити мережу розбиття області на елементи, якщо в цьому є необхідність.

4. За допомогою методу скінченних елементів не становить труднощів розгляд граничних умов з розривним поверхневим навантаженням, а також змішаних граничних умов.

5. Зазначені вище переваги методу скінченних елементів можуть бути використані при складанні досить загальної програми для вирішення приватних завдань певного класу. Наприклад, за допомогою програми для вісесиметричного завдання про поширення тепла можна вирішувати будь-яку приватну задачу цього типу.

Факторами, що перешкоджають розширенню кола завдань, що вирішуються методом скінченних елементів, є обмеженість машинної пам'яті і висока вартість обчислювальних робіт.

Головний недолік методу скінченних елементів полягає в необхідності складання обчислювальних програм і застосування обчислювальної техніки. Обчислення, які потрібно проводити при використанні методу скінченних елементів, занадто громіздкі для ручного розрахунку навіть у разі розв'язання дуже простих завдань.

Для вирішення складних завдань необхідно використовувати швидкодіючі ПК, що володіють великою пам'яттю.



В даний час є технологічні можливості для створення досить потужних ПК. Деякі комерційні та керуючі організації мають у своєму розпорядженні великі комплекти обчислювальних програм. Пом'якшити основний недолік методу скінченних елементів можуть вдосконалення обчислювальних програм і створення потужних ПК.

Одним з таких програмних продуктів є SolidWorks – програмний комплекс САПР для автоматизації робіт промислового підприємства на етапах конструкторської та технологічної підготовки виробництва.

Забезпечує розробку виробів будь-якого ступеня складності і призначення. Працює в середовищі Microsoft Windows. Це програмний засіб, що використовує МСЕ як чисельний метод аналізу технічних конструкцій.

Програмне забезпечення розробляє рівняння, що керує поведінкою кожного елемента, враховуючи його з'єднання з іншими елементами. Ці рівняння пов'язують реакцію з відомими властивостями матеріалу, обмеженнями і навантаженнями.

Далі програма впорядковує рівняння в більшу систему спільних алгебраїчних рівнянь і знаходить невідомі.

Наприклад, для розрахунку напружень вирішальна програма знаходить переміщення в кожному вузлі, а потім обчислює деформації і кінцеві напруження.

Програмне забезпечення пропонує наступні типи досліджень:

– Статичні дослідження (або дослідження напруження). Статичні дослідження обчислюють переміщення, сили реакції, навантаження, напруження і розподіл запасу міцності.

Матеріал руйнується там, де навантаження перевищили певний рівень. Обчислення коефіцієнта запасу міцності базується на одному з чотирьох критеріїв міцності.

– Частотні дослідження. Тіло, виведене зі стану спокою, починає коливатися на певних частотах, так званих власних або резонансних частотах. Найнижча власна частота називається основною частотою.

При кожній своїй частоті тіло приймає певну форму, яка називається формою коливань. При частотному аналізі розраховуються власні частоти і асоційовані форми коливань.

– Динамічні дослідження. Динамічні дослідження обчислюють реакцію моделі, викликану навантаженнями, прикладеними раптово, або змінюються з часом або по частоті.

– Термічні дослідження. Термічні дослідження підраховують температури, градієнт температури і тепловий потік на основі тепловиділення, теплопровідності, конвекції і умов випромінювання. Термічні дослідження можуть допомогти уникнути небажаних термічних умов: наприклад, перегріву і плавлення.

– Дослідження на ударні навантаження. За допомогою випробувань на ударні навантаження можна оцінити вплив падіння конструкції на тверду підлогу. Крім сили тяжіння, вказується висота скидання або швидкість під час удару.

Програма вирішує динамічну задачу у вигляді тимчасової залежності, використовуючи експліцитні методи інтегрування. Експліцитні методи – швидкі, але вимагають використання малих тимчасових інкрементів.

Завдяки великій кількості інформації параметри аналізу можна генерувати, програма зберігає результати в певний час і в певному місці відповідно до інструкції, заданої перед запуском аналізу.

– Дослідження втоми (матеріалів). Повторювані операції застосування навантаження і її ослаблення з часом призводять до ослаблення об'єктів, навіть якщо індуковані напруження набагато менше, ніж допустимі обмеженні навантаження.

Кількість циклів, що необхідні для втомного руйнування в місці розташування, залежить від матеріалу і коливань напружень. Справжня інформація, для певного матеріалу, забезпечується кривою втоми.

Крива показує кількість циклів, яка викликає руйнування на різних рівнях напруження. Дослідження втомі обчислюють термін служби об'єкта, заснований на умовах втомі матеріалів і даних кривих.

При вирішенні завдань методом скінченних елементів використовуються елементи різних типів.

Найпростішим серед елементів є одновимірний елемент. Схематично він зазвичай зображується у вигляді відрізка, хоча і має поперечний переріз. Площа поперечного перерізу може змінюватися по довжині, але в багатьох завданнях вона вважається постійною.

Найчастіше такий елемент використовується в одновимірних задачах поширення тепла і в задачах будівельної механіки при розрахунку стрижневих елементів конструкцій (типу ферм).

Для побудови дискретної моделі двовимірної області використовуються два основних сімейства елементів: трикутники і чотирикутники. Сторони лінійних елементів кожного сімейства є прямі лінії.

Квадратичні і кубічні елементи можуть мати як прямолінійні, так і криволінійні або ті та інші. Можливість моделювання криволінійних кордонів досягається додаванням вузлів в середину сторін елементів.

Обидва сімейства елементів можуть бути використані одночасно всередині області, якщо тільки вони мають однакове число вузлів на стороні. Товщина елемента може бути або постійною, або бути функцією координат.

Найбільш часто зустрічаються тривимірні елементи, якими є тетраедр і паралелепіпед.

В обох випадках лінійні елементи обмежені прямолінійними сторонами (площинами), тоді як елементи більш високого порядку можуть мати в якості кордонів криволінійні поверхні.

При розбитті тривимірного тіла важко наочно уявити розташування елементів в дискретній моделі, тому, більш бажаним з цих двох типів елементів є паралелепіпед – рис. 6.22.

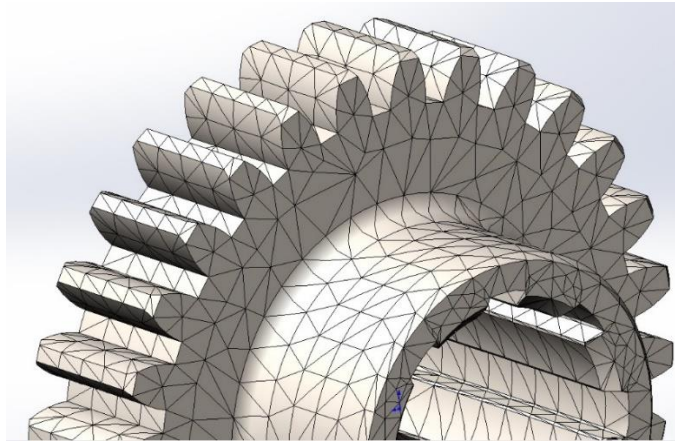


Рисунок 6.22 – Зовнішній вигляд скінченноелементної сітки, сформованої з паралелепіпедів в програмі SolidWorks

Для аналізу напружено-деформованого стану елементів в програмі SolidWorks використовується критерій максимальної напруги за Мізесом, який ґрунтується на теорії Мізеса-Хенкі, також відомої як теорія енергії формозміни. Напруження за Мізесом може бути визначено через головні напруження по залежності виду:

$$\sigma_{vonMises} = \left( \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (6.20)$$

Теорія стверджує, що пластичний матеріал починає пошкоджуватися в місцях, де напруження за Мізесом стає рівним граничному напруженню. У більшості випадків, межа плинності використовується в якості граничного напруження.

Однак, програма дозволяє використовувати граничне розтягування або ставити своє власне максимальне напруження. Для моделювання моменту опору обертанню ведучого колеса трактора при виконанні транспортно-технологічної операції в складі агрегату змінної маси, використовувалася залежність, отримана в ході апроксимації результатів експериментальних досліджень.

Знаючи значення дотичній сили тяги, що розвивається ведучим колесом трактора і статичний радіус колеса, можна визначити момент, діючий на піввісь і, відповідно, момент, який передається через неї в трансмісію трактора.

Зміна значення крутного моменту, що подається на піввісь ведучого моста трактора, наведена на рис. 6.23

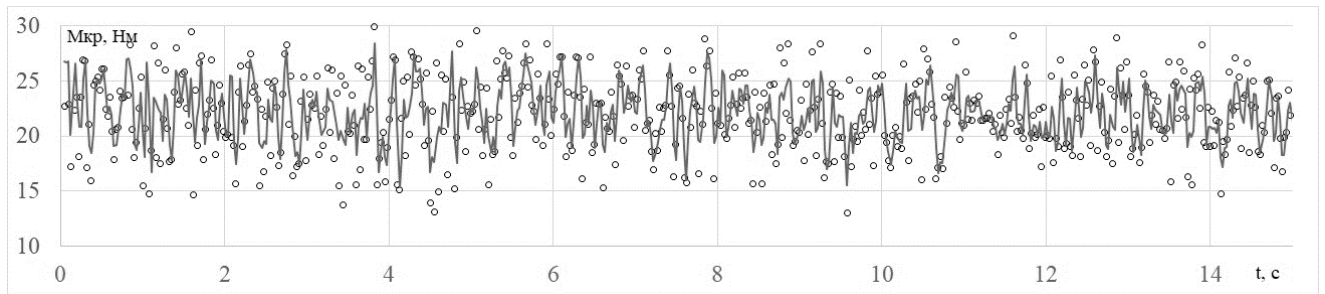


Рисунок 6.23 – Зміна в часі крутного моменту, прикладеного до піввісі ведучого моста трактора ХТЗ-17221, що працює в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

6.2.3 Імітаційне моделювання функціонування трактора ХТЗ-17221, що працює в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси

Навантаженню піддавалися вхідні елементи трансмісійної установки: первинний вал коробки передач (рис. 6.24) навантажувався постійним за величиною обертовим моментом, значення якого визначається крутним моментом двигуна трактора.

З іншого боку, як було зазначено вище, піввісь ведучого мосту трактора навантажувались відповідними моментами опорів.

Для закріплення валів і для імітації підшипників кочення або ковзання використовувалися ідеальні зв'язки у вигляді ідеального шарніра.

Такі ідеалізації хоча і вносять помилку в дослідження, однак ніяк не впливають на вивчення напружено-деформованого стану деталі.

Після формування скінченноелементної сітки (рис. 6.25) проводилося дослідження напружено-деформованого стану кожної деталі трансмісії.

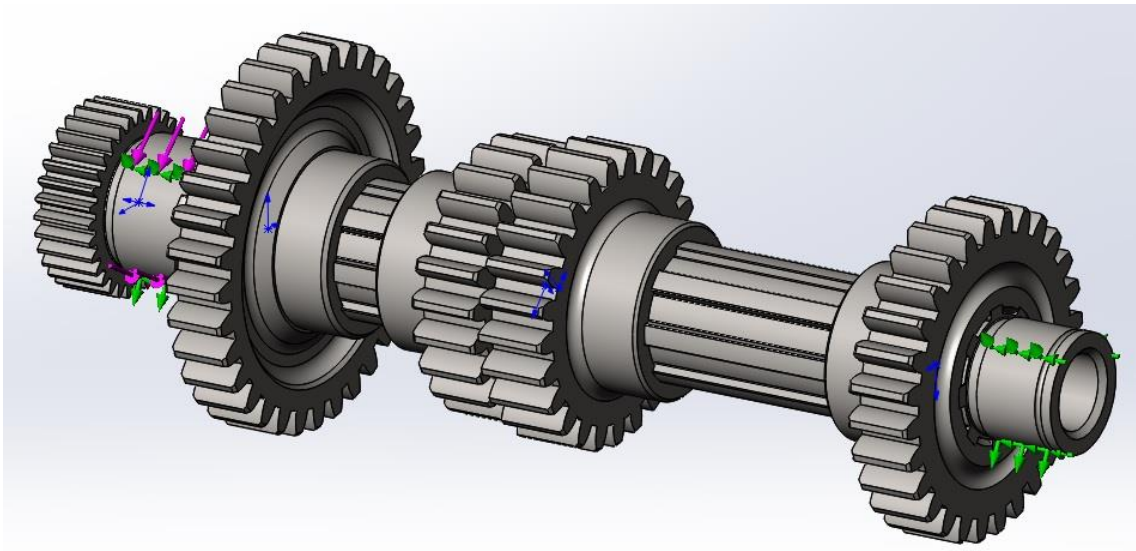


Рисунок 6.24 – Імітаційне навантаження постійним крутним моментом первинного валу коробки перемикання передач трактора ХТЗ-17221

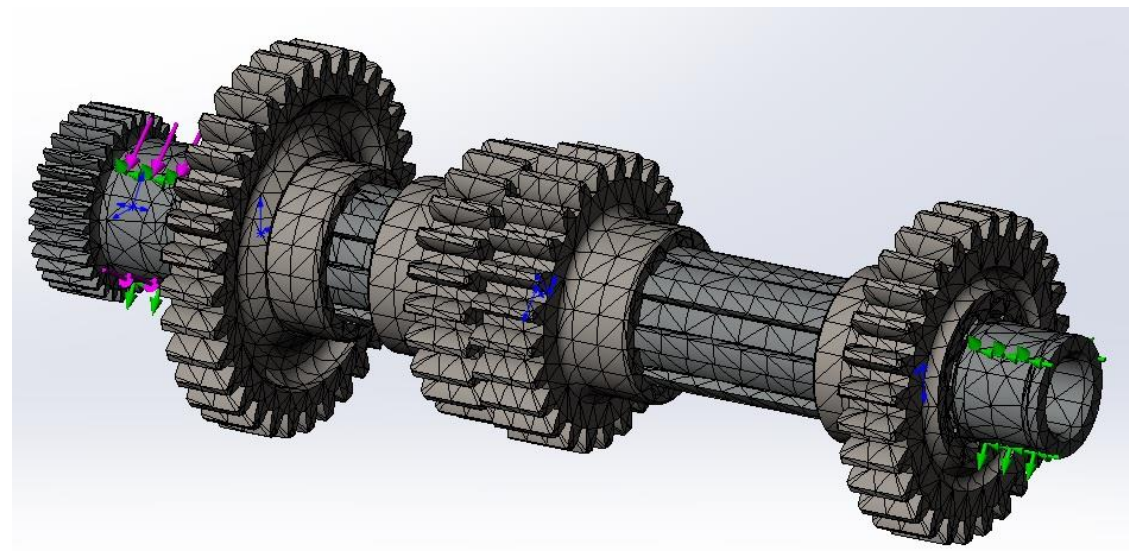


Рисунок 6.25 – Результат розбиття збірки «Первинний вал коробки перемикання передач» трактора ХТЗ-17221 на сітку скінченних елементів

На рис. 6.26 наведені результати розрахунку напружень, що виникають в елементах коробки зміни передач внаслідок зміни крутного моменту на вихідному валу коробки перемикання передач (вважається, що з боку двигуна первинний вал коробки перемикання передач загальмований).

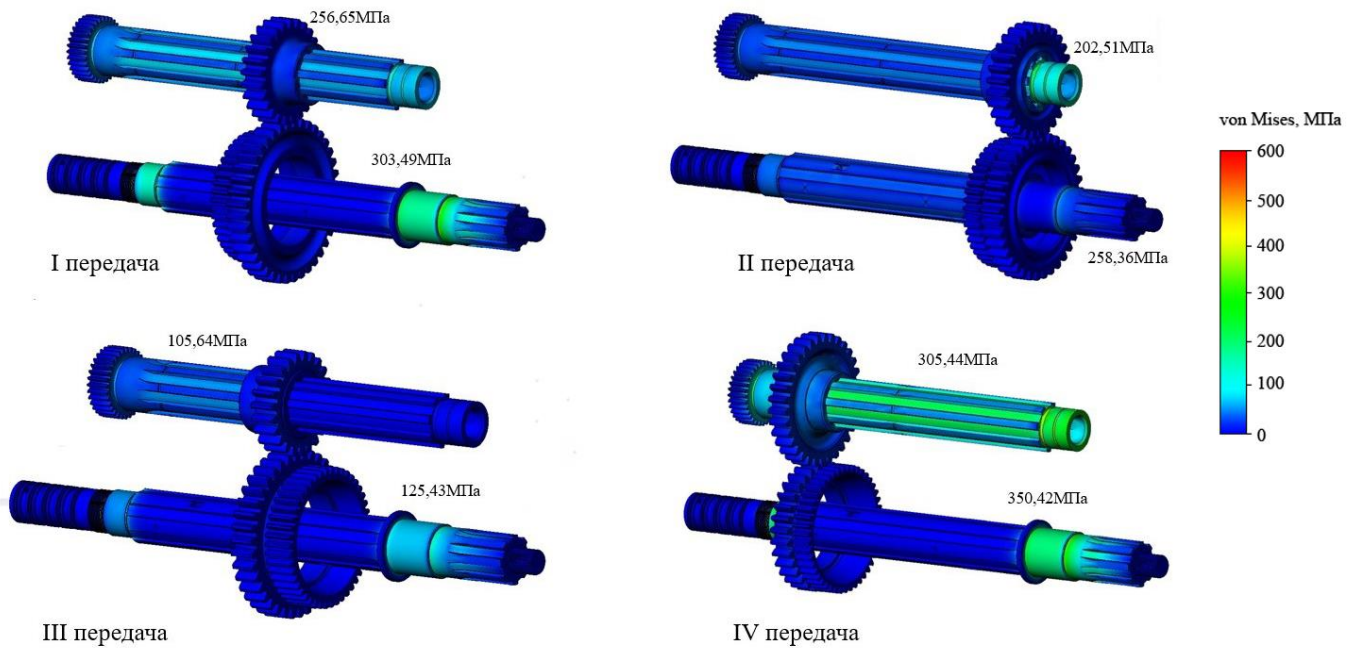


Рисунок 6.26 – Значення напружень на валах коробки перемикування передач трактора ХТЗ-17221 при виконанні технологічного процесу в агрегаті з транспортно-технологічною машиною МЖТ-10 на різних передачах транспортного діапазону

З даного рисунку можна зробити висновок, що експлуатація трактора на IV передачі транспортного діапазону призводить до виникнення напружень, які негативно впливають на шліцьові з'єднання первинного валу коробки перемикування передач.

Під час проведення імітаційного комп'ютерного моделювання встановлено, що перехід на III передачу транспортного діапазону трактора дозволяє знизити навантаженість валів коробки перемикування передач: з  $\sigma_{-1}^{перв.вал} = 305,44$  МПа до  $\sigma_{-1}^{перв.вал} = 105,64$  МПа для первинного валу та з  $\sigma_{-1}^{втор.вал} = 350,42$  МПа до  $\sigma_{-1}^{втор.вал} = 125,43$  МПа для вторинного валу на IV та III передачі відповідно, що відповідає зменшенню у 3 рази.

При аналізі наробітку на відмову (рис. 6.27) можна говорити, що IV передача транспортного діапазону при виконанні транспортно-технологічної операції, негативно впливає на ресурс як первинного, так і вторинного валу КПП, знижуючи строк служби останніх на 30%.

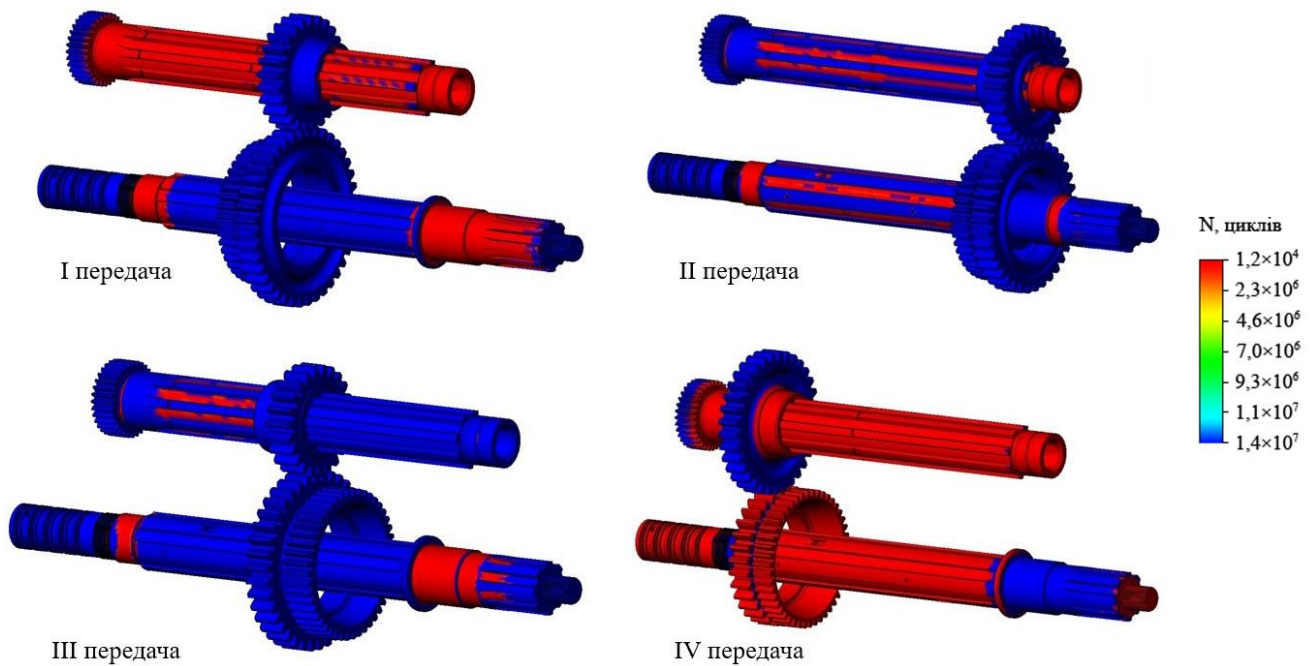


Рисунок 6.27 – Значення наробітку на відмову валів коробки перемикання передач трактора ХТЗ-17221 при виконанні технологічного процесу в агрегаті з транспортно-технологічною машиною МЖТ-10 на різних передачах транспортного діапазону

Можна стверджувати, що перехід на III передачу транспортного діапазону дозволяє знизити навантаженість валів КПП в 3 рази, збільшуючи термін служби їх шліцьових з'єднань.

#### 6.2.4 Перевірка адекватності комп'ютерного моделювання навантаженості елементів трансмісійної установки трактора

Для перевірки адекватності комп'ютерного моделювання навантаженості елементів трансмісії транспортно-технологічного агрегату змінної маси проведені експериментальні та комп'ютерні дослідження динамічної навантаженості трансмісії трактора ХТЗ-150К.

Мета польового дослідження: визначення навантаженості трансмісії трактора ХТЗ-150К при перемиканні передач.



Мета комп'ютерного моделювання: перевірка адекватності визначення навантаженості елементів трансмісії трактора ХТЗ-150К за допомогою програмного пакету SolidWorks.

Методика проведення польових досліджень полягала в наступному.

Перед випробуваннями усі параметри трактора приводилися у відповідності до технічних вимог.

Двигун трактора досліджувався на гальмівному стенді. З регуляторної характеристики двигуна, встановленого на трактор, можна визначити, що номінальна потужність двигуна становить 146,29 кВт, число обертів колінчастого валу двигуна при номінальній потужності – 2098 об/хв, а максимальне число обертів колінчастого валу двигуна на холостому ході – 2263 об/хв.

Проведення експериментальних досліджень забезпечувалось на агрегаті ХТЗ-150К + ПЛП-6-35 (рис. 6.28). Завантаженість трактора регулювалась глибиною обробітку ґрунту.



Рисунок 6.28 – Польові тензометричні випробування агрегату  
ХТЗ-150К + ПЛП-6-35

Тиск в шинах трактора доводився до величини 0,137 МПа для передніх коліс та 0,176 для задніх коліс.

При дослідженні динамічної навантаженості в функції часу розглядалися наступні параметри: крутний момент на піввісях трактора, сила тяги на гаку, позначка часу та кутова швидкість колінчастого валу двигуна. Знаючи величини ефективної потужності двигуна  $N_e$  та кутову швидкість  $\omega$  обертання його валу, можна визначити ведучий момент, прикладений до колеса:

$$M_{\kappa} = \frac{1000i_{mp}\eta_{mp}N_e}{\omega}, \quad (6.21)$$

де  $i_{mp}$  – передавальне число трансмісійної установки;

$\eta_{mp}$  – ККД трансмісійної установки трактора

Крутні моменти в елементах трансмісії вимірювалися за допомогою тензодатчиків, наклеєних за загальноприйнятою методикою. При цьому використовувались дротові датчики опору з базою 20 мм. Для підсилення та реєстрації сигналів, які йдуть від датчиків, використовувався підсилювач 8АНЧ-7М.

Живлення датчиків та передача сигналів на підсилюючу реєструючу апаратуру відбувається за допомогою перехідних та кінцевих ртутних струмознімачів.

Тарування тензометричних елементів трансмісії проводилося до та після проведення дослідження на спеціальному пристрої шляхом прикладання послідовно зростаючого значення крутного моменту з інтервалом 450Нм (рис. 6.29).

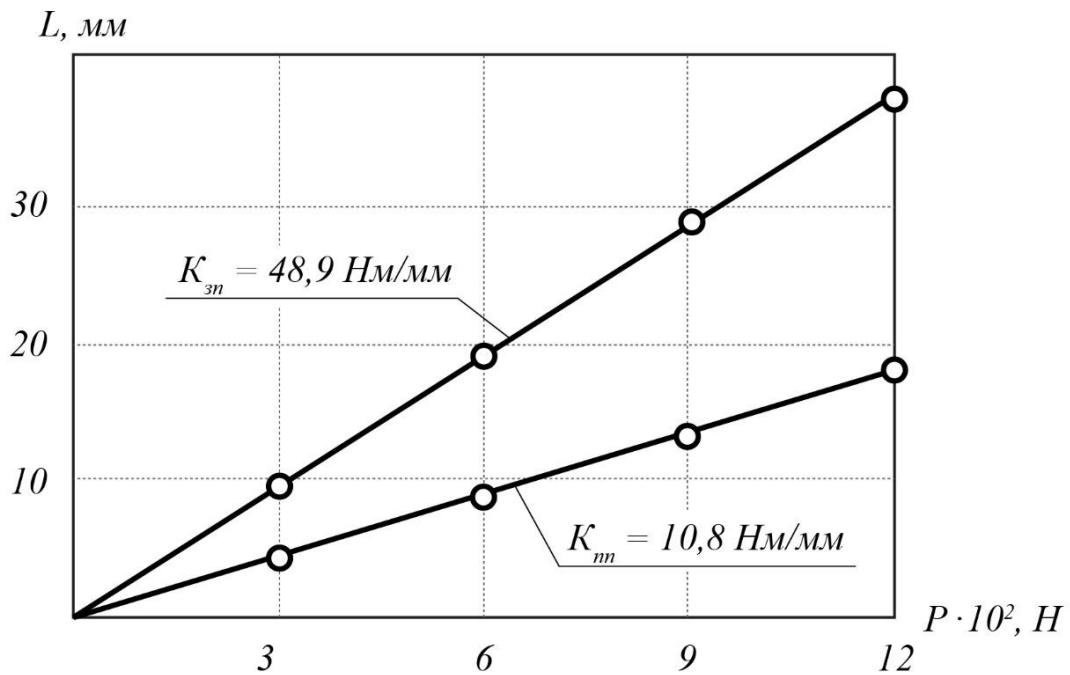


Рисунок 6.29 – Тарувальні характеристики тензометричної піввісі трактора ХТЗ-150К

Величина крутного моменту, що прикладався до піввісей, становила  $4 \cdot 10^3 \text{ Нм}$ . Тарування тензометричної ланки кільцевого типу проводилось на розривній машині ступенями через  $5 \cdot 10^3 \text{ Н}$ .

Запис усіх величин проводився за допомогою стандартного тензометричного устаткування, яке змонтоване на базі автомобіля ГАЗ-66 з перетворенням аналогового сигналу до цифрового та записом останнього на ПК.

Результати експериментального дослідження трактора при перемиканні передач на транспортних передачах наведені в табл. 5.1.

Результати комп'ютерного моделювання навантаженості піввісей трактора ХТЗ-150К (з урахуванням, що частина, яка входить до диференціалу, була жорстко закріплена) наведені в табл. 5.2.

Для оцінки відповідностей двох величин, отриманих як експериментальним, так і комп'ютерним шляхом, проведемо статистичний аналіз існуючих вибірок (табл. 5.3).

Таблиця 5.1 – Результати експериментальних досліджень

Передача	Крутний момент на передній лівій піввісі, Нм	Напруження на передній лівій піввісі, МПа	Крутний момент на задній лівій піввісі, Нм	Напруження на задній лівій піввісі, МПа
V-VI	1290	460,2	1440	514,3
VI-VII	1030	367,8	820	292,9
VII-VIII	1290	460,7	1010	360,7
VIII-VII	-1080	-385,7	-1580	-564,3
VII-VI	-540	-192,8	-820	292,8
VI-V	-630	-225,0	-1420	507,1

Таблиця 5.2 – Результати комп'ютерного моделювання навантаженості піввісей трактора ХТЗ-150К

Крутний момент на передній лівій піввісі, Нм	Напруження на передній лівій піввісі, МПа	Крутний момент на задній лівій піввісі, Нм	Напруження на задній лівій піввісі, МПа
1290	437,19	1440	545,2
1030	389,8	820	307,5
1290	433,1	1010	385,9
-1080	-366,4	-1580	-598,2
-540	-206,2	-820	307,4
-630	-236,3	-1420	537,5

Таблиця 5.3 – Статистичний аналіз результатів експериментальних досліджень та комп'ютерного моделювання

Напруження на передній лівій піввісі за експериментом, МПа	Напруження на передній лівій піввісі за моделюванням, МПа	Різниця величин, %	Напруження на задній лівій піввісі за експериментом, МПа	Напруження на задній лівій піввісі за моделюванням, МПа	Різниця величин, %
460,2	437,19	-5,00	514,3	545,2	+6,01
367,8	389,8	+5,98	292,9	307,5	+4,98
460,7	433,1	-5,99	360,7	385,9	+6,98
-385,7	-366,4	+5,00	-564,3	-598,2	-6,00
-192,8	-206,2	-6,95	292,8	307,4	+4,98
-225,0	-236,3	-5,02	507,1	537,5	+5,99

Розрахунок  $\lambda$ -критерію Колмогорова-Смірнова показує, що для даних вибірок величина зазначеного критерію становить 0,29, що вказує на високий рівень статистичної значимості розподілу частот однакових властивостей двох вибірок, що вивчаються.

Отже, можна говорити про адекватність розрахунку напруженого стану елементів трансмісійної установки за допомогою комп'ютерно-імітаційного моделювання. При цьому, різниця величин (як видно з табл. 5.3) не перевищує 6%.

### 6.2.5 Перевірка алгоритму управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси в раціональній області навантаженості елементів трансмісії

Для перевірки алгоритму управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси на базі трактора ХТЗ-17221 у складі агрегату з машиною для внесення рідких органічних добрив МЖТ-10 проведені експериментальні

дослідження сигналізатора перевантаження елементів трансмісійної установки трактора, розроблено на платформі Андроїд.

Розроблена програма являє собою інформаційну систему, мета якої – інформування оператора про наявність напружень в елементах трансмісійної установки трактора, які викликають перевантаження останньої і, отже, знижують ресурс її деталей.

Головне вікно програми складається з чотирьох основних зон (рис. 6.30)



Рисунок 6.30 – Загальний вигляд вікна програми для управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси

Верхня частина головного вікна програми являє собою меню для налаштування виду елементів трансмісійної установки та обрання складових елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси. При обранні марки трактора та сільськогосподарської машини програма самостійно, використовуючи існуючу базу даних, формує масово-геометричні показники транспортно-технологічного агрегату для наступних розрахунків.

Друга (середня) частина головного вікна програми призначена для візуалізації розподілу навантаження по елементам трансмісійної установки. Враховуючи особливості архітектури смартфонів, візуалізація елементів трансмісії є набором покадрової анімації перерозподілу навантаженні.

Третя частина головного вікна програми призначена для відображення основної інформації по значенням напружень, що виникають від крутного моменту в елементах трансмісійної установки, та значенням циклів до втомного руйнування.

При цьому, якщо величина напружень перевищує допустимі межі, а значення залишкової кількості циклів є критичним, четверта частина головного вікна програми (інформаційне табло) змінює свій колір з зеленого (див. рис. 6.30) на помаранчевий (рис. 6.31), а напис «Продовжуйте роботу на даній передачі» замінюється написом «Необхідно змінити передачу» (див. рис. 6.31).

Для привертання уваги оператора транспортно-технологічного агрегату змінної маси, при перевантаженні елементів трансмісійної установки і необхідності зміни режиму функціонування, телефон подає звуковий сигнал, який вимикається тільки після повернення режиму навантаженості трансмісії до раціонального.

Принцип роботи програми заснований на алгоритмі, наведеному в розділі 5, та використанні датчика прискорення, вбудованого в корпус телефона. Оскільки програма розроблена на відкритій операційній системі Андроїд, можна казати, що вона є доступна для майже всіх існуючих смартфонів. Основною умовою правильного функціонування програми є розташування телефона таким

чином, щоб хоча б одна з вісей його акселерометра співпадала з напрямом руху транспортно-технологічного агрегату змінної маси.



Рисунок 6.31 – Загальний вигляд вікна програми для управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси при перевантаженні трансмісійної установки



## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 6

1. При проведенні експериментальних досліджень отримані узагальнені нові функціональні зв'язки структурних елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси, які, на відміну від відомих, підвищують точність імітаційного моделювання навантаженості основних елементів транспортно-технологічного агрегату при виконанні транспортної операції.

2. Експериментальними дослідженнями доведена теорія формування навантаженості основних елементів трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка, на відміну від відомих, дозволяє оцінити його працездатність при нестабільності гакового навантаження. Встановлено, що прискорення центру мас агрегату, як інтегральний показник, є основною характеристикою енергоефективності транспортно-технологічного агрегату.

3. Встановлено, що при розвантаженні транспортно-технологічної машини у складі агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 спостерігається зниження коливань центру мас агрегату, що сприяє зниженню енерговитрат на його самопересування. Крім того, теоретичне значення дотичної сили тяги, необхідної для самопересування агрегату, без урахування коливань, становить  $P_{к теор} \approx 31$  кН. В результаті застосування цієї сили агрегат переміститься на відстань  $S_{с теор} \approx 950$  мм (дана величина на 5% менше довжини експериментальної ділянки внаслідок наявності буксування), в результаті чого витратить теоретичну роботу  $A_{теор} = 29,4$  кДж. Наявність же додаткових переміщень центру мас агрегату призводить до збільшення пройденого шляху до  $S_{с дійс} \approx 1600$  мм, що вимагає докладання додаткової сили в  $P_{к дійс} \approx 40,5$  кН і збільшення витраченої роботи до  $A_{дійс} = 64,8$  кДж (в 2,2 рази). Додаткова робота  $A_{дод} = 35,4$  кДж додатково передається по валах трансмісійної установки, викликаючи їх додаткове навантаження.

4. Експериментальними дослідженнями доведено, що перехід на знижену передачу дозволяє знизити амплітуду коливальних рухів центру мас транспортно-технологічного агрегату, на фоні підвищення величини дотичної сили тяги на ведучих колесах трактора, в результаті чого площа, яка визначається відповідною реалізацією (підпростором) стає менше, в наслідок чого зменшується і додаткова робота, витрачена на самопересування агрегату. Тобто можна говорити про те, що, використовуючи простір енергетичних конфігурацій руху транспортно-технологічного агрегату, можна вибрати найбільш раціональний режим функціонування з мінімальними витратами додаткової роботи, величина якої визначається динамікою центру мас.

5. Удосконалені в роботі методи аналізу навантаженості елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси покладені в основу алгоритму управління агрегатом в зоні допустимої працездатності. Доведено, що наявність додаткових осцилюючих переміщень центру мас агрегату на  $z = 1600$  мм при виконанні технологічного процесу (ХТЗ-17221 + МЖТ-10) збільшує необхідну роботу на самопересування  $A_{con}$  в 2,2 рази ( $S_{с.теор} = 900$  мм,  $\Delta S = \pm 700$  мм) на фоні збільшення гакової витрати палива з  $g_{зак} = 270$  г/кВт·год до  $g_{зак} = 325$  г/кВт·год. Додаткова робота  $A_{var} = 35,4$  кДж (при  $P_{с.теор} = 31$  кН,  $\Delta P_{зак} = \pm 9,5$  кН) передається через трансмісійну установку, додатково навантажуючи її.

6. Для забезпечення працездатності трансмісійної установки доведено твердження про зниження додаткових витрат роботи агрегату на самопересування і, як наслідок, зниження прискорення центру мас агрегату в його просторовій динаміці. Доведено, що перехід на III передачу транспортного діапазону дозволяє знизити навантаженість валів КПП в 3 рази (з  $\sigma_{-1}^{перв.вал} = 305,44$  МПа до  $\sigma_{-1}^{перв.вал} = 105,64$  МПа та з  $\sigma_{-1}^{втор.вал} = 350,42$  МПа до  $\sigma_{-1}^{втор.вал} = 125,43$  МПа на IV та III передачі відповідно).

## ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні виконано теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової проблеми підвищення безвідмовності основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси, що базується на зменшенні додаткових енергетичних витрат за рахунок раціональної динаміки їх центру мас. Результати досліджень дозволили сформулювати основні теоретичні та науково-практичні висновки:

1. За результатами аналізу наукових концепцій і тенденцій використання в аграрному секторі тракторів на транспортних роботах встановлено, що найбільш навантаженим елементом транспортно-технологічного агрегату є трансмісійна установка, проблема працездатності якої, в умовах зміни маси агрегату, не вирішена; показники її функціонування не систематизовані і не обґрунтовані в достатній мірі.

Напрямок дослідження визначено необхідністю формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів з розробкою універсального методу, який забезпечує рух агрегату в заданих межах навантажень.

2. Запропоновано оцінку працездатності транспортно-технологічного агрегату, як системи, за його системними властивостями: навантаженістю та працездатністю трансмісійної установки на підставі показників динаміки центру мас агрегату при виконанні технологічного процесу. В якості показників прийняті: прискорення і переміщення центру мас агрегату в просторі, дотична сила тяги трактора, робота, витрачена на самопересування агрегату і на осциляційний рух його центру мас.

3. Обґрунтовано нові залежності, які є науковою новизною дослідження, просторової динаміки центру мас транспортно-технологічного агрегату при виконанні технологічного процесу. Встановлено, що причіпне агрегування машини, на відміну від напівначіпного, дозволяє знизити поздовжні коливання центру мас на 60%, поперечні – на 50% і вертикальні – на 66,7%.

4. За результатами комплексного аналізу енергетичних втрат транспортно-технологічного агрегату змінної маси, при виконанні технологічного процесу, обґрунтована концепція системного підходу, яка є науковою новизною дослідження, підвищення працездатності останнього, яка, на відміну від відомих, базується на доведеному твердженні забезпечення мінімуму енергетичних втрат на осциляційні рухи центру мас. Встановлено, що «хорошою» кривою апроксимації є лемніската простору енергетичних конфігурацій, яка дозволяє детально вивчити додаткову роботу агрегату при виконанні технологічної операції.

5. Уточнено теорія формування сили опору перекочування ведучого колеса трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка, на відміну від існуючих, враховує нестационарність гакового навантаження внаслідок коливальних рухів центру мас. Доведено, що останню можна представити у вигляді кусочно-лінійної функції, що характеризує скидання і накидання навантаження, які періодично змінюють одне одного. Встановлено, що збільшення коефіцієнта поглинання з  $\psi_{ij} = 0$  до  $\psi_{ij} = 1,5$  і відношення постійних часу  $\nu_{T1}$  до 5 дозволяє поліпшити показники перехідного процесу трансмісійної установки.

6. Удосконалені в роботі методи аналізу навантаженості елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси покладені в основу алгоритму управління агрегатом в зоні допустимої працездатності. Доведено, що наявність додаткових осцилюючих переміщень центру мас агрегату на  $z = 1600$  мм при виконанні технологічного процесу (ХТЗ-17221 + МЖТ-10) збільшує необхідну роботу на самопересування  $A_{con}$  в 2,2 рази ( $S_{c.теор} = 900$  мм,  $\Delta S = \pm 700$  мм) на фоні збільшення гакової витрати палива з  $g_{зак} = 270$  г/кВт·год до  $g_{зак} = 325$  г/кВт·год. Додаткова робота  $A_{var} = 35,4$  кДж (при  $P_{z.теор} = 31$  кН,  $\Delta P_{зак} = \pm 9,5$  кН) передається через трансмісійну установку, додатково навантажуючи її.

7. Для забезпечення працездатності трансмісійної установки доведено твердження про зниження додаткових витрат роботи агрегату на самопересування і, як наслідок, зниження прискорення центру мас агрегату в його просторовій динаміці. Доведено, що перехід на III передачу транспортного діапазону дозволяє знизити навантаженість валів КПП в 3 рази (з  $\sigma_{-1}^{перв.вал} = 305,44$  МПа до  $\sigma_{-1}^{перв.вал} = 105,64$  МПа та з  $\sigma_{-1}^{втор.вал} = 350,42$  МПа до  $\sigma_{-1}^{втор.вал} = 125,43$  МПа на IV та III передачі відповідно).

8. Обґрунтовано методику забезпечення функціонування транспортно-технологічного агрегату змінної маси з мінімізацією відхилення навантаженості його основних елементів від базових значень. Запропоноване зниження передавального числа КПП за рахунок переходу на строго певну передачу дозволяє підвищити працездатність її елементів, збільшуючи термін служби шліцьових з'єднань у 2,2 рази.

9. Адекватність розробленої математичної моделі транспортно-технологічного агрегату змінної маси на базі колісного трактора підтверджена експериментальними дослідженнями і комп'ютерним моделюванням на прикладі агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10. Максимальна похибка при порівнянні теоретичних результатів з експериментальними не перевищує 7%, що дозволяє провести на базі оцінки переміщення центру мас агрегату комплексні теоретичні дослідження навантаженості його елементів.

10. Отримано практичні рекомендації щодо вибору режимів роботи трактора на основі запропонованого алгоритму. Встановлено, що рух з повною транспортно-технологічної машиною необхідно проводити на III передачі транспортного діапазону з можливим переходом на II передачу. Вихід же за зазначені межі веде до зниження терміну служби шліцьових з'єднань первинного і вторинного валів КПП. Дотримуватися цього режиму необхідно до співставлення мас агрегату і трактора.

11. Головні результати досліджень з оцінки навантаженості трансмісії колісного трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси,

які доведені до методів, методик, алгоритмів і програм, використовуються в державних наукових установах, на виробництві і в навчальному процесі.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шалягин В. Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости / В. Н. Шалягин. – М.: Агропромиздат, 1986. – 220 с.
2. Зубко Е.И. Эффективное использование прицепов / Е.И. Зубко. – М.: Транспорт, 1981. – 72 с.
3. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов. – М.: Колос, 1974. – 480 с.
4. Мацепуро М.Е. Применение колесного трактора на сельскохозяйственных полевых перевозках / М.Е. Мацепуро, Н.А. Черноморец. – Минск.: Госсельхозиздат, 1963. – с. 42-89
5. Миронюк С.К. Использование транспорта в сельском хозяйстве / С.К. Миронюк. – М.: Колос, 1982. – 287 с.
6. Семенов В.М. Работа грузового автомобиля в тяжелых условиях / В.М. Семенов, Армадеров Р.Г. – М.: Автотрансиздат, 1962. – 180 с.
7. Черников Б.П. Тенденции развития сельскохозяйственных транспортных средств / Б.П. Черников, В.Н. Шалягин // Техника в сельском хозяйстве, 1984. – №8. – с. 45-47.
8. Афанасьев Л. Л. Автомобильные перевозки : Учебник для вузов / Л. Л. Афанасьев, С. М. Цукерберг. – М.: Транспорт, 1973. – 320 с.
9. Завалишин Ф. С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве : учебник / Ф.С. Завалишин. – Москва: Колос, 1973. – 319 с.
10. Аникин, Н. В. Анализ внутрихозяйственных перевозок сельскохозяйственной продукции / Н. В. Аникин, Н. В. Бышов, И. А. Успенский, И.А. Юхин и [др.] // Перспективные направления развития автотранспортного комплекса: II Международная научно-производственная конференция – Пенза : Изд-во ПГУАС, 2009. С. 111 - 113.

11. Бышов Н. В. Повышение эффективности использования тракторных транспортных средств на внутрихозяйственных перевозках плодоовощной продукции / Н. В. Бышов, С. Н. Борычев, И. А. Успенский, Д. Н. Бышов, И. А. Юхин, Н. В. Аникин, Е. А. Панкова, А. Б. Пименов, К. А. Жуков – Рязань : Изд-во ФГБОУ ВПО РГАТУ, 2012. – 264 с.

12. Ясенецкий В. Тракторні причепи і напівпричепи: огляд конструкцій / В. Ясенецкий, Д. Деревянко, В. Черношкур і др. // Техніка і технології АПК, 2014. – № 7. – С. 19-26.

13. Тракторные поезда / П.П. Артемьев, Ю.А. Атаманов, Н.В. Богдан и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 286 с.

14. Евтушенков Н.Е. Рациональное соотношение грузоподъемности и скорости движения транспортного агрегата / Н.Е. Евтушенков // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2001. – № 8. С. 19-20.

15. Кудзиев Э.П. Разработка универсальных транспортно-технологических средств / Э.П. Кудзиев, В.Н. Шалягин, В.А. Иванов, Р.Б. Финкель // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1976. – № 4. – С. 34-36.

16. Гоберман В.А. К разработке унифицированного типоразмерного ряда прицепного состава тракторов / В.А. Гоберман, В.Н. Шалягин // Сб. науч. тр. ВНИИНМАШ, 1982. – Вып. XLIV. – С. 49-59.

17. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.

18. Приходько Л.С. К методике анализа компонентов сопротивления, действующих на трактор / Л.С. Приходько, П.Л. Щупак // Тракторы и сельхозмашины, 1970. – №5. – С.13-15.

19. Болтинский В.Н. Мощность тракторного двигателя при работе с неустановившейся нагрузкой и ее определение / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1959. – №2. – С.3 – 8.



20. Кутьков Г.М. Математический анализ гусеничного трактора с учетом переменного характера тяговой нагрузки, непрямолинейности хода и вертикальных колебаний остова / Г.М. Кутьков, В.Г. Иваницкий, А.И. Холин // Труды НАТИ, 1975. – Вып. 236. – С. 3 – 20.

21. Кутьков Г.М. Анализ источников генерации колебаний на двигателе сельскохозяйственного трактора / Г.М. Кутьков, В.С. Пучков, А.И. Холин // Тракторы и сельхозмашины, 1975. – №7. – С.9-10.

22. Юшин А.А. Исследование характера нагрузок сельскохозяйственных тракторов при работе МТА на повышенных скоростях / А.А. Юшин, В.Г. Евтенко // Тракторы и сельхозмашины, 1972. – №4. – С.13-16

23. Калинин В.В. Влияние уровня энергонасыщенности на нагруженность механической и гидромеханической трансмиссии с.-х. трактора класса 40 кН на пахоте. – Дис. ... канд.техн.наук. – Красноярск, 1974. – 243 с.

24. Русев Р.Г. Нагруженность и динамика трансмиссии колесного трактора для работы в горных условиях Болгарии. – Автореф.дис. ... канд.техн.наук. – Минск, 1980. – 21 с.

25. Скудин Г.И. Исследование нагруженности трансмиссии колесных и гусеничных тракторов / Г.И. Скудин, А.П. Доброхлебов // Тракторы и сельхозмашины, 1970. – №3. – С.29-31.

26. Дмитриченко С.С. Опыт использования макетов для оценки влияния энергонасыщенности машин на нагруженность их деталей / С.С. Дмитриченко, Ю.В. Гинзбург, А.Я. Найшут // Вестник машиностроения, 1978. – №8. – С.13-16

27. Болтинский В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Болтинский. – М.: Сельхозгиз, 1949. – 216 с.

28. Пучков В.С. Исследование колебаний тяговой нагрузки сельскохозяйственного гусеничного трактора и их воспроизведение при испытаниях. – Автореф. дис. ... канд.техн.наук. – М., 1976. – 26 с.

29. Макарец И.К. Предварительные результаты опытов варьирования тягового сопротивления / И.К. Макарец. – Труды ВИСХОМ, 1962. – Вып. 33. – С.129-139

30. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора / Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

31. Поляков О.А. Способы моделирования эксплуатационной загрузки колесного трактора / О.А. Поляков // Тракторы и сельхозмашины, 1971. – №2. – С. 11 – 13.

32. Саакян Д.Н. Система показателей комплексной оценки мобильных агрегатов / Д.Н. Саакян. – М.: Машиностроение, 1969. – 254 с.

33. Горячкин В.П. Собрание сочинений / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1965. – 356 с.

34. Свирщевский Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Б.С. Свирщевский. – М.: Сельхозгиз, 1958. – 264 с.

35. Линтварев Б.А. Научные основы повышения производительности земледельческих агрегатов / Б.А. Линтварев. – М.: БТИ ГОСНИТИ, 1962. – 154 с.

36. Линтварев Б.А. Факторы, определяющие стоимость использования тракторов / Б.А. Линтварев // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1959. – №2. – С. 31 – 36.

37. Киртбая Ю.К. Основы теории использования машин в сельском хозяйстве / Ю.К. Киртбая. – М.: Машгиз, 1957. – 264 с.

38. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И.И. Трепененков. – М.: Машгиз, 1963. – 272 с.

39. Коганов А.Б. Вопросы технологии основных механизированных процессов Юго-Востока / А.Б. Коганов // Научные труды, 1960. – Вып. 21. – С. 55 – 63.

40. Свирцевский А.Б. Технологические основы автоматизации сельскохозяйственного производства / А.Б. Свирцевский, С.П. Гельфенбейн. – М.: Колос, 1966. – 447 с.

41. Киртбая Ю.К. Агротехнические основы работы тракторных агрегатов на повышенных скоростях / Ю.К. Киртбая // Вестник сельскохозяйственной науки, 1961. – №5. – С. 65 – 70.

42. Лихачов В.С. Испытания тракторов / В.С. Лихачов. – М.: Машгиз, 1963. – 276 с.

43. Кацыгин В.В. К вопросу изучения технологического коэффициента полезного действия плугов / В.В. Кацыгин // Вопросы сельскохозяйственной механики. – Минск, 1964. – Т. 13. – С. 84 – 89.

44. Белаш Г.Н. О к.п.д. машинно-тракторного агрегата / Г.Н. Белаш // Сельхозмашина, 1954. – №3. – С. 5 – 12.

45. Плаксин А.М. Энергетика мобильных агрегатов в растениеводстве / А.М. Плаксин, Челябинск, 2005. – 204 с.

46. Сербий В.К. Методика энергетической оценки комплексов машин / В.К. Сербий, А.С. Кушнарев // Задачи земледельческой механики в XXI веке: сб. докладов Междунар. науч.-техн. интернет-конференция. ТГАТУ, УкрНИИПИТ: Мелітополь, 2011. – С. 179-185.

47. Хробостов С.Н. О влиянии почвенных условия на тяговое качество тракторов / С.Н. Хробостов, Ш.Х. Хархурим // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1961. – № 1. – С. 22 – 24.

48. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.

49. Подригало М.А. Оценка технического уровня по показателям динамических свойств автомобилей / М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.Н. Мостовая // Вісник Національного транспортного університету: науково-технічний збірник, 2012. – №25. – С. 226-233.

50. Klets D. M. Modelling of mobile vehicle skid in traction movement mode. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture 2013, Vol.15. No 7. pp. 156-161.

51. Артёмов Н.П. Экспериментальное определение тяговых показателей тракторов по динамике их разгона. Н.П. Артёмов, М.А. Подригало Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, 2014. – Vol.15, № 7, Lublin, С. 47 – 52.

52. Гацько В.И. Оценка управляемости и устойчивости автомобиля при установившемся движении / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – С. 42-48.

53. Подригало М. А. Застосування методу парціальних прискорень для оцінювання тягово-швидкісних властивостей автомобілів та бойових машин / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Р. О. Кайдалов. // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Х. : НА НГУ, 2016. – Вип. 2. – С. 16–21.

54. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / За ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Ковалюка. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с.

55. Антонюк Е. Я. К теории движения сочлененного многозвенного автопоезда / Е. Я. Антонюк, В. М. Матиясевич // Прикл. механика. – 2002. – Т. 38, №7. – С. 138-144.

56. Donnell, H. Farm power and machinery management / H. Donnell. – Wiley – Blackwer, 2001. – 368 pp.

57. Погорелый Л.В. Повышение эксплуатационно-технологической эффективности сельскохозяйственной техники / Л.В. Погорелый, К.: Техника, – 1990. – 176 с.

58. Миленин А.Н. Тяговые свойства и энергозатраты транспортного агрегата при нагрузке и перевозке корнеплодов сахарной свеклы / А.Н. Миленин // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2006 – Т.1. – С. 117-120.

59. Шалягин В.Н. Системный подход к созданию транспортных средств повышенной проходимости / В.Н. Шалягин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1984. – № 11. – С. 9-12.

60. Васильев А.М. Модульный принцип формирования техники / А.М. Васильев. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 238 с.

61. Островерхов Н.Л. Динамическая нагруженность трансмиссий колесных машин / Н.Л. Островерхов, И.К. Русецкий, Л.И. Бойко. – Минск.: Наука и техника, 1977. – 191 с.

62. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков – М.: Наука, 1965. – 560 с.

63. Яковенко Г. Н. Краткий курс аналитической динамики: [учеб. пособие по теоретической физике (теоретической механике) для вузов по направлению «Прикладные математика и физика»] / Г. Н. Яковенко. – М.: Бином. Лаборатория знаний, 2004. – 237 с.

64. Цитович И.С. Надежность трансмиссий автомобилей и тракторов / И.С. Цитович, Б.Е. Митин, В.А. Дзюнь. – Минск.: Наука и техника, 1985. – 143 с.

65. Давыдов Б.Л. Статика и динамика машин / Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов. – М.: Машиностроение, 1967. – 432 с.
66. Проектирование и расчет динамических систем / В. А. Климов [и др.]; под редакцией проф. В. А. Климова. – Л.: Машиностроение, 1974. – 359 с.
67. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 168 – С. 73 - 79.
68. Калінін Є.І. Дослідження динаміки самохідних збиральних машин як систем з безступінчастою зміною швидкості поступального руху / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // Технічні системи і технології тваринництва // Вісник ХНТУСГ. - Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип.157. – С. 238 - 246.
69. Калінін Є.І. Дослідження горизонтально-поперечних коливань напівпричепу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, С.О. Поляшенко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 169 – С. 155 – 161.
70. Чернявский И.Ш. Динамические модели трансмиссии трактора типа Т-150 и эффективность их применения / И.Ш. Чернявский, О.И. Калногуз, И.В. Травкин, Д.С. Местецкая // Тракторы и сельхозмашины, 1988 – №12. – С. 8-10.
71. Токарева С.Г. Влияние нагрузок, возникающих при переходных процессах, на ресурс деталей трансмиссии / С.Г. Токарева, И.Ш. Чернявский // Тракторы и сельхозмашины, 1989. – №1. – С. 11-13.
72. Чернявский И.Ш. Напряженность трансмиссий тракторов Т-150 и Т-150К / И.Ш. Чернявский // Тракторы и сельхозмашины, 1974. – №11. – С. 10-12.

73. Чхаидзе Н.Б. Исследование крутильных колебаний трансмиссии трактора с сухим трением в гасителе / Н.Б. Чхаидзе, С.Г. Борисов, Г.В. Сивак, И.Ш. Чернявский // Тракторы и сельхозмашины, 1974. – №6. – С. 13-15.

74. Николук В.С. Исследование динамической нагруженности трансмиссии колесного тягача 4x4 при трогании с места / В.С. Николук, С.П. Контанистов, В.М. Семнов // Тракторы и сельхозмашины, 1981. – №2. – С. 13-15.

75. Скундин Г.И. Влияние повышения эргонасыщенности трактора Т-40А на долговечность и надежность трансмиссии / Г.И. Скундин, А.П. Доброхлебов // Тракторы и сельхозмашины, 1965. – №12. – С. 9-12.

76. Барский И.Б. Максимальные динамические нагрузки в трансмиссии колесного трактора / И.Б. Барский, Ю.К. Колодий // Тракторы и сельхозмашины, 1968. – №4. – С. 6-9.

77. Лобода Е.Г. Нагруженность трансмиссии трактора Т-150К при воздействии неровностей дороги / Е.Г. Лобода, М.В. Лыжина, И.Ш. Чернявский, А.Д. Левитанус // Тракторы и сельхозмашины, 1982. – №2. – С. 13-15.

78. Латенин С.А. Экспериментальный метод динамического анализа трансмиссии / С.А. Латенин // Тракторы и сельхозмашины, 1980. – №7. – С. 4-5.

79. Анилович В.Я. Прогнозирование надежности тракторов / В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко, И.М. Чернявский. – М.: Машиностроение, 1986. – 244с.

80. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / В.Г. Кухтов. – Х.: ХНАДУ, 2004. – 292 с.

81. Дмитриченко С.С. Применение методов теории случайных функций для оценки нагруженности трансмиссий трактора / С.С. Дмитриченко, П.П. Упиров, А.А. Климов // Тракторы и сельхозмашины, 1977. – №3. – С. 10-12.

82. Вернигор В.А. Исследование на математических моделях процесса переключения передач в тракторных трансмиссиях / В.А. Вернигор // Тракторы и сельхозмашины, 1977. – №5. – С. 8-10.

83. Чупрынин Ю.В. Частотные свойства трансмиссии самоходного энергосредства / Ю.В. Чупрынин, В.А. Шуринов, В.А. Балакин // Тракторы и сельхозмашины, 2000. – №10. – С. 23-26.

84. Львов Е. Д. Теория трактора: учебник / Е. Д. Львов; ред. В. В. Ржавинский. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Машгиз, 1946. – 368 с.

85. Лиходей, А. М. Использование сцепного веса транспортных колесных машин при торможении / А. М. Лиходей, М. И. Медведев // Труды Харьковского политехнического института, 1962. – Т. XXXVIII: Тракторное и сельскохозяйственное машиностроение. – С. 27-35.

86. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.

87. Громов Д.И. Исследование динамических нагрузок в силовой передаче колесного трактора: дис. ...канд. техн. наук /Д.И. Громов. – Минск, 1962. – 162 с.

88. Елизаров В.П. Исследование динамики машинно-тракторного агрегата на аналоговых вычислительных машинах / В.П. Елизаров, Г.М. Кутьков, М.М. Шлуфман М.М. // Труды ВИМ, 1964. – Т. 38. – С. 35 -48.

89. Носов, С.В. Динамическая нагруженность трансмиссий колесных машин с учетом реологических свойств опорного основания / С.В. Носов, Н.Н. Азовцев, О.В. Акулич // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2006. – № 8. – С. 31-32

90. Вафин Р.К. Расчет нагруженности валов трансмиссии гусеничных машин / Р.К. Вафин // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1976. – № 8. – С. 15-18.



91. Сергеев М.П. Определение приведённого момента инерции вращающихся деталей трансмиссии трактора / М.П. Сергеев, Ю.Н. Ломоносов // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1961. – № 5. – С. 15-16.

92. Заблоцкий В.П. Экспериментальное определение приведенного момента инерции трансмиссии трактора / В.П. Заблоцкий, Е.П. Рапота // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1962. – № 1. – С. 18-19.

93. Кахидзе Р.В. Способ определения демпфирования и жесткости трансмиссии колесной машины / Р.В. Кахидзе // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2006. – № 7. – С. 31-32.

94. Годжаев З.А. Новые методы исследования нелинейных систем трансмиссии мобильных машин / З.А. Годжаев // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1993. – № 10. – С. 9-12.

95. Скундин Г.И. Исследование нагруженности трансмиссии колесных и гусеничных тракторов / Г.И. Скундин, А.П. Доброхлебов // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1970. – № 3. – С. 29-31.

96. Жутов А.Г. Влияние продольных колебаний остова трактора на динамическую нагруженность трансмиссии / А.Г. Жутов, В.И. Аврамов, С.В. Молоканов // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2006. – № 12. – С. 33-34.

97. Павленко С.Т. Влияние упруго-демпфирующих элементов трансмиссии на некоторые показатели работы трактора / С.Т. Павленко, О.И. Поливаев // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1976. – № 1. – С. 15-17.

98. Годжаев З.А. Об эффективности нелинейных элементов силовых передач трактора / З.А. Годжаев, А.Я. Губерниев, И.Ш.Чернявский, И.В. Травкин // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1992. – № 1. – С. 2-14.

99. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.

100. Лурье А.Б. Динамика регулирования навесных сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье. – М.: Машиностроение, 1969. – 265 с.

101. Серенсен С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: руководство и справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович; под ред. С. В. Серенсена. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

102. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

103. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 655 с.

104. Nishihara T. Yamada T., Fatigue Life of Metals under Varying Repeated Stresses.- In: Proceedings of the Sixth Japan National Congress for Applied, Mechanics, 1956, 172p.

105. Фрейденталь А. Накопление усталостных повреждений. – М.: Оборонгиз, 1961. – 354 с.

106. Gassner E. Betriebsfestigkeit. Eine Bemessungsgrundlage für Konstruktionsteile mit statistisch wechselnden Betriebsbeanspruchungen.- Konstruktion, 1954,3, s.97-104.

107. Нейченко, В. Г. К вопросу имитации эксплуатационных нагрузок на крюке трактора при ускоренных ресурсных испытаниях / В. Г. Нейченко // Тракторы и сельхозмашины, 1970. – №12. – С. 11-12.

108. Дмитриченко С.С. Система повышения долговечности пружин подвесок гусеничных тракторов и результаты испытаний / С.С. Дмитриченко, М.Н. Седякин, А.А. Рулявцев, А.И. Демидов // Тракторы и сельхозмашины, 1978. – № 10. – С.9-11.

109. Болотин В. В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости / В.В. Болотин. – М.: Физматгиз, 1961. – 339 с.

110. Еременко С.Ю. Метод конечных элементов в механике деформируемых тел / С.Ю. Еременко. – Х.: Основа, 1991. – 270 с.

111. Говорущенко Н.Я. Системотехника проектирования транспортных средств / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 208 с.

112. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход / Я. Дитрих. – М.: Мир. 1981. – 456 с.

113. Петриченко Є.А. Експериментальне дослідження показників роботи комбінованого удобрювально-посівного агрегату / Є.А. Петриченко // Вісник аграрної науки, 2017, № 4. – С. 70-73.

114. Барабаш О.В. Функціональна стійкість-властивість складних технічних систем / О.В. Барабаш, Ю.В. Кравченко / Зб. наук. пр. НАОУ.Бюл. № 40. – К. НАОУ, 2002. – С. 225-229.

115. Машков О.А. Принципы функциональной устойчивости сложных систем / О.А. Машков, В.А. Машков // Наука и оборона. – 1995. – № 2. – С. 37 – 44.

116. Забелышинский З.Э Курсовая устойчивость тракторного поезда при различном распределении крутящих моментов между мостами / З.Э Забелышинский, В.В. КириченкоЮ Д.М. Клец, М.А, Подригало // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2010. – Вип. 103. – С. 217-227.

117. Богдан Н.В. Определение реакций на осях тракторного поезда / Н.В. Богдан, Г.П. Грибко, И.С. Раклей // Автотракторостроение. – Минск: Высшая школа. – 1977. – Вып. 9. – С. 85-91.

118. Рашидов Н.Р. Торможение многозвенных тракторных поездов / Н.Р. Рашидов. – Ташкент: Фан. – 1978. – 88 с.

119. Красовских В.С. Обобщенная эксплуатационная характеристика тягово-транспортного энергосредства / В.С. Красовских, Н.Н. Бережнов // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – Барнаул,

Алтайский государственный аграрный университет, 2005. – № 1 (17).– С. 108-115.

120. Подригало М.А. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко, Е.М. Гецович, А.А. Бобошко, В.М. Ефимчук, А.Н. Матырин. Под редакцией М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.

121. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

122. Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов / В.Ф. Коновалов. – Пермь: Пермское книжное изд-во, 1969. – 440 с.

123. Мартынюк А.А. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин / А.А. Мартынюк, Л.Г. Лобас, Н.В. Никитина. – К.: Техника, 1981. – 223 с.

124. Kylang Uk Kim, Gerald E. Rhrugler. Review of Tractor Dynamics and Stability. American Society of Agricultural Engineers, 1987, Vol. 30 (3):May-June, 1987, P. 615-622.

125. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с.

126. Коденко М.Н. Автоматизация тракторных агрегатов / М.Н. Коденко, А.Т. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1969. – 196 с.

127. Hernandez W. Improving the response of a rollover sensor placed in a car under performance tests by using optimal signal processing techniques. IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Montreal, Quebec, Canada. 2006, pp. 2803–2808.

128. Миленин А.Н. Тяговые свойства и энергозатраты тракторно-транспортного агрегата при погрузке и перевозке корнеплодов сахарной свеклы / А.Н. Миленин // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2006. – Вип. 44, Том 1. – С. 117-120.

129. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов / Л.Е. Агеев . – Л.: Колос, 1978. – 290 с.

130. Артоболевский И.И. Об устойчивости режима движения машины / И.И. Артоболевский. – М.: ДАН СССР, 1952. – т. 87. - № 1. – С. 164 – 172.

131. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Качура. – Л.: Машиностроение, 1977. – 384 с.

132. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и оборудования. Сборник трудов по земледельческой механике, т.2 / П.М. Василенко. – М.: Сельхозгиз, 1954. – 64 с.

133. Кутьков Г.М. Энергетический баланс гусеничного трактора с учетом динамических потерь мощности / Г.М. Кутьков, В.Г. Иваницкий // Тракторы и сельхозмашины. – 1975. – № 4. – С. 6-9.

134. Лебедев С.А. Эффективный крюковой КПД гусеничного трактора на пахотных работах / С.А. Лебедев // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ. – 2006. – Вип. 11, т. 1. – С. 127-133.

135. Лебедев А.Т. Тяговый КПД трактора при неравномерном распределении реакций между колесами / А.Т, Лебедев, Н.П. Артемов, А.А. Гриненко // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сборник научных трудов, ХНТУСХ. – Харьков: ХНТУСХ, 2003. – Вып. 6. – С. 49-56.

136. Погорелый Л.В. Устойчивость движения и энергетическая эффективность мобильных машинных агрегатов / Л.В. Погорелый. – М.: Доклады ВАСХНИЛ, 1980. - № 8. – С. 33-35.

137. Лебедев А.Т. Энергосберегающий режим движения тракторного агрегата на гоне / А. Лебедев, С. Лебедев, В. Погорелый // Вісник ХДТУСГ. – Харків: ХДТУСГ, 2011. – Вип.107. т.2 – С. 5 – 11.

138. Левцев А.П. Алгоритм расчета энергетического потенциала СХА / А.П. Левцев, А.Г. Ванин, С.А. Мальцев, К.А. Миндров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 4. – С. 28 – 31.

139. Гудз Г.С. Визначення показників надійності гідромеханічних передач автотранспорту з вдосконаленим пакетом фрикціонів / Г.С. Гудз, М.М. Борис, М.М. Остащук // Наукові нотатки. – 2016. – Вип. 55. – С. 96 – 101.

140. Turenko A. A method of evaluating vehicle controllability according to the dynamic factor / A. Turenko, M. Podrygalo, D. Klets, V. Gatsko, M. Varun // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2016. № 3(7). С. 29-33.

141. Спосіб визначення та обмеження динамічних навантажень при роботі тракторного агрегату / А.Т. Лебедев, М.П. Артьомов, М.А. Подригало, О.С.Полянський, Є.О. Дубінін, О.Г. Хворост, В.В. Задорожня, О.В. Кот. – № u201004298; заявл. 25.05.2010; - опубл. 25.10.2010; Бюл. № 20

142. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.; Под общ. ред. И.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение. – 1991. – 544 с.

143. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко, А.Т. Лебедев, В.А. Перегон, В.Б. Самородов, А.Н. Туренко; Под ред. А.Н. Туренко. – Харьков : Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.

144. Рославцев А.В. Теория движения тягово-транспортных средств / А.В. Рославцев. – М.: УМУ «ТриАДА», 2003. – 276 с.

145. Иванцов В.Д. Аналитическое описание переходных процессов движения трактора на транспорте / В.Д. Иванцов, В.В. Скабелин, А.В. Иванцов, С.В. Иванцов // Известия ВолГТУ. – 2012. – № 4. – С. 24 – 28.

146. Богомоллов В. А. Устойчивость процесса управления торможением двухосного автомобиля при использовании регулятора

тормозных сил / В. А. Богомолов, И. Л. Разницын // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2015. – №. 68. – С. 45 - 49.

147. Толстолицкий В.А. Математическое моделирование и анализ процессов в шасси колесных и гусеничных машин / В.А. Толстолицкий; Под ред. Д.О. Волонцевича. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – 171 с.

148. A. De Luca. Modelling and control of nonholonomic mechanical systems / A. De Luca, G. Oriolo // Kinematics and Dynamics of Multi-Body Systems. – Springer-Verlag. – 1995. – PP. 301-305.

149. Geradin M. Kinematics and dynamics of rigid and flexible mechanisms using finite elements and quaternion algebra / M. Geradin, A. Cardone // Computational Mechanics. – 1988. – Vol. 1. – PP. 115-135.

150. Bayo E. A modified Lagrangian formulation for the dynamic analysis of constrained mechanical systems / E. Bayo, J.C. de Jalon, M.A. Serena // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1988.Vol. 71. – NZ. – PP. 183-195.

151. Zahariev E. Stabilization of multiple constraints in multibody dynamics using optimization and a pseudo-inverse matrix / E. Zahariev, J. McPhee // Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems. – 2003. Vol. 9. - №4. – PP. 417-435.

152. Bauchau O.A. Parallel computation approaches for flexible multibody dynamics simulations / O.A. Bauchau // Journal of the Franklin institute. – 2001. Vol. 347. - № 1. – P. 53-68.

153. Азимжанов Н.У. Динамическая модель трактора с полунавесным прицепом / Н.У. Азимжанов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. - № 9. – С. 25-27.

154. Калінін Є. І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини / Є.І. Калінін // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 156 – С. 327 – 334.

155. Лопарев А.А. Основные показатели эффективности с.-х. транспортно-технологических агрегатов по динамическому паспорту / А.А. Лопарев, В.И. Судницын, К.В. Новиков, В.В. Бронников // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 6. – С. 31-33.

156. Либцис С.Е. Требования к тормозным системам тракторов при повышении транспортных скоростей / С.Е. Либцис, М.А. Подригало // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. – № 11. – С. 9-10.

157. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.Н. Кирчатый. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ. – 1999. – 93 с.

158. Шепеленко И.Г. Динамика трехзвенного тракторного поезда в процессе торможения: дис.... канд. техн. наук: 05.05.03 / Игорь Георгиевич Шепеленко. – Х., 1981. – 192 с.

159. Council Directive 96/96 EC on the approximation of the Member states relating to roadworthiness test for motor vehicles and their trailers. – Brussels. – 1977.

160. Бондаренко А.І. Методика експериментального дослідження процесу розгону трактора Fendt 936 Varіо при виконанні польових та транспортних робіт / А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, М.О. Мітцель, В.Б. Самородов // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2014. – № 2 (69). – С. 48–55.

161. Погорілий Л.В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління / Л.В. Погорілий // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2003. – Вип. 20. – С. 10-27.

162. Добролюбов И.П. Определение времени усреднения диагностического сигнала при динамическом методе контроля технического состояния / И.П. Добролюбов, В.М. Лившиц // ВКН.: Совершенствование инженерного обеспечения сельскохозяйственного производства. – Новосибирск, 1980. – С. 42-481.



163. Колчин А.В. Новые средства и методы диагностирования автотракторных двигателей / А.В. Колчин, Ю.К. Бобков. – М.: Колос, 1982. – 111 с.

164. Иофинов С.А. Приборы для учета и контроля работы тракторных агрегатов (теория, проектирование и расчет) / С.А. Иофинов, Х.М. Райхлин. – Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.

165. Иофинов С.А. Приборы для учета и контроля работы тракторных агрегатов (теория, проектирование и расчет) / С.А. Иофинов, Х.М. Райхлин. – Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.

166. Рославцев А.В. Средства исследования движения МТА / А.В. Рославцев, В.М. Авдеев, В.М. Третьяк, С.А. Абдула и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1999. – № 3. – С. 26-29.

167. Вантусов Ю.А. Измерение расхода топлива при испытаниях тракторов / Ю.А. Вантусов, А.В. Макевин // Тракторы и сельхозмашины. – 2006. - № 10. – С. 16-18.

168. Кардашевский С.В. Испытания сельскохозяйственной техники / С.В. Кардашевский, Л.В. Погорелый, Г.М. Фудиман, П.И. Лобко, В.В. Брей. – М.: Машиностроение, 1979. – 256 с.

169. Ляхов С.В. Определение параметров динамики движения автомобиля при испытательных маневрах экспериментально-расчетным путем / С.В. Ляхов / Механика машин, механизмов и материалов. – Минск, 2014. – № 3 (28). – С. 5-11.

170. Hermander W. Improving the responses of several accelerometers used in a car under performance test be using Kalman filtering / W. ermander // Sensors. – 2001. – Vol. 1. – P. 38-52.

171. Колмогоров А.Н. Элементы теории функций и функционального анализа / А.Н. Колмогоров, С.В. Фомин. – М.: Наука, 1972. – 435 с.

172. Кутателадзе С. С. Основы функционального анализа. – 4-е изд., испр. – Новосибирск: Изд-во Ин-та математики, 2001. – 354 с.

173. Деруссо П. Пространство состояний в теории управления / П. Деруссо, Р. Рой, Ч. Клоуз. – М.: Наука, 1970. – 620 с.
174. Красовский Н.П. Теория управления движением / Н.П. Красовский. – М.: Наука, 1968. – 438 с.
175. Saperstone S.H. Controllability Linear Oscillatory Systems Using Positive Controls // SIAM J. on Control. – 1971. – V. 9, # 2. – P. 253-262.
176. Liansuo Xie and paul W. Clear // Iowa State Unit Agricultural Enging Dept. Simulation of Agricultural Tractor-Trailer System Stability. SAE Prepr. # 851530, 1985, 14 pp.
177. Подригало М.А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов. / М.А. Подригало. – Харьков: Издательство Акад. ВВ МВД Украины, 2013. – 221 с.
178. Васильев Б.В. Надежность и эффективность радиоэлектронных устройств / Б.В. Васильев, Б.А. Козлов, Л.Г. Ткаченко. – М.: Советское радио, 1964. – 354 с.
179. Фельдбаум А.А. Методы теории автоматического управления / А.А. Фельдбаум, М.А. Бутковский. – М.: Наука, 1971. – 722 с.
180. Хвольсон О.А. Курс физики. Т.1 / О.Д. Хвольсон. – Берлин, 1923. – 254 с.
181. Ляпунов А.М. Лекции по теоретической механике / А.М. Ляпунов. – К.: Наукова думка, 1982. – 632 с.
182. Калінін Є. І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання / Є.І. Калінін // Інженерія природокористування. – 2016. – №. 1 (5). – С. 24-28.
183. Подригало М.А. Повышение эффективности работы сельскохозяйственного уборочного комплекса на основе синхронизации движения агрегатов / М.А. Подригало, А.Т. Лебедев, В.С. Кисель // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХНТУСГ: – Х.: ХНТУСГ, 2011. Вип. 107 – С. 43 – 53.

184. Гельфанд Н.М. Вариационное исчисление / Н.М. Гельфанд, С.В. Фомин. – М.: Физматгиз, 1961. – 238 с.
185. Зангиев А.А. Производственная эксплуатация машинно-тракторного парка / А.А. Зангиев, Г.П. Лышко, А.Н. Скороходов // Учебник. – М.: Колос, 1996. – 320 с.
186. Подригало Н.М. Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателей внутреннего сгорания колесных машин / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Вып. 38, 2013. – С.18-24.
187. Артемов Н.П. Алгоритмы экспериментального определения реализуемой мощности двигателя мобильной машины при выполнении технологических операций / Н.П. Артемов, Н.М. Подригало // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 60 (966). – С. 17-24.
188. Лебедев А.Т. Оцінка працездатності трактора по змінних параметрах стану / А.Т. Лебедев, М.П. Артьомов // Тракторна енергетика в рослинництві: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2010. – Вип. 89. – С. 11-26.
189. Тракторы: Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
190. Надикто В. Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт / В. Надикто // Техніка і технології АПК. – 2016. – № 10. – С. 34-38.
191. Третьяк В.М. Моделирование процессов взаимодействия движителей тягово-транспортных средств с опорной поверхностью методом конечных элементов / В.М. Третьяк, В.Н. Болдовский // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – 2006. – Вип. 46. – С. 31-37.

192. Лебедев С. Підвищення агроекологічних якостей сільськогосподарських колісних тракторів / С. Лебедев // Техніка і технології АПК. – 2016. – № 1. – С. 16-21.
193. Гапич Д.С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов: дисс. ... докт. техн. наук – 05.20.01 / Д.С. Гапич – Волгоград, 2014. – 187 с.
194. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов, Г.П. Лышко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1984. – 351 с.
195. ДСТУ 7463:2013. Сільськогосподарська техніка. Трактори сільськогосподарські. Класифікація показників. – Київ: Держстандарт України, 2013. – 11 с.
196. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. – Київ: Держстандарт України, 1994. – 36 с.
197. ДСТУ ISO 9001:2009. Системи управління якістю. Вимоги (ISO 9001: 2008, IDT). – Київ: Держспоживстандарт України, 2009. – 18 с.
198. Бородачев Н.А. Основные вопросы теории точности производства / Н.А. Бородачев. – М.: АН СССР, 1969. – 412 с.
199. Сергеев А.Г. Точность и достоверность диагностики автомобиля / А.Г. Сергеев. – М.: Транспорт, 1980. – 188 с.
200. Кузнецов Н.Г. Теория тягового баланса энергонасыщенных колёсных тракторов при работе на тяжёлых почвах засушливых зон: учебное пособие / Н.Г. Кузнецов. – Волгоград: ВГСА, 2004. – 140 с.
201. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко – СПб. Питер, 2002. – 604 с.
202. Диканев Т.В. Спектральный анализ сигналов: [уч. пособ. для вузов] / Т.В. Диканев. – Саратов: ИРЭ РАН, 2011. – 24 с.
203. Бедринцев А. А. Представление данных с помощью минимальных эллипсоидов / А. А. Бедринцев, В. А. Чепыжов. // Труды 56-й научной конференции. Управление и прикладная математика. – МФТИ. Москва. – 2013. – С. 55-60.

204. C. Bradford Barber et al., The Quickhull Algorithm for Convex Hull, ACM Transactions on Mathematical Software, Vol. 22, No. 4, 1996, pp. 469-483.
205. Stephen Boyd et al., Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory, SIAM studies in applied mathematics ; vol. 15, 1994.
206. Boyd S., Convex Optimization, Cambridge University Press, 2004.
207. Ильин В. А. Линейная алгебра и аналитическая геометрия / В. А. Ильин, Г. Д. Ким – М.: Проспект, 2012. – 400 с.
208. Вимірювально-реєстраційний комплекс для випробувань мобільних машин і їх елементів. Модифікація «ВДВММ 4-001». Паспорт 4-001.000.00 ПС.
209. Коробко А. І. Удосконалення методів та метрологічного забезпечення проведення динамічних випробувань автомобілів : дис. ... канд. техн. наук : 05.01.02 / Андрій Іванович Коробко. – Х., 2013. – 176 с.
210. MMA7260QT datasheet. – Электронный ресурс. Режим доступа: [http://www.freescale.com/files/sensors/doc/data\\_sheet/MMA7260QT.pdf](http://www.freescale.com/files/sensors/doc/data_sheet/MMA7260QT.pdf). – Проверено 17.02.2013.
211. Triple Axis Accelerometer MMA7260. – Электронный ресурс. Режим доступа: [http://www.dfrobot.com/wiki/index.php/Triple\\_Axis\\_Accelerometer\\_MMA7260\\_\(SKU:\\_DFR0068\)](http://www.dfrobot.com/wiki/index.php/Triple_Axis_Accelerometer_MMA7260_(SKU:_DFR0068)). – Проверено 17.02.2013.
212. Клец Д.М. Градуировка акселерометров методом постоянного ускорения // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Вип. 2 (32), т. 1. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – С. 87-92.
213. Пестов Е. Распознавание движения мобильного устройства / Е. Пестов // International Journal of Open Information Technologies. 2013. №3. С.5-10

214. Артёмов М.П. Використання фільтра Баттерворта для підвищення точності дослідження динаміки машино-тракторних агрегатів / М.П. Артёмов // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». – 2013. – №2(70). – С. 153-158.

215. Аналоговые измерительные устройства [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://analogiu.ru/6/6-5-1.html>

216. Donald J. Bemdt, James Clifford. "Using Dynamic Time Warping to Find Patterns in Time Series", In formal ion Systems Department Stem School of Business New York University, New York, April 26, 1994.

217. Глобальные технические правила №8. Электронные системы контроля устойчивости / ESETRANS 180, 2008. – 116 с.

218. Клец Д.М. Метод повышения точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин, с помощью фильтра Баттерворта / Д.М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2012. – №60(966). – С. 98-104.

219. Артёмов М.П., Клец Д.М. Динамічні випробування датчиків прискорень на лабораторному вібростенді / М.П. Артёмов, Д.М. Клец // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». – 2012. – №2(66). – С. 5-9.

220. Клец Д.М. Разработка мобильного регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний колесных машин / Д.М. Клец // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – №25. – С. 234-241.

221. Способ определения буксования трактора и устройство для его осуществления: Комитет по изобретениям и открытиям при Совете Министров СССР, Кл. 421, 29к / Ардашев Г. Р. – № 385759. заяв. 30.09.1948.

222. Устройство для измерения буксования ведущих колес трактора: Комитет по изобретениям и открытиям при Совете Министров СССР, Кл. G01 P3/60 / Зеленин Г. П. и Вайнруб В. И. – №1695234 Оп. 30.11.1991.

223. Устройство для измерения буксования сельскохозяйственных тракторов: Д.п. 430005 Молдова, МПК: B60K G07C / Иншаков А. П. (RU), Вертиев М. Е. (RU) – №: 118587. Оп. 27.07.2012.

224. Мальцев В.П. Применение комбинации радиолокационных и контактных измерений для вычисления скорости и пробуксовки сельскохозяйственных машин / В.П. Мальцев // Прикладная радиоэлектроника. – Х.: Изд-во ХНУРЭ, 2014. – Т. 13, № 1. – С. 93-98.

225. Мальцев В.П. Флуктуации когерентных сигналов миллиметрового диапазона при зондировании почвы с малых высот / В.П. Мальцев, Г.И. Хлопов // Радиотехника. – Х.: Изд-во ХНУРЭ, 2013. – Вып. 172. – С. 32-40.

226. Geen J. New iMEMS® Angular-Rate-Sensing Gyroscope. / J. Geen, D. Krakauer // West Bridgewater – 2003. – Vol. 37 – №1. – с. 12-15.

227. Приймак П.И. Измерение расхода топлива при испытаниях тракторов / П.И. Приймак, А.М. Краснопольский // Тракторы и сельхозмашины, 1971. – №1 – С. 13 – 16.

228. Гельфенбейн С.П. Приборы и средства автоматизации для машинно-тракторных агрегатов / С.П. Гельфенбейн // Тракторы и сельхозмашины. – 1971. – №4 – С. 35 – 38.

229. Краснопольский А.М. Сравнение эффективности методов измерения расхода топлива / А.М. Краснопольский // Тракторы и сельхозмашины. – 1972. – №3 – С. 15 – 17.

230. Антощенко Р.В. Результаты лабораторних випробувань витратомірів палива «ІВА-ММ», «ПОРТ-1», «РТ-1» / Р.В. Антощенко // Молодёжь и сельскохозяйственная техника в XXI веке: V-й Международный форум молодёжи. Сборник материалов форума. – Харьков: ХНТУСХ, 2009. – С. 155.

231. ДСТУ 3537-97. Метрологія. Державна повірочна схема для засобів вимірювань об'єму рідини. – Введ. 01.01.1998. – К: Видавництво стандартів, 1997. – 26 с.

232. ДСТУ 3711-98. Засоби вимірювань тиску. Терміни та визначення. – Введ. 01.01.1999. – К: Видавництво стандартів, 1998. – 23 с.

233. ДСТУ 3954-2000 (ГОСТ 8.571-2000). Метрологія. Вимірювачі швидкості рідинних потоків. Методи та засоби повірки. – Введ. 01.07.2000. – К: Видавництво стандартів, 2000. – 31 с.

234. ДСТУ ГОСТ 7057-2003 Трактори сільськогосподарські. Методи випробування (ГОСТ 7057-2001, IDT)

235. Ребров А.Ю. Анализ аналитических зависимостей для определения коэффициента буксования тракторных шин / А.Ю. Ребров, В.В. Кучков // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2012. – № 64. – С. 22–25.

236. СОУ-П УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого 71.2-37-046043090-017:2015 «Сільськогосподарська техніка. Визначення тягових показників тракторів. Метод парціальних прискорень». – Введ. 14.01.2014. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ, 2015. – 10 с.

237. Анохин В. И. Использование мощности и экономичности двигателя сельскохозяйственного трактора с механической и гидромеханической трансмиссией // Докл. ТСХА. Вып. 81. 1963. - С 28-35.

238. Ленивцев, А.Г. Снижение интенсивности абразивного изнашивания тракторной силовой передачи применением компенсатора герметичности. Дисканд. техн. наук: 05.20.03 / А.Г. Ленивцев Самара, 1999. - 174с.

239. Спицын, И.А. Совершенствование конструкций сапунов тракторных трансмиссий / И.А. Спицын, Е.Н. Ардеев, А.А. Орехов // Сб. материалов Всероссийской науч.-практ. конф., посвященной памяти профессора А.Ф. Блинохватова. Пенза: РИО ПГСХА, 2005. - С. 207-208.



240. Глазков, В.Ф. Эффективность работы трансмиссии и гидросистемы сельскохозяйственных тракторов с объединенной масляной емкостью/ В.Ф. Глазков, Н.И. Черников // Вопросы тракторной химмотологии: Сб. науч. тр. / Ульяновск: Ульяновский СХИ, 1986.-С.7-10.

241. Уханов, А.П. Использование нефтепродуктов, технических жидкостей и ремонтных материалов при эксплуатации мобильных машин: Учебное пособие. / А.П. Уханов, Ю.В. Гуськов, И.И. Артемов, А.В. Климанов 2-е изд., перераб. и доп. - Самара: СГСХА, 2002.-292 с.

242. Неклюдов, В.Б. Износ и смазка в эксплуатации машинно-тракторного парка: Учебное пособие / В.Б. Неклюдов, В.В. Логинов, Ю.Н. Сидыганов. Йошкар-Ола: МарПИ, 1992.-84с.

243. Борисенко, В.А. Результаты эксплуатационных испытаний торцовых уплотнительных колец ведущего вала коробки передач трактора «Кировец» / В.А. Борисенко, Минина И.А. // Организация и технология необезличенного ремонта сельскохозяйственной техники. Л., 1987. - С. 57 – 60

244. Кузьмин, Ю.А. Повышение безотказности трактора класса 40 кН резервированием затяжки резьбовых соединений: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.03 / Ю.А. Кузьмин. Пенза, 2004. - 20 с.

245. Мачнев, В.А. Вибрационное диагностирование и прогнозирование состояния механических передач тракторов: Дис. . докт. техн. наук: 05.20.03 / В.А. Мачнев. Пенза, 1996 - 305 с.

246. Стребков, С.В. Повышение эффективности использования зубчатых зацеплений и подшипниковых узлов трансмиссии сельскохозяйственных машин / С.В. Стребков // Техн.сервис в агропром.комплексе. М., 1998, - С. 75 – 79

247. Венскайтис, В.В. Повышение долговечности зубчатых колес тракторных трансмиссий путем использования металлосодержащих смазочных композиций: Автореф. дис. . канд. техн. наук: 05.20.03 / В.В. Венскайтис Саратов, 1998.-20с.

248. Жильцов, С.Н. Пути повышения эффективности уплотнения тракторных силовых передач/ С.Н. Жильцов // Совершенствование конструкции и технологии использования с.-х. техники. Самара, 1999. - С. 63 — 65

249. Хохлов, П.И. Исследование долговечности сопряжений деталей коробок передач трактора «Кировец» в условиях реальной эксплуатации / П.И. Хохлов; Ленинградский СХИ «Ордена трудового красного знамени». Д., 1990. -18с. - Деп. в. ВНИИТЭИагропром 19.07.1990.

250. Клименко, Н.П. Пути обеспечения оптимального повышения ресурса деталей трансмиссии трактора / Н.П. Клименко // Вестник ХГПУ. Харьков 2000. - С.28-33.

251. Беляев, В.Е. Повышение долговечности тракторных трансмиссий путем улучшения эксплуатационного режима смазки рабочих поверхностей ресур-соопределяющих сопряжений: Автореф. дис. . канд. техн. наук: 05.20.03 / В.Е. Беляев Саратов, 2000. – 24 с.

252. Макаров, В.С. К совершенствованию элементов трансмиссий тракторов / В.С. Макаров, В.В. Чегулов // Вестник Чувашской ГСХА. Йошкар-Ола, 2002.-С. 169-174.

253. Корнилович, С.А. Повышение ресурса зубчатых передач / С.А. Корнилович, Паутов П.И. // Тракторы и сельхозмашины.- 2000. №7, С.38-39.

254. Орехов, А.А. Снижение интенсивности изнашивания зубчатых передач тракторных трансмиссий применением рациональных температур трансмиссионных масел: Дис. канд. техн. наук: 05.20.03 / А.А. Орехов - Пенза., 2001.– 170с.

255. Сафонов, В.В. Повышение долговечности ресурсопределяющих агрегатов мобильной сельскохозяйственной техники путем применения металлсодержащих смазочных композиций: Автореф. дис. . д-ра техн. наук: 05.20.03 / В.В. Сафонов. Саратов, 1999. - 36 с.

## 1 ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

### 1.1 Назначение и область применения

Трактор ХТЗ-17221-21 колесный, сельскохозяйственный, общего назначения и предназначен для выполнения энергоемких сельскохозяйственных работ: пахоты, сплошной культивации, боронования, посева и уборки зерновых и технических культур, транспортных работ с прицепами общей массой до 20 тонн.

Трактор ХТЗ-17221-21 отличается от базового трактора ХТЗ-17221 установкой двигателя типа ЯМЗ-238М2 взамен двигателя типа ЯМЗ-236М2.

### 1.2 Техническая характеристика\*

#### 1.2.1 Общие данные

Марка . . . . .	ХТЗ-17221-21
Тип . . . . .	Колесный, сельскохозяйственный, общего назначения
Тяговый класс . . . . .	4
Номинальное тяговое усилие, кН (тс)	40 (4)
Скорости движения и максимальные тяговые усилия на передачах при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и отсутствии буксования, $\frac{\text{км/ч}}{\text{кН (кгс)}}$ :	
I диапазон передач:	
первая . . . . .	$\frac{3,61}{60,00 (6000)}$
вторая . . . . .	$\frac{4,24}{60,00 (6000)}$
третья . . . . .	$\frac{5,01}{60,00 (6000)}$
четвертая . . . . .	$\frac{5,68}{60,00 (6000)}$
II диапазон передач:	
первая . . . . .	$\frac{7,59}{60,00 (6000)}$
вторая . . . . .	$\frac{8,90}{58,00 (5800)}$

\* Отличительные технические данные, остальные одинаковы с трактором ХТЗ-17221

третья . . . . .	<u>10,52</u>
	47,96 (4796)
четвертая . . . . .	<u>11,93</u>
	41,43 (4143)
III диапазон передач:	
первая . . . . .	<u>11,53</u>
	41,11 (4111)
вторая . . . . .	<u>13,53</u>
	34,01 (3401)
третья . . . . .	<u>15,99</u>
	27,67 (2767)
четвертая . . . . .	<u>18,14</u>
	23,54 (2354)
IV диапазон передач:	
первая . . . . .	<u>25,41</u>
	15,68 (1568)
вторая . . . . .	<u>29,80</u>
	12,32 (1232)
третья . . . . .	<u>35,23</u>
	9,32 (932)
четвертая . . . . .	<u>39,97</u>
	7,37 (737)
I диапазон передач заднего хода:	
первая . . . . .	<u>5,46</u>
	60,00 (6000)
вторая . . . . .	<u>6,41</u>
	60,00 (6000)
третья . . . . .	<u>7,58</u>
	60,00 (6000)
четвертая . . . . .	<u>8,59</u>
	48,72 (4872)
II диапазон передач заднего хода:	
первая . . . . .	<u>17,45</u>
	24,13 (2413)
вторая . . . . .	<u>20,46</u>
	19,52 (1952)
третья . . . . .	<u>25,37</u>
	14,36 (1436)
четвертая . . . . .	<u>28,72</u>
	11,82 (1182)
Масса, кг:	
сухая (конструкционная) в полной ком- плектации . . . . .	8365
эксплуатационная (с учетом веса оператора и возимого ЗИП) . . . . .	8940
Распределение массы по осям, кг:	
передний мост . . . . .	5660
задний мост . . . . .	3280

Допуск на массу, % . . . . .	±2,5
Габаритные размеры, мм:	
длина:	
с навесным устройством	
в рабочем положении . . . . .	6460±50
без навесного устройства	
с устройством прицепным . . . . .	5900±50
ширина (по передним крыльям)	2460±50
высота . . . . .	3400±40
База, мм . . . . .	2860±40
Колея, мм . . . . .	1860±40
Дорожный просвет под мостами, не менее, м	400
Наименьший радиус поворота, м . . . . .	6,7
Максимальная глубина преодолеваемого брода (с закрытыми дренажными отверстиями), м . . . . .	0,9
Максимальные углы поперечной статической устойчивости трактора, град. . . . .	35
Максимальные углы подъема (спуска) на сухом задерненном грунте, град.: . . . . .	
трактора . . . . .	20
трактора с буксируемым прицепом с грузом 9000 кг . . . . .	12
Тормозной путь на сухой бетонированной дороге при начальной скорости торможения 30 км/ч, не более, м . . . . .	13
<b>1.2.2 Двигатель*</b>	
Марка	ЯМЗ-238М2
Тип	Четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный, непосредственным впрыском топлива
Мощность, кВт (л.с.):	
номинальная . . . . .	176,5 (240)
эксплуатационная . . . . .	165,6 (225)
предельные отклонения . . . . .	±7,03 (±9,5)
Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин . . . . .	2100 <sup>50</sup> / <sub>10</sub>

\* Остальные показатели приведены в Руководстве по эксплуатации двигателя

Удельный расход топлива, г/кВт·ч (г/л.с.·ч):	
при номинальной мощности . . . . .	295 (217)
при эксплуатационной мощности . . . . .	312,5 (229)
Относительный расход масла, % к расходу топлива, не более:	
общий . . . . .	1,2
на угар . . . . .	0,5
Пусковое устройство . . . . .	Электростартер
Средства облегчения пуска . . . . .	Термо 900ST, жидкостный, дизельный

### Заправочные емкости

Наименование емкости	Объем ГСМ, л
Топливный бак	430
Гидросистема коробки передач	18
Объединенная гидросистема трактора	85
Редуктор ВОМ	6,8
Ведущие мосты и колесные редукторы	64
Система охлаждения двигателя (для низкозамерзающей жидкости Тосол-А40М)	34
Система смазки двигателя	29,5

### ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ



Універсальний просапної трактор Джон Дір 8310 - результат удосконалення попередньої моделі 8030, яка в усіх відношеннях позитивно зарекомендувала себе в широкому спектрі рослинницьких і кормозаготівельні технологій сільського господарства різних рівнів складності.

Модель John Deere 8310R успішно використовується з широкозахватних робочим обладнанням навісного та причіпного типу. З особливостей цієї машини слід відзначити:

- завдяки інтелектуальній системі управління обладнанням, є можливість автоматизації роботи декількох функцій трактора;
- мають місце комфортні умови роботи оператора, які позитивно позначаються на зниженні його стомлюваності і продуктивності праці;
- моделі цієї серії обладнані високотехнологічними електронно-комп'ютерними системами управління силовим агрегатом, автоматичною



трансмисією і бортовий гідравлікою. Основна частина корисних гаджетів входить в заводську комплектацію, додаткові - встановлюються опціонально.

### Основные характеристики:

<i>Производитель:</i>	John Deere (Джон Дир)
<i>Годы выпуска:</i>	2011 - 2013
<i>Мощность двигателя (номинальная):</i>	310 л.с.
<i>Мощность двигателя (максимальная):</i>	341 л.с.
<i>Литраж двигателя:</i>	9.0 литра
<i>Модификации трактора:</i>	8310R - колесный; 8310RT - гусеничный
<i>Завод производитель:</i>	Ватерлоо, Айова, США
<i>Серия тракторов:</i>	8R Series
<i>Цена:</i>	По запросу
<i>Купить трактор:</i>	Оформив заказ на сайте

### Вместимость:

<i>Топливо:</i>	694,9 л
-----------------	---------

### 3-х точечная навеска:

<i>Тип навески:</i>	III, IVn
<i>Грузоподъемность навески:</i>	при 24 "/ 610 мм: 8300 кг (2011); 8482 кг (2012)

### Коробка отбора мощности (ВОМ):

<i>Задний ВОМ:</i>	независимый
<i>Скорость заднего ВОМ:</i>	1000 (1-3 / 4); 1000 (1-3 / 8 опционально); 540 (1-3 / 8 опционально)

### Механические характеристики:

<i>Шасси:</i>	4x4 MFWD 4WD
<i>Блокировка дифференциала:</i>	передний и задний замок
<i>Рулевое управление:</i>	hydrostatic power, ActiveCommand Steering (опционально)
<i>Тормоза:</i>	дифференциальный гидравлический мокрый диск
<i>Кабина:</i>	стандартная кабина CommandView II с обогревом и кондиционером.

### Гидравлика:

<i>Тип:</i>	закрытый центр с компенсацией давления потока
<i>Давление в гидравлике:</i>	200,0 бар
<i>Количество клапанов:</i>	3, 4, 5
<i>Насос подачи:</i>	132,5 литров в минуту
<i>Общий поток:</i>	227,1 литров в минуту; 166,5 литров в минуту (опционально)

### Электрические характеристики:

<i>Земля:</i>	отрицательная
<i>Система зарядки:</i>	генератор
<i>Ампераж зарядки:</i>	200

### Батарея:

<i>Число:</i>	2
<i>Cold-cranking amps:</i>	925
<i>Вольтаж батареи:</i>	12

### Характеристики двигателя, вариант №1:

<i>Модель и тип:</i>	John Deere PowerTech PSX, двойные турбокомпрессоры, дизель, с жидкостным охлаждением рядный
<i>Литраж двигателя:</i>	9.0 литра
<i>Количество цилиндров:</i>	6
<i>Количество клапанов:</i>	24
<i>Диаметр / Ход поршня:</i>	118 x 136 мм
<i>Сжатие:</i>	16: 1
<i>Выбросы:</i>	3 В уровень, 4 уровень, временный
<i>Контроль выбросов:</i>	рециркуляции отработавших газов (EGR)
<i>Номинальная мощность:</i>	310 л.с. (EC 97/98)
<i>Максимальная мощность:</i>	341 л.с. (EC 97/68); 357 л.с. (EC 97/68, IPM)
<i>Воздухоочиститель:</i>	двухступенчатый
<i>Предварительный подогрев:</i>	эфир (опционально), обогреватель блока (опционально)
<i>Номинальные обороты в минуту:</i>	2100
<i>Стартер:</i>	Электрический
<i>Вольтаж стартера:</i>	12
<i>Объем масла:</i>	27,9 л
<i>Замена масла:</i>	250 часов, 500 ч (JD Plus-50 II масло)
<i>Объем охлаждающей жидкости:</i>	41,0 л

**Коробка передач (вариант №1):**

<i>Коробка передач:</i>	John Deere Automatic PowerShift
<i>Тип:</i>	full power shift
<i>Передачи:</i>	16 вперед и 4 назад

**Коробка передач (вариант №2):**

<i>Коробка передач:</i>	John Deere AutoPowr
<i>Тип:</i>	бесступенчатая трансмиссия (IVT)
<i>Передачи:</i>	бесконечные вперед и назад

**Габаритные размеры трактора:**

<i>Шины передние:</i>	420 / 85R34
<i>Шины задние:</i>	480 / 80R50
<i>Вес (максимальный):</i>	18000 кг
<i>Нагрузка на переднюю ось:</i>	8000 кг
<i>Нагрузка на заднюю ось:</i>	11500 кг
<i>Колесная база:</i>	302 см;
<i>Длина:</i>	619 см; 656 см (с передним весом)
<i>Ширина:</i>	243 см (ось); 300 см (длинная ось); 348 см (лампы); 444 см (удлиненные лампы)
<i>Высота:</i>	243 см (кабина)
<i>Дорожный просвет (клиренс):</i>	передняя ось: 59 см (1500); 51 см (ILS); 66 см (задняя ось); 35 см (drawbar)

**Тестирование:**

<i>Дата испытаний:</i>	20 сентября - 3 октября, 2011 года
<i>Тип:</i>	Дизель Powershift 4WD
<i>ВОМ мощность (макс):</i>	302,97 л.с.
<i>ВОМ использование топлива (макс):</i>	60,2 л / час
<i>Тяговая мощность (макс):</i>	235,40 л.с.

### Д.2 Машина для внесения жидких органических удобрений МЖТ-16



Машина для самозагрузки, транспортировки, перемешивания и сплошного поверхностного внесения жидких органических удобрений

Предназначена для самозагрузки, транспортировки, перемешивания и сплошного поверхностного внесения жидких органических удобрений, а также для перевозки технической воды.

#### **Техническая характеристика**

Производительность в час основного времени (при дозе внесения 40 т/га, расстоянии перевозки 2 ... 3 км и средней транспортной скорости 20 км/ч), т 50.

Грузоподъемность, т 16

Ширина внесения удобрений, м 6... 12 Скорость движения, км/ч:

Рабочая до 10

Транспортная (с грузом) до 30

Время самозагрузки, мин 6 ... 12

Норма внесения удобрений, т/га 10... 60

Неравномерность внесения по рабочей ширине

И ходу движения агрегата, % до 25

Максимальная глубина забора жидкости от нулевого уровня при самозагрузке, м до 3,5. Масса, кг не более 5800

Машина МЖТ-16 по сравнению с РЖТ-16 обеспечивает благодаря применению удобрений влажность 88 вместо 92%, повышение производительности на 15,4%, сокращение затрат труда на внесении 1 т удобрений 13,7 %, снижение удельной материалоемкости на 34 кг/т.

Недостаток: большие габариты для горной местности, требуется трактор с тяговым усилием 50 кН.



Національний науковий центр  
"Інститут метрології"

**СВІДОЦТВО**  
**ПРО ДЕРЖАВНУ МЕТРОЛОГІЧНУ АТЕСТАЦІЮ**  
№ 2176 від 22.03.2013

Вимірювально-реєстраційний комплекс для випробувань мобільних машин та їх елементів модифікації ВДВММ 4-001 з акселерометрами № 06085445, 06085446  
(назва, позначення, порядковий номер, дата виготовлення)  
Виробник Наукова школа професора М.А. Подригало, м. Харків  
(назва підприємства)  
Належить Наукова школа професора М.А. Подригало, м. Харків  
(назва підприємства або організації)  
Призначення вимірювання динаміки мобільних машин і їх елементів  
(стисла характеристика об'єкту, для якого призначено засіб вимірювальної техніки)  
Умови проведення t = (20 ± 0,5) °C, φ = 48 %, p = 101,2 кПа  
(температура, вологість тощо)

Результати метрологічної атестації

Назва метрологічної характеристики	Одержане значення метрологічної характеристики	Тип (клас, розряд) робочих еталонів, застосованих під час метрологічної атестації
1	2	3
Діапазон параметрів прискорення	Від 0,005 м/с <sup>2</sup> до 10 м/с <sup>2</sup>	Державний первинний еталон одиниці прискорення для трьохкомпонентної акселерометрії ДЕТУ 02-05-05
Найбільше значення основної допустимої відносної похибки прискорення	Не перевищує ± 1 %	

За результатами державної метрологічної атестації (протокол № 1 від 14.03.2013 р.) вимірювально-реєстраційний комплекс для випробувань мобільних машин та їх елементів модифікації ВДВММ 4-001 визнаний таким, що відповідає вимогам експлуатаційної документації і придатний до застосування як робочий засіб вимірювальної техніки

Повірку під час експлуатації проводити за МПУ 01/04-2013 „Метрологія. Вимірювально-реєстраційний комплекс для випробувань мобільних машин та їх елементів модифікації ВДВММ 4-001. Методика повірки”.

Міжповірочний інтервал – 1 рік.

Заст. генерального директора  
з науково-метрологічної роботи



(підпис)

О.В. Прокопов

(ініціали, прізвище)

Вчений-зберігач

(підпис)

Р.С. Проскурня



МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ

Національний науковий центр «Інститут метрології»

(ННЦ «Інститут метрології»)

61002, Харків, вул. Миросицька, 42

Свідоцтво про уповноваження № ПК 008-2014 від 16.05.2014 р.

**СВІДОЦТВО**

про перевірку засобу вимірювальної техніки

№ 5515 Чинне до « 21 » 09 2017р.

Реєстраційний комплекс ВДВММ 4-001

Назва та умовне позначення з акселерометрами ДЛШ

№ 29093115,

№ 29093117

Зав. №

Виробник

За результатами перевірки встановлено, що засіб вимірювальної техніки (далі – ЗВТ) відповідає вимогам Паспорта 4-001.000.00 ПС

(назва нормативно-правового акта,

що містить вимоги до метрологічних характеристик і значення метрологічних характеристик

(клас точності, похибки, діапазон вимірювання) особливості застосування ЗВТ)

Додаток: на 1 листі у 1 прим. на зворотньому боці

Персонал, який виконував роботи з перевірки

Я.С.Довженко

(підпис)

(ініціали та прізвище)

Місце відбитка повірочного тавра

"21" 09  
2016 р.

## Технічні характеристики акселерометра

Характеристика	Символ	Min	Оптимальне	Max	Одиниця вимірювання
1	2	3	4	5	6
Робочий діапазон					V
Напруга живлення					V
Сила струму	$V_{DD}$	2,2	3,3	3,6	$\mu A$
Діапазон робочих температур	$I_{DD}$	-	500	800	$^{\circ}C$
Діапазон вимірювання прискорення, X-вісь, Y-вісь, Z-вісь	$T_A$	-40	-	+105	g
	$g_{FS}$	-	$\pm 1,5g$	-	g
	$g_{FS}$	-	$\pm 2,0g$	-	g
	$g_{FS}$	-	$\pm 4,0g$	-	g
	$g_{FS}$	-	$\pm 6,0g$	-	g
Продовження таблиці 1					
1	2	3	4	5	6
Вихідний сигнал					
Zero-g ( $T_A = 25^{\circ}C$ , $V_{DD} = 3,3 V$ )		1,485	1,65	1,815	
Zero-g <sup>4)</sup>	$V_{OFF}$				V
X-вісь	$V_{OFF}, T_A$	$\pm 2,6^{6)}$	$\pm 0,6$	$\pm 3,8^{7)}$	$mg/^{\circ}C$
Y-вісь		$\pm 5,8^{6)}$	$\pm 5,8$	$\pm 5,9^{7)}$	
Z-вісь		$\pm 1,0^{6)}$	$\pm 0,8$	$\pm 0,8^{7)}$	
Чутливість ( $T_A = 25^{\circ}C$ , $V_{DD} = 3,3 V$ )					
1.5g	$S_{1,5g}$	740	800	860	mV/g
2g	$S_{1,5g}$	555	600	645	mV/g
4g	$S_{1,5g}$	277,5	300	322,5	mV/g
6g	$S_{1,5g}$	185	200	215	mV/g
Чутливість					
X-вісь	V, $T_A$	$\pm 0,02$	$\pm 0,02$	$\pm 0,02$	$\%/^{\circ}C$
Y-вісь		$\pm 0,01$	$\pm 0,01$	$\pm 0,01$	
Z-вісь		$\pm 0,01$	$\pm 0,00$	$\pm 0,01$	
Пропускна здатність					
XU	$f_{3db}$	-	350	-	Гц

Z	$f_{-3db}$	-	150	-	Гц
Шум RMS (0,1 Гц – 1 кГц) Спектральна густина потужності RMS (0,1 Гц – 1 кГц)	$n_{RMS}$ $n_{PSD}$	- -	4,7 350	- -	mVrms
Управління часом Power-Up Час відгуку Enable Час відгуку Резонансна частота чутливого елементу XY Z Внутрішня частота дискретизації	$t_{RESPONSE}$ $t_{ENABLE}$ $f_{GCELL}$ $f_{GCELL}$ $f_{CLK}$	- - - - -	1,0 0,5 6,0 3,4 11	2,0 2,0 - - -	ms ms кГц кГц кГц
Нелінійність, $X_{OUT}$ , $Y_{OUT}$ , $Z_{OUT}$	$NL_{OUT}$	-1,0	-	+1,0	%FSO
Крест-Axis Чувствительность	$V_{XY, XZ, YZ}$	-	-	5,0%	%

## Протоколи випробувань

John Deere 8310R + МЖТ-16  
ХФ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

стор. 1 з 2  
Протокол № 05-02Ф-2019

Міністерство аграрної політики та продовольства України



Державна наукова установа  
«Український науково-дослідний інститут прогнозування та  
випробування техніки і технологій для сільськогосподарського  
виробництва імені Леоніда Погорілого»  
(УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого)

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

**Випробування з метою достовірного висвітлення споживчих характеристик та сприяння  
реалізації сільськогосподарської техніки (Focus-test)**

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Директор ХФ УкрНДІПВТ  
ім. Л. Погорілого  
 С. А. Лебедєв  
«12» червня 2019 р.

ПРОТОКОЛ № 05-02Ф-2019 від 12 червня 2019 року

**ТРАКТОР JOHN DEERE 8310 + ЦИСТЕРНА МЖТ-16**

**Визначення дотичної сили тяги трактора при зміні маси транспортного агрегату  
у процесі експлуатації**



**Виробник продукції** – Трактор John Deere 8310R: Завод John Deere, м. Домодедово, Російська Федерація; МЖТ-16 : МЧП «Либідь», м. Суми, Україна

### Опис виробу

Універсально-просапний колісний трактор John Deere, потужний трактор з базовою вагою 12390 кг. Характеризується досить компактними параметрами (6,56 x 3,49 x 3,27), високим агротехнічним просвітом і повноцінною маневреністю.

МЖТ-16 – призначена для самозавантаження, транспортування, перемішування, та суцільного поверхневого внесення, а також для перевезення технічної води.

Випробування проводились на території ТОВ «Агрофірма Барвінок», Харківська обл., Барвінківський р-н, м. Барвінкове.

61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська (Котлова), 236

Телефон/факс: (057) 712-90-72

E-mail: hfukrndipvt@gmail.com

**Результати випробувань розповсюджуються лише на випробовуваний зразок**



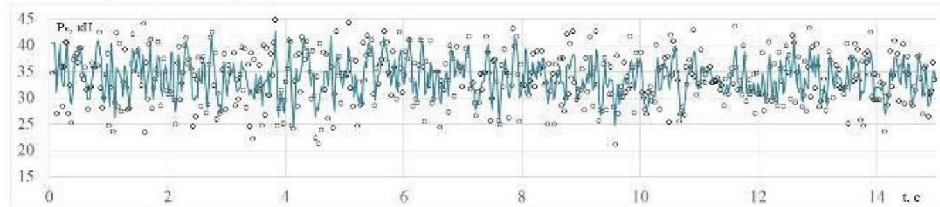
John Deere 8310R + МЖТ-16	стор. 2 з 2
ХФ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого	Протокол № 05-02Ф-2019

**Умови випробувань**

Показник	Значення
Температура повітря, °С	+27
Відносна вологість повітря, %	49
Атмосферний тиск, кПа	100,1

**Метод випробувань:** парціальних прискорень.

**Результати випробувань.**




Величина дотичної сили тяги причіпного транспортно-технологічного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 при русі на 4 передачі транспортного діапазону ґрунтовою дорогою

**Коментарі за результатами випробувань**

За результатами випробувань встановлено, що переміщення центру мас причіпного транспортно-технологічного агрегату (John Deere 8310R + МЖТ-16) при виконанні технологічного процесу, спричиняє зміну значень дотичної сили тяги трактора на 4 передачі транспортного діапазону в інтервалі від 25 до 45кН. З урахуванням теоретичного значення, визначеного на основі тягових розрахунків, зміна величини дотичної сили тяги в середньому становить  $\pm 10$  кН.

**Виконавці:**

від ХФ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого:

Провідний науковий співробітник  А. І. Коробко

Молодший науковий співробітник  М. С. М'ясушка

від ХНТУСГ ім. П. Василенка:

Канд. техн. наук, доцент  Є. І. Калінін

Канд. техн. наук, асистент  І. В. Колеснік



61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська (Котлова), 236  
Телефон/факс: (057) 712-90-72  
E-mail: hfukrndipvt@gmail.com

**Результати випробувань розповсюджуються лише на випробовуваний зразок**

John Deere 8310R + МЖТ-16  
ХФ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

стор. 1 з 2  
Протокол № 05-01Ф-2019

Міністерство аграрної політики та продовольства України



Державна наукова установа  
«Український науково-дослідний інститут прогнозування та  
випробування техніки і технологій для сільськогосподарського  
виробництва імені Леоніда Погорілого»  
(УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого)

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

**Випробування з метою достовірного висвітлення споживчих характеристик та сприяння  
реалізації сільськогосподарської техніки (Focus-test)**

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Директор ХФ УкрНДІПВТ  
ім. Л. Погорілого  
С. А. Лебедєв  
« 18 » березня 2019 р.

ПРОТОКОЛ № 05-01Ф-2019 від 18 березня 2019 року

**ТРАКТОР JOHN DEERE 8310 + ЦИСТЕРНА МЖТ-16**

**Визначення положення центру мас агрегату методом парціальних прискорень**



**Виробник продукції** – Трактор John Deere 8310R: Завод John Deere, м. Домодедово, Російська Федерація; МЖТ-16 : МЧП Либідь, м. Суми, Україна

#### **Опис виробу**

Універсально-просапний колісний трактор John Deere, потужний трактор з базовою вагою 12390 кг. Характеризується досить компактними параметрами (6,56 x 3,49 x 3,27), високим агротехнічним просвітом і повноцінною маневреністю.

МЖТ-16 – призначена для самозавантаження, транспортування, перемішування, та суцільного поверхневого внесення, а також для перевезення технічної води.

Випробування проводились на території ТОВ «Агрофірма Барвінок», Харківська обл., Барвінківський р-н, м. Барвінкове.

61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська (Котлова), 236  
Телефон/факс: (057) 712-90-72  
E-mail: hfukrndipvt@gmail.com

**Результати випробувань розповсюджуються лише на випробовуваний зразок**

John Deere 8310R + МЖТ-16  
ХФ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

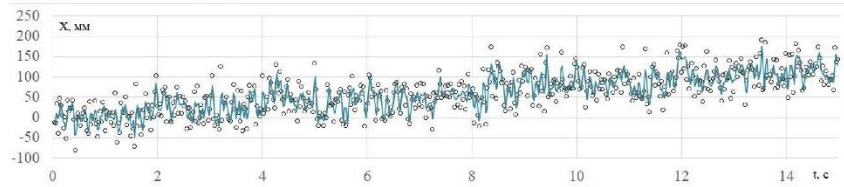
стор. 2 з 2  
Протокол № 05-01Ф-2019

#### Умови випробувань

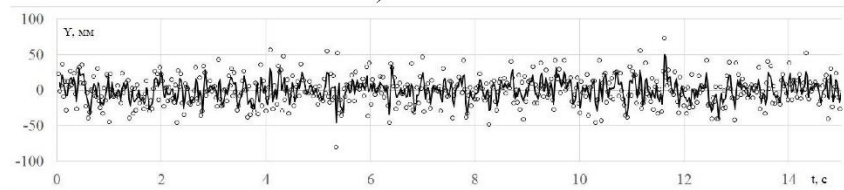
Показник	Значення
Температура повітря, °С	+27
Відносна вологість повітря, %	49
Атмосферний тиск, кПа	100,1

Метод випробувань: парціальних прискорень

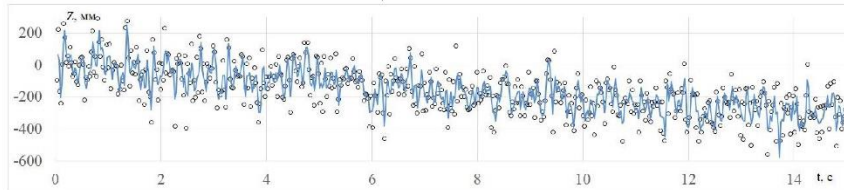
#### Результати випробувань.



а) за віссю X



б) за віссю Y



в) за віссю Z

Переміщення центру мас транспортно-технологічного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 при русі на 4 передачі транспортного діапазону ґрунтовою дорогою

#### Коментарі за результатами випробувань

За результатами випробувань встановлено, що при русі агрегату з причіпною машиною переміщення центру мас за вертикальною віссю складас (без урахування розвантаження машини)  $\pm 200$  мм, що в три рази менше, ніж у напівначіпної транспортно-технологічної машини і не впливає на її поперечну стійкість.

#### Виконавці:

від ХФ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого:

Провідний науковий співробітник \_\_\_\_\_ А. І. Коробко

Молодший науковий співробітник \_\_\_\_\_ М. С. Мясущка

від ХНТУСГ ім. П. Василенка:

Канд. техн. наук, доцент \_\_\_\_\_ Є. І. Калінін

Канд. техн. наук, асистент \_\_\_\_\_ І. В. Колеснік

61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська (Котлова), 236

Телефон/факс: (057) 712-90-72

E-mail: hfukrndipvt@gmail.com

Результати випробувань розповсюджуються лише на випробовуваний зразок

Министерство аграрной политики и продовольствия Украины  
 Государственное научное учреждение  
 «Украинский научно-исследовательский институт прогнозирования и испытания техники  
 и технологий для сельскохозяйственного производства имени Леониды Погорелого»  
 (УкрНИИПТ им. Л. Погорелого)  
 Харьковский филиал УкрНИИПТ им. Л. Погорелого

Аттестат аккредитации № 21527 действителен до 13.05.2019 года  
 в соответствии с требованиями ДСТУ ISO/IEC 17025:2006  
 61139, г. Харьков, ул. Богдана Хмельницкого, 236  
 Телефон/факс: (057) 712-9414, e-mail: 00397-712-90-72  
 E-mail: bb@ucir.gov.ua



ПРОТОКОЛ № 09-32-2016  
 от 17 октября 2016 года

**Фокус-тест**  
 тракторного поезда в составе  
 трактора Challenger MT685D + бункер-  
 накопитель перегрузочный ПБН-30  
 с целью определения курсовой  
 устойчивости при движении  
 с прицепной машиной переменной массы

В протоколе: страниц — 9  
 рисунков — 3  
 таблиц — 3

**Внимание!**  
 1. Протокол не может тиражироваться частично, а только целиком и только с  
 письменного согласия Харьковского филиала УкрНИИПТ им. Л. Погорелого.  
 2. Протокол распространяется только на испытательный(е) образцы(и).

Challenger MT685D+ПБН-30 стр. 3 из 9  
 УкрНИИПТ им. Л. Погорелого Протокол № 05-33-2016

**СОДЕРЖАНИЕ**

Предмет договора и сроки исполнения работ	4
1. Введение	5
2. Теоретическая оценка курсовой устойчивости	5
3. Средства измерительной техники и испытательное оборудование	6
4. Условия проведения испытаний	6
5. Экспериментальное определение курсовой устойчивости тракторного поезда в составе трактора Challenger MT685D + бункер-накопитель перегрузочный ПБН-30	7
Выводы	9

стр. 4 из 9 Challenger MT685D+ПБН-30  
 Протокол № 05-33-2016 УкрНИИПТ им. Л. Погорелого

**Предмет договора и сроки исполнения работ**

Испытания с целью оценки курсовой устойчивости тракторного поезда в составе трактора Challenger MT685D + бункер-накопитель перегрузочный ПБН-30 при движении с прицепной машиной переменной массы на основании договора № 05-30/2016 от 22.09.2016 г. между Харьковским филиалом УкрНИИПТ им. Л. Погорелого и ООО «Завод Кобзаренка».

**Заявитель** – ООО «Завод Кобзаренка», Сумская обл., пгт. Липовая Долина, Украина.

**Изготовитель продукции:**  
 ПБН-30 – ООО «Завод Кобзаренка», Сумская обл., пгт. Липовая Долина, Украина,  
 Challenger MT685D – AGCO, 202 Industrial Park, Jackson, MN 56143, USA, США.

**Срок проведения испытаний:**  
 начало – 27.09.2016 г.  
 окончание – 27.09.2016 г.

**Место проведения испытаний:** территория ООО «Завод Кобзаренка», Сумская обл., пгт. Липовая Долина.

Challenger MT685D+ПБН-30 стр. 5 из 9  
 УкрНИИПТ им. Л. Погорелого Протокол № 05-33-2016

**1 Введение**

Под устойчивостью понимается свойство машины сохранять заданное направление движения, ориентацию продольной и вертикальной осей.

Устойчивость непосредственно связана с безопасностью движения. Управляя неустойчивой машиной, оператор вынужден внимательно следить за обстановкой и постоянно корректировать движение машины, чтобы она не вышла за пределы коридора движения.

Курсовой устойчивостью называют свойство двигаться без корректирующих воздействий со стороны оператора, т.е. при неизменном положении рулевого колеса. Машина с плохой курсовой устойчивостью произвольно меняет направление движения («рыскает» по дороге), создавая угрозу другим участникам движения.

Нарушение курсовой устойчивости при прямолинейном движении машины происходит под действием возмущающих сил, поперечной составляющей веса, бокового ветра, ударов колес о неровности дороги, а также различных по величине продольных сил (тяговой, тормозной), приложенных к колесам правой и левой сторон машины. При криволинейном движении машины к этим силам добавляется центробежная сила.

**2 Теоретическая оценка курсовой устойчивости**

Курсовая устойчивость тракторного поезда в составе трактора Challenger MT685D + бункер-накопитель перегрузочный ПБН-30 оценивалась при различном заполнении по массе бункера-накопителя перегрузочного.

При транспортировании трактором прицепной сельскохозяйственной машины возмущающий момент формируется за счет рыскания самой машины вследствие неровностей дороги.

Стабилизирующий момент создается от прерывных по сцеплению боковых режущих дорожек на колесах заднего моста трактора.

Наиболее приемлемым по условиям обеспечения минимальной трудоемкости и обеспечения необходимой точности измерений был выбран измерительный комплекс, имеющий в своем составе два акселерометра и вычислительный блок. Согласно разработанной методике проводились дорожные испытания. Тракторный поезд осуществлял движение при различной нагрузке прицепа: пустой, на половину загружен и полностью загружен.

В память компьютера записывались поперечные ускорения трактора, возникающие при движении тракторного поезда. Акселерометры измерительного комплекса устанавливались в задней части трактора возле системы навески оборудования. Определялись разброс значений поперечных (боковых) ускорений.

стр. 6 из 9  
 Протокол № 05-33-2016  
 Challenger MT685D+ПБН-30  
 ХФ УкрНИИПТ им. Л. Погорелого

**3 Средства измерительной техники и испытательное оборудование**

Таблица 1 – Средства измерительной техники и испытательное оборудование используемое при проведении экспериментальных исследований

Рулетка металлическая Р200/Ж, зав. № 113.05659	Геометрические величины	от 0 до 2 · 10 <sup>6</sup> мм, U = 0,2 мм
Барометр-анемометр БАММ-1, зав. № 937 инв. № 104.30272	Атмосферное давление	от 80 кПа до 106 кПа, U = 0,04 кПа
Многофункциональный измеритель пестер МЭТ-5080, зав. № 12021899 + датчик температуры та влажность ИТ 52, зав. № 111191355	Температура и влажность окружающей среды	Температура воздуха – от -20 °С до +60 °С, U = 0,19 °С; относительная влажность воздуха – от 0 до 100 %, U = 2,5 %
Манометр шинный зав. № 583, инв. № 104.30272	Давление	от 0 до 1600 кПа, U = ± 0,8 %
Анемометр шапечный МС-13, зав. № 860, инв. № 113.30598	Скорость ветра	от 1 м/с до 20 м/с, 1 м/с – U = 0,03 м/с; 5 м/с – U = 0,23 м/с; 10 м/с – U = 0,25 м/с
Измеритель динамических свойств мобильных машин ВДММ-4-1	Ускорения/замедления, время заезда, скорость движения	± 1 G

**4 Условия проведения испытаний**

Таблица 2 – Характеристика метеорологических условий

Показатель	Значения показателя	Примечание
Температура воздуха, °С	от +12 до +16	
Относительная влажность воздуха, %	от 60 до 65	
Атмосферное давление, кПа	100	

стр. 8 из 9  
 Протокол № 05-33-2016  
 Challenger MT685D+ПБН-30  
 ХФ УкрНИИПТ им. Л. Погорелого

Проводились заезды тракторного поезда. В каждом заезде проводилось 2000 измерений. Результаты измерения поперечных ускорений трактора показано на рис. 3. На оси ординат показаны значения относительной частоты попадания значения в интервал, на оси абсцисс – значения ускорений. Сплошной тонкой линией показано распределение ускорений при буксировании пустого прицепа, сплошной толстой – наполовину загруженного, пунктирной – полностью загружено.

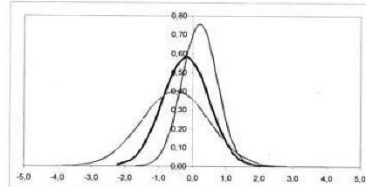


Рисунок 3 – Результаты измерения поперечных ускорений трактора

Параметры полученных распределений ускорений показаны в табл. 1.

Загрузка прицепа	Среднее значение	Среднеквадратическое отклонение
Порожний	0,25	1,21
На половину загруженный	-0,16	1,39
Полностью загруженный	-0,51	2,29

Отклонение среднего значения от нуля свидетельствует о том, что в процессе движения тракторный поезд отклонился перпендикулярной прямолинейной траектории движения: вправо – среднее значение больше 0, в лево – среднее значение меньше 0 (определяется направлением оси датчика).

Разница между разбросом ускорений при движении с порожним и загруженным прицепом составила примерно 47 %. Следует отметить, что при движении с пустым прицепом частота ускорений больше ±1 м/с<sup>2</sup> составила 12 %, на половину загруженным – не больше 33 %, полностью загруженного – 75 % от общего количества дискретных значений ускорений.

Challenger MT685D+ПБН-30  
 ХФ УкрНИИПТ им. Л. Погорелого  
 стр. 7 из 9  
 Протокол № 05-33-2016

**5 Экспериментальное определение курсовой устойчивости тракторного поезда в составе трактора Challenger MT685D + бункер-накопитель перегрузочный ПБН-30**

На рис. 1 показан общий вид испытываемого тракторного поезда.

На рис. 2 показано места установки акселерометров



Рисунок 1 – Испытуемый тракторный поезд

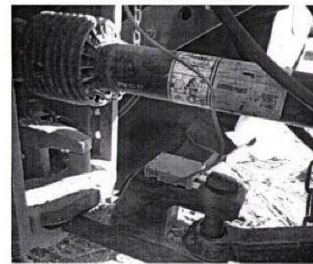


Рисунок 2 – Место установки акселерометров

Challenger MT685D+ПБН-30  
 ХФ УкрНИИПТ им. Л. Погорелого  
 стр. 9 из 9  
 Протокол № 05-33-2016

**Выводы**

Результаты эксперимента подтвердили возможность использования метода параллельных ускорений для оценивания курсовой устойчивости тракторного поезда в составе трактора Challenger MT685D + бункер-накопитель перегрузочный ПБН-30 при движении с прицепной машиной переменной массы. Для тракторного поезда в составе трактора Challenger MT685D + бункер-накопитель перегрузочный ПБН-30 определены значения поперечных ускорений, которые являются показателем устойчивости при движении.

Руководитель НИР  
 д-р. техн. наук, проф. А. Т. Лебедев  
 Исполнители:  
 ведущий научный сотрудник, канд. тех. наук, доц. А. И. Коробко  
 научный сотрудник, канд. тех. наук, доц. М. Л. Шуляк  
 инженер Ю. Ю. Козлов  
 инженер М. С. Мясуща

*Архівний ар-к*

30116

Міністерство аграрної політики та продовольства України  
 Державна наукова установа  
 «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого»  
 (УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого)  
 Харківська філія УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого

**ПРОТОКОЛ № 05-38-2016**

**Фокус-тест тракторного поїзда в складі трактора Challenger MT685D + бункер-накопичувач перевагтажувальний ПБН-30 з метою визначення потужності витраченої на привід ВВП**

Харків 2016

Міністерство аграрної політики та продовольства України  
 Державна наукова установа  
 «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого»  
 (УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого)  
 Харківська філія УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого  
 Ассат сертифікат № 215327 дійсний до 13.05.2019 року відповідно до вимог ДСТУ ISO/IEC 17025:2006  
 61130, м. Харків, вул. Котлова, 236  
 Телефон/факс: (057) 712-94-74; чейсфакс: (057) 712-99-72  
 Е-мэй: [info@ndpvt.gov.ua](mailto:info@ndpvt.gov.ua)

ЗАКРЕДИТУЮ  
 Директор Харківської філії  
 УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого  
 С.А. Либєга  
 «21» листопада 2016 р.

**ПРОТОКОЛ № 05-38-2016**  
 від 21 листопада 2016 року

**Фокус-тест тракторного поїзда в складі трактора Challenger MT685D + бункер-накопичувач перевагтажувальний ПБН-30 з метою визначення потужності витраченої на привід ВВП**

В протоколі: сторінок - 10  
 рисунків - 4  
 таблиць - 4

**Увага!**  
 1. Протокол не може передаватися частинами, а лише цілком і тільки за письмовою угодою Харківської філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого.  
 2. Протокол позначається Умовами на випробувальний (і) зразок (ів).

Challenger MT685D+ПБН-30 Харківська філія УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого Сторінка 3 з 10  
 Протокол № 05-38-2016

<b>ЗМІСТ</b>	
Предмет договору і терміни виконання робіт .....	4
1. Вступ .....	5
2. Теоретична оцінка потужності двигуна витраченої на привід ВВП .....	6
3. Засоби виміральної техніки та випробувальне устаткування .....	7
4. Умови проведення випробувань .....	7
5. Експериментальне визначення потужності двигуна витраченої на привід ВВП тракторного апарату в складі трактора Challenger MT685D + бункер-накопичувач перевагтажувальний ПБН-30 дорожнім методом .....	8
Висновки .....	10

**Предмет договору і терміни виконання робіт**

Випробування з метою визначення потужності двигуна виготовленої на прівід ВВП тракторного агрегату в складі трактора Challenger MT685D + буксирно-накопичувач перевагаувальний ПН-30 проведено на підставі договору № 05-30/2016 від 22.09.2016 р. між Харківською філією УкрНДПВТ ім. Л. Погорлого та ТОВ «Завод Кобзаренка».

**Завивник** – ТОВ «Завод Кобзаренка», Сумська обл., смт. Липова Долина, Україна.

**Виробник продукції:**  
ПН-30 – ТОВ «Завод Кобзаренка», Сумська обл., смт. Липова Долина, Україна;  
Challenger MT685D – AGCO, 202 Industrial Park, Jackson, MN 56143, USA, США.

**Термін проведення випробувань:**  
початок – 27.09.2016 г.  
закінчення – 27.09.2016 г.

**Місце проведення випробувань:** територія ТОВ «Завод Кобзаренка», Сумська обл., смт. Липова Долина.

**1 Вступ**

Вал відбору потужності (ВВП) призначений для приведення в рух робочих органів мобільних або стаціонарних машин, що агрегуються з трактором. ВВП отримує обертальний рух (потужність) від головного зчленення або одного з валів трансмісії і руху передальних двох (двотерень, квалів, Устаткування муфт та ін.) механізму відбору потужності обертального руху, або механізму приводу ВВП.

Відповідно до можливостей агрегування трактора і необхідністю приводу машин існують ВВП заднього, фронтального, перелього (завичай з самодільних шасі) і б'ічного розташування.

Залег розташування ВВП строго регламентовано у вертикальній і горизонтальній площинах, а також по відстані від осі підвісу механізму навішування.

До механізмів відбору потужності і в тому числі, до ВВП предивляється ряд вимог, яким вони повинні відповідати:

- кількість ВВП, їх розташування, режими обертання і кількість швидкоостей повинні повністю забезпечувати вимоги всього комплексу агрегатованих з трактором приводних (які одержують потужність через ВВП) машин;
- механізм відбору потужності і в тому числі зчленовані ВВП, повинні забезпечувати передачу номінальної експлуатаційної потужності двигуна;
- конструкція механізму відбору потужності повинна забезпечувати просте і легке перемикання режимів і швидкоостей обертання ВВП з місця тракториста, виключаючи ймовірність шіт операцій;
- всі інформація про роботу ВВП трактора (номер ВВП, режим, частота обертання, напрямок обертання, рівень переданого навантаження) повинна виводитися в легко читальній формі на руль управління;
- конструкція механізму відбору потужності трактора повинна забезпечувати захист ВВП від перевагаення.

Крім перерахованих до механізмів відбору потужності сільськогосподарських тракторів предивляють ряд вимог, обумовлених специфікою їх роботи.

Прівід ВВП повинні забезпечувати можливість:

- послідовного розгону спочатку робочих органів машин, а потім всього МТА;
- короточасної зупинки трактора без зупинки робочих органів машин;
- перевикання передач під час роботи трактора без зупинки робочих органів машин;
- вклучення і виключення робочих органів машин без зупинки МТА.

Показниками ефективності роботи МТА на сьогоднішній день є продуктивність і паливна економічність при виконанні технологічної операції.

Продуктивність, виміряти досить просто, значно ширшу захвату машини і агрегатаційні вимоги по швидкоості. З паливною економічністю все трохи складніше, це викликане складністю вимірювання базових параметрів, необхідних для розрахунків. У більшості випадків, слідуючи шляхом спрощення методик

визначення, значеніх вимі параметрів, багато авторів погоджуються, що найкраща паливна економічність відоміає, тим режимом роботи МТА, в яких двигун трактора завантажений максимально.

Так як сучасні трактори давно перейшли з тягової в тягово-енергетичну концепцію, отже, не можуть реалізувати весь потенціал потужності через рушій, для підвищення паливної економічності, необхідно визначити раціональні межі потужності двигуна, що передається через ВВП на прівід робочих органів сільськогосподарських машин.

Визначення потужності переданої через прівід ВВП, при проведенні експериментальних досліджень, складна і дорога операція. Тому на наш погляд, потрібно приділити увагу розвитку експрес методу випробувань МТА в напрямку підвищення відтворюваності і повторюваності випробувань, а також розвитку методів аналізу отриманих експериментальних даних.

Запропонований спосіб реалізується при використанні датчиків прискорення для визначення в умовах експлуатації потужності двигуна необхідної на прівід ВВП з мінімальними витратами праці на проведення вимірювань.

**2 Теоретична оцінка потужності двигуна виготовленої на прівід ВВП**

Метод парціальних прискорень заснований на правому вимірюванні лінійних прискорень, які виникають при русі МТА і подальшій обробці результатів цих вимірювань. Виходячи з цього, при проведенні експериментальних досліджень стола задача відбору випробувального устаткування і розробки методики проведення випробувань.

Найбільш прийнятним за умовами забезпечення мінімальної трудомісткості і забезпечення необхідної точності вимірювань був обраний вимірювальний комплекс, який має в своєму складі два акселерометра і обчислювальний блок. Згідно з розробленою методикою проводилася польова випробування МТА. Здійснювалися розгін з початкової нульової швидкоості з подальшим відбегом. У пам'ять комп'ютера записувалися діаграми розгону-відбегу. Акселерометри вимірювального комплексу встановлювалися в задній частині трактора. Визначалася показника: темп наростання швидкоості для МТА з відключеною і вклученою ВВП для різних швидкоостей руху.

- У загальному випадку, експрес-метод діагностування полягає в наступному:
- встановити випробувальне обладнання на машину і вклучити його;
  - розігнати машину до встановленої швидкоості;
  - провести вільний відбег;
  - зафіксувати результат;
  - за результатами констатувати поточну величину тягового опору і затрати потужності на прівід ВВП.

Першим етапом дослідження є визначення сталонної для обраного трактора сили тяги. Для чого трактор без сільськогосподарських машин розганяється з м'якою до сталой швидкоості руху, на асфальтній або бетонній дорозі, випробування проводяться відповідно до вимог заданих ГОСТ 7057-2001. Величина прискорення враховує стохастичні фактори, які виникають в процесі руху

трактора (коєфіцієнти опору ковзання, буксування), ковзання крутного моменту двигуна, які неможливо визначити аналітичним методом.

Другим етапом проводиться розгін МТА з відключеною ВВП на асфальтній відповідному технологічної операції. Так як рух з агрегатованою сільськогосподарською по деформованій поверхні викликає збільшення часу розгону і зменшення відбегу, то порівнявши ці показники з сталонною діаграмою сили тяги можна визначити потужність двигуна, яку можна реалізувати через ВВП.

Третім етапом проводиться розгін МТА з вклученою ВВП. Опір робочих органів сільськогосподарських машин набір швидкоості, як наслідок порівнявши всі три діаграми можна отримати тяговий опір сільськогосподарської і потужності двигуна виготовленого на прівід ВВП.

**3 Засоби вимірювальної техніки та випробувальне устаткування**

Таблиця 1 – Засоби вимірювальної техніки і випробувального устаткування використані при проведенні експериментальних досліджень

Розетка металова РЭУЭЖ, ном. № 113.00659	Госметроин вклучення	від 0 до 2·10 <sup>6</sup> мм, U = 0,2 мм
Барометр-анероїд БАММ-1, зав. № 937 ном. № 104.30272	Атмосферний тиск	від 80 кПа до 106 кПа, U = 0,04 кПа
Багатофункціональний електронний тестер МЭТ-5080, зав. № 13021899 + датчик температури та вологості HT 52, зав. № 111101355	Температура і вологість навколишнього середовища	Температура повітря – від -20 °С до +60 °С, U = 0,19 °С, відносна вологість повітря – від 0 до 100 %, U = 2,5 %
Манометр шпильний зав. № 583, ном. № 104.30272	Тиск	від 0 до 1600 кПа, U = 0,8 %
Акселерометр шашковий МС-13, зав. № 860, ном. № 113.30598	Швидкоості вітру	від 1 м/с до 20 м/с, 4 м/с – U = 0,03 м/с, 5 м/с – U = 0,23 м/с, 10 м/с – U = 0,23 м/с
Вимірювач динамічних властивостей мобільних машин ВДВММ 4-1	Прискорення/уповільнення, час запалу, швидкоості руху	± 1 G

**4 Умови проведення випробувань**

Таблиця 2 – Характеристика метеорологічних умов

Показник	Значення показника	Примітка
Температура повітря, °С	від +12 до +16	
Відносна вологість повітря, %	від 60 до 65	
Атмосферний тиск, кПа	100	

**5 Експериментальне визначення потужності двигуна витраченої на привід ВВП тракторного агрегату в складі трактора Challenger MT685D + буксер-накопичувач переважтуживальний ПБН-30 есперс методом**

На рис. 1 показаний загальний вид випробовуваного тракторного поїзда.  
 На рис. 2 показано місце установки акселерометрів



Рисунок 1 – Досліджувані тракторний поїзд



Рисунок 2 – Місце установки акселерометрів

Еталонні параметри трактора наведені на діаграмі (рис. 3) і в таблиці 3.

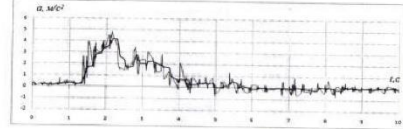


Рисунок 3 – Регін еталоного трактора

Таблиця 3 – Результати вимірювання еталоного параметрів трактора на агрофоні «Бетонна дорога»

Передача трансмісії	Максимальне тягове зусилля, кН	Максимальна тягова потужність, кВт	Середня швидкість руху, км/год	Буксування, %
XVII	44,7	191,2	15,3	1,5 – 2
XIX	41,21	196,7	17,1	1,5 – 4

Результати вимірювання параметрів потужності двигуна витраченої на привід ВВП наведені на діаграмі рис. 4 і в таблиці 4.

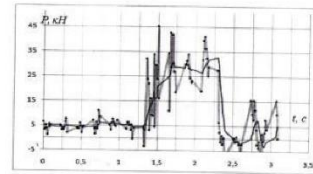


Рисунок 4 – Тягоий опір МТА

Таблиця 4 – Результати розрахунку потужності двигуна витраченої для пересування причепа і приводу ВВП на агрофоні естерня зернових»

Передача трансмісії	Тягове зусилля, кН	Потужність на привід ВВП, кВт	Тягова потужність, кВт	Завантаження трактора по тяговій потужності, %
ВВП виключено	27,3	–	130,9	66,5
ВВП включено	29,2	14,6	145,5	73,8

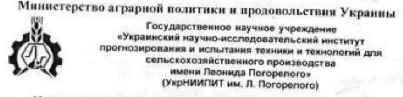
**Висновки**

Результати експерименту підтвердили можливість використання методу парціальних прискорень для визначення потужності витраченої на привід ВВП. Методика дослідження основних тягових показників МТА на основі динамічних параметрів є перспективним напрямком розвитку сучасної науки. Врахування саме стохастичних режимів дозволить найбільш повно імітувати роботу системи при проведенні математичного моделювання.

Виконавці:  
 провідний науковий співробітник, канд. тех. наук, доц. *[Signature]* А. І. Коробко  
 науковий співробітник, канд. тех. наук, доц. *[Signature]* М.Л. Шулак  
 інженер *[Signature]* Ю.Ю. Козлов  
 інженер *[Signature]* М.С. Мисунка



АРХІВНИЙ пр-к 3708



Министерство аграрной политики и продовольствия Украины  
Государственное научное учреждение  
«Украинский научно-исследовательский институт  
протозирования и испытания техники и технологий для  
сельскохозяйственного производства  
имени Леонида Погорелого»  
(УкрНИИПТ им. Л. Погорелого)

Харьковский филиал УкрНИИПТ им. Л. Погорелого

ПРОТОКОЛ  
№ 05-31-2016

Фокус-тест  
трактора ХТА-200  
с целью определения тормозных свойств

Харьков 2016

Министерство аграрной политики и продовольствия Украины  
Государственное научное учреждение  
«Украинский научно-исследовательский институт протозирования и испытания техники  
и технологий для сельскохозяйственного производства имени Леонида Погорелого»  
(УкрНИИПТ им. Л. Погорелого)  
Харьковский филиал УкрНИИПТ им. Л. Погорелого

Аттестат аккредитации № 218527 действительный до 13.05.2019 года  
в соответствии с требованиями ДСТУ ISO/IEC 17025:2006  
61139, г. Харьков, ул. Битюкова, 236  
Телефон/факс: (057) 712-94-74; телефон: (057) 712-90-72  
E-mail: h.kh@ukrniipit.gov.ua



УТВЕРЖДАЮ  
Директор Харьковского филиала  
УкрНИИПТ им. Л. Погорелого  
С.А. Лебедев  
«17» октября 2016 г.

ПРОТОКОЛ № 05-31-2016  
от 17 октября 2016 года

Фокус-тест  
трактора ХТА-200  
с целью определения тормозных  
свойств

В протоколе: страниц - 9  
рисунков - 2  
таблиц - 3

Внимание!

- 1. Протокол не может привиряться частями, а только целиком и только с  
письменного согласия Харьковского филиала УкрНИИПТ им. Л. Погорелого.
- 2. Протокол распространяется только на испытательный(е) образец(и).

ХТА-200 стр. 3 из 9  
ХФ УкрНИИПТ им. Л. Погорелого Протокол № 05-31-2016

СОДЕРЖАНИЕ

Предмет договора и сроки исполнения работ .....	4
1. Введение .....	5
2. Теоретическая оценка тормозных свойств трактора .....	5
3 Средства измерительной техники и испытательное оборудование .....	7
4 Условия проведения испытаний .....	7
5 Экспериментальное определение тормозных свойств трактора ХТА-200 .....	8
Выводы .....	9

**Предмет договору і терміни виконання робіт**

Випробування з метою визначення потужності двигуна виготовленої на прівід ВВП тракторного агрегату в складі трактора Challenger MT685D + буксирно-накопичувач перевагаувальний ПН-30 проведено на підставі договору № 05-30/2016 від 22.09.2016 р. між Харківською філією УкрНДПВТ ім. Л. Погорлого та ТОВ «Завод Кобзаренка».

**Завивник** – ТОВ «Завод Кобзаренка», Сумська обл., смт. Липова Долина, Україна.

**Виробник продукції:**  
ПН-30 – ТОВ «Завод Кобзаренка», Сумська обл., смт. Липова Долина, Україна;  
Challenger MT685D – AGCO, 202 Industrial Park, Jackson, MN 56143, USA, США.

**Термін проведення випробувань:**  
початок – 27.09.2016 г.  
закінчення – 27.09.2016 г.

**Місце проведення випробувань:** територія ТОВ «Завод Кобзаренка», Сумська обл., смт. Липова Долина.

визначення, зазначених вище параметрів, багато авторів погоджуються, що найкраща паливна економічність відомої, тим режимом роботи МТА, в яких двигун трактора завантажений максимально.

Так як сучасні трактори давно перейшли з тягової в тягово-енергетичну концепцію, отже, не можуть реалізувати весь потенціал потужності через рушій, для підвищення паливної економічності, необхідно визначити раціональні межі потужності двигуна, що передається через ВВП на прівід робочих органів сільськогосподарських машин.

Визначення потужності переданої через прівід ВВП, при проведенні експериментальних досліджень, складна і дорога операція. Тому на наш погляд, потрібно приділити увагу розвитку експрес методу випробувань МТА в напрямку підвищення вірогідності і повторюваності випробувань, а також розвитку методів аналізу отриманих експериментальних даних.

Запропонований спосіб реалізується при використанні датчиків прискорення для визначення в умовах експлуатації потужності двигуна необхідної на прівід ВВП з мінімальними витратами праці на проведення вимірювань.

**2 Теоретична оцінка потужності двигуна виготовленої на прівід ВВП**

Метод парціальних прискорень заснований на правому вимірюванні лінійних прискорень, які виникають при русі МТА і подальшій обробці результатів цих вимірювань. Виходячи з цього, при проведенні експериментальних досліджень стоїла задача вибору випробувального устаткування і розробки методики проведення випробувань.

Найбільш прийнятним за умовами забезпечення мінімальної трудомісткості і забезпечення необхідної точності вимірювань був обраний вимірювальний комплекс, який має в своєму складі два акселерометра і обчислювальний блок. Згідно з розробленою методикою проводилася польова випробування МТА. Здійснювалися розгін з початкової нульової швидкості з подальшим відбегом. У пам'ять комп'ютера записувалися діаграми розгону-відбегу. Акселерометри вимірювального комплексу встановлювалися в задній частині трактора. Визначалася показника: темп наростання швидкості для МТА з відключеною і включеною ВВП для різних швидкостей руху.

У загальному випадку, експрес-метод діагностування полягає в наступному:  
– встановити випробувальне обладнання на машину і включити його;  
– розігнати машину до встановленої швидкості;  
– провести вільний відбег;  
– зафіксувати результат;  
– за результатами констатувати поточну величину тягового опору і затрати потужності на прівід ВВП.

Першим етапом дослідження є визначення сталонної для обраного трактора сили тяги. Для чого трактор без сільськогосподарських машин розганяється з м'якої до стабільної швидкості руху, на асфальтовано-бетонна дорозі, випробування проводяться відповідно до вимог заданих ГОСТ 7057-2001. Величина прискорення враховує стохастичні фактори, які виникають в процесі руху

**1 Вступ**

Вал відбору потужності (ВВП) призначений для приведення в рух робочих органів мобільних або стаціонарних машин, що агрегуються з трактором. ВВП отримує обертовий рух (потужність) від головного зчленення або одного з валів трансмісії і руху передавальних ланок (двостерень, квалів, установлює мурф та ін.) механізму відбору потужності обертового руху, або механізму приводу ВВП.

Відповідно до можливостей агрегування трактора і необхідності приводу машин існують ВВП заднього, фронтального, перелього (завичай з самодійних шасі) і бічного розташування.

Залеж розташування ВВП строго регламентовано у вертикальній і горизонтальній площинах, а також по відстані від осі підвісу механізму навішування.

До механізмів відбору потужності і в тому числі до ВВП пред'являється ряд вимог, яким вони повинні відповідати:  
– кількість ВВП, їх розташування, режими обертання і кількість швидкоостей повинні повністю забезпечувати вимоги всього комплексу агрегатованих з трактором приводних (які одержують потужність через ВВП) машин;

– механізм відбору потужності і в тому числі зчленування ВВП, повинні забезпечувати передачу номінальної експлуатаційної потужності двигуна;  
– конструкція механізму відбору потужності повинна забезпечувати просте і легке перемикання режимів і швидкоостей обертання ВВП з місця тракториста, виключаючи ймовірність шіт операцій;

– всі інформації про роботу ВВП трактора (номер ВВП, режим, частота обертання, напрямок обертання, рівень переданого навантаження) повинна виводитися в зручне читальське формі на пульт управління;  
– конструкція механізму відбору потужності трактора повинна забезпечувати захист ВВП від перевагаєння.

Крім перерахованих до механізмів відбору потужності сільськогосподарських тракторів пред'являють ряд вимог, обумовлених специфікою їх роботи.

Прівід ВВП повинен забезпечувати можливість:

- послідовного розгону спочатку робочих органів машин, а потім всього МТА;
- короточасної зупинки трактора без зупинки робочих органів машин;
- перевикання передач під час роботи трактора без зупинки робочих органів машин;
- включення і виключення робочих органів машин без зупинки МТА.

Показниками ефективності роботи МТА на сьогоднішній день є продуктивність і паливна економічність при виконанні технологічної операції.

Продуктивність виміряти досить просто, значно ширшу захвату машини і агрегатаційні вимоги по швидкості. З паливною економічністю все трохи складніше, це викликано складністю визначення базових параметрів, необхідних для розрахунків. У більшості випадків, слідуючи шляхом спрощення методики

трактора (коєфіцієнт опору ковчезу, буксування), ковання крутного моменту двигуна, які неможливо визначити аналітичним методом.

Другим етапом проводиться розгін МТА з відключеною ВВП на агрофоні відповідному технологічної операції. Так як рух з агрегатованою сільськогосподарською по деформованій поверхні викликає збільшення часу розгону і зменшення відбегу, то порівнявши ці показники з еталонною діаграмою сили тяги можна визначити потужність двигуна, яку можна реалізувати через ВВП.

Третім етапом проводиться розгін МТА з включеною ВВП. Опір робочих органів сільськогосподарських машин набір швидкості, як наслідок порівнявши всі три діаграми можна отримати тяговий опір сільськогосподарської і потужності двигуна виготовленої на прівід ВВП.

**3 Засоби вимірювальної техніки та випробувальне устаткування**

Таблиця 1 – Засоби вимірювальної техніки і випробувального устаткування використані при проведенні експериментальних досліджень

Розетка металова Р20УЖ, ном. № 113.00659	Госметроин встановлені	від 0 до 2·10 <sup>6</sup> мм, U = 0,2 мм
Барометр-анероїд БАММ-1, зав. № 937 ном. № 104.30272	Атмосферний тиск	від 80 кПа до 106 кПа, U = 0,04 кПа
Багатофункціональний електронний тестер МСТ-5080, зав. № 13021899 + датчик температури та вологості НТ 52, зав. № 111101355	Температура і вологість навколишнього середовища	Температура повітря – від -20 °С до +60 °С, U = 0,19 °С, відносна вологість повітря – від 0 до 100 %, U = 2,5 %
Манометр шпильний зав. № 583, ном. № 104.30272	Тиск	від 0 до 1600 кПа, U = 0,8 %
Акселерометр шашковий МС-13, зав. № 860, ном. № 113.30598	Швидкість вітру	від 1 м/с до 20 м/с, 4 м/с – U = 0,03 м/с, 5 м/с – U = 0,23 м/с, 10 м/с – U = 0,23 м/с
Вимірник динамічних властивостей мобільних машин ВДВММ 4-1	Прискорення/уповільнення, час запалу, швидкість руху	± 1 G

**4 Умови проведення випробувань**

Таблиця 2 – Характеристика метеорологічних умов

Показник	Значення показника	Примітка
Температура повітря, °С	від +12 до +16	
Відносна вологість повітря, %	від 60 до 65	
Атмосферний тиск, кПа	100	

Акти та довідки о впровадженні результатів дисертаційної роботи



МІНЕКОНОМРОЗВИТКУ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО  
«ХАРКІВСЬКИЙ РЕГІОНАЛЬНИЙ НАУКОВО-ВИРОБНИЧИЙ ЦЕНТР  
СТАНДАРТИЗАЦІЇ, МЕТРОЛОГІЇ ТА СЕРТИФІКАЦІЇ»  
(ДП «Харківстандартметрологія»)

вул. Микрочицька, 36, м. Харків, 61002  
П/р 26004000071786 у ПАТ «Укрсоцбанк», МФО 300023, Код ЄДРПОУ 04725906, Інд. под. № 047259020391, Свід. № 30009455  
E-mail: contact@mtl.kharkov.ua, Web: www.khsms.com, тел. (057) 700 40 75, факс (057) 756-37-67

15.09.2019. № 1884/15

На №

від

**Довідка**

про використання результатів дисертаційної роботи Калініна Євгена Івановича «Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси», що подана на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту

ДП «Харківстандартметрологія» є профільною організацією, що займається питаннями метрологічного забезпечення та досліджень інформаційно-вимірвальних технологій для задач технічного контролю, перевірки стабільності та точності функціонування систем.

Застосування багатомірних інформаційних технологій перетворення вимірвальної інформації в системах керування динамічними об'єктами (трактори, вантажні автомобілі тощо) потребує використання математичних моделей, адекватно реагуючих на динамічні зміни кінематичних параметрів, що дозволяє корегувати систематичні та випадкові спотворення випадкових вимірвальних сигналів. Розроблена в дисертації тривимірна модель динаміки центру мас агрегату дозволяє зменшити час на прийняття рішень в динамічному експрес контролі навантаженості структурних елементів трактора. Використання зазначеного способу формування системних властивостей дає зменшення на (5÷7) % часу проведення процедур метрологічного забезпечення та сертифікаційних випробувань виробів машинобудівної промисловості

014949

Заступник генерального директора



В. М. Чепела

**Довідка**

*про використання на ПАТ «Харківський тракторний завод»  
результатів дисертаційної роботи Калініна Євгена Івановича на тему  
«Формування системних властивостей транспортно-технологічних  
агрегатів змінної маси»*

Для забезпечення ефективного функціонування на транспортно-технологічних операціях, виконуваних в аграрному секторі України, тракторів при транспортуванні важких навісних і причіпних сільськогосподарських машин на ПАТ «Харківський тракторний завод» розроблено і виготовлено трактор ХТЗ-240К, випробування і модернізація системи управління трансмісією якого виконано з Харківським національним технічним університетом сільського господарства імені Петра Василенка (виконавець – Калінін Є.І.).

*Коротка характеристика виконаної роботи.* Експериментальні дослідження транспортування причіпної та напівнавісної машини на прикладі ХТЗ-240К + МЖТ-16 та ХТЗ-240К + МЖТ-10 відповідно показали, що динаміка центру мас агрегату з напівнавісною машиною передбачає формування коливань навколо усіх трьох вісей, в той час як коливання центру мас системи з причіпною машиною спостерігається тільки за двома вісями – вертикальною та повздожньою. Спостерігається збільшення розмаху коливального процесу для напівнавісної машини у порівнянні з причіпною у три рази, що є негативним фактором, який впливає на працездатність трансмісійної установки.

Директор технічний ПАТ «ХТЗ»



Пивовар Віктор Семенович

Головний інженер  
проекту по перспективним  
розробкам ПАТ «ХТЗ»

Шапвалов Юрій Костянтинівич

**АКТ**

*про впровадження розробок, що виконані здобувачем наукового ступеня доктора технічних наук Калініним Євгеном Івановичем, доцентом Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*

Розглянувши дисертаційну роботу Калініна С.І. на тему «Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси», необхідно відзначити, що наукові результати роботи мають практичну спрямованість. Зокрема, методологія керування режимом руху транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка запропонована, дозволяє покращити умови функціонування елементів трансмісійної установки та збільшити строк служби останньої за рахунок обґрунтування доцільних швидкостей руху в різних дорожніх умовах. Даний висновок підтверджено експериментально при транспортуванні трактором John Deere 8310R причіпної машини МЖТ-16.

Висновок щодо впровадження. Розроблена здобувачем методика оцінки динамічної навантаженості трансмісійної установки трактора на транспортних роботах використовується у ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» при обґрунтуванні оптимальних за ресурсом елементів трансмісії швидкостей руху трактора при транспортуванні причіпних і напівнавісних сільськогосподарських машин, маса яких змінюється при виконанні технологічної операції.

Головний конструктор  
ТОВ «Українське  
конструкторське бюро  
трансмісій і шасі»,  
канд. техн. наук



О.А. Гриненко



Товариство з обмеженою відповідальністю

**ЗАВОД КОБЗАРЕНКА**

42500, Україна, Сумська обл., смт. Липова Долина, вул. Русанівська, 17  
 р/р 26000060726421 в ПАТ „ПриватБанк” м.Суми, МФО 337546,  
 Код 19344937ІПН 193449318094, свідоцтво 100154411.  
 Тел. 8(05452)52791, 52404. E-mail:zavod@kobzarenko.com.ua

Вих. №  
 від «    »

**Акт виробничої перевірки динамічних параметрів транспортних агрегатів**

1. *Найменування роботи, поставленої на виробничу перевірку.* Дисертаційна робота на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук Калініна Є.І. «Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси».

2. *Замовник.* Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка (відповідальний виконавець: доцент Калінін Є.І.)

3. *Об'єкт дослідження.* Транспортно-технологічний агрегат для внесення рідких органічних добрив Case IH Magnum 250 + вакуумний напівпричіп цистерна ВНЦ-30.

4. *Місце перевірки:* Сумська обл., смт. Липова Долина, ТОВ «Завод Кобзаренка».

5. *Відповідальні за проведення виробничої перевірки:* від ТОВ «Завод Кобзаренка» – головний інженер Харьков Валерій Олександрович, від ХНТУСГ – доцент Калінін Є.І., інженер Колеснік І.В.

6. *Умови проведення роботи* – стерня зернових.

7. *Результати виробничої перевірки.* Швидкість руху транспортно-технологічного агрегату змінної маси Case IH Magnum 250 + ВНЦ-30 за умов агрофону повинна становити 11 км/год. Збільшення швидкості призводить до формування коливань агрегату та збільшення роботи на самопересування в 2,5 рази при збільшенні питомої витрати палива з 217 г/кВт-год до 229 г/кВт-год.

**Висновки.**

1. При використанні запропонованої методики визначення положення центру мас агрегату та роботи, витраченої на його функціонування, на транспортно-технологічному агрегаті для внесення рідких органічних добрив Case IH Magnum 250 + вакуумний напівпричіп цистерна ВНЦ-30 підвищується економічність на 5,5%.

2. Запропонована методика визначення положення центру мас агрегату та роботи, витраченої на його функціонування, впроваджена в ТОВ «Завод Кобзаренка».

Головний інженер ТОВ «Завод  
 Кобзаренка»

  
 Харьков В. О.



ХНТУСГ

\_\_\_\_\_ доц. Калінін Є.І.

\_\_\_\_\_ інж. Колеснік І.В.

Міністерство аграрної політики та продовольства України

**ХАРКІВСЬКА ФІЛІЯ  
ДЕРЖАВНОЇ НАУКОВОЇ УСТАНОВИ  
«УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ  
ПРОГНОЗУВАННЯ І ВИПРОБУВАННЯ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ  
ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА  
ІМЕНІ ЛЕОНІДА ПОГОРІЛОГО»**

**/Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого/  
Поштова адреса: 61139, м. Харків, вул. Велика Панасівська, 236  
Телефони: (057) 712-90-72, т/ф. 712-94-74;  
E-mail: hfukrndipvt@gmail.com**

" " №

**Довідка**

про використання в Харківській філії Державної наукової установи  
УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого результатів досліджень к.т.н. Калініна Є.І.

Харківська філія Державної наукової установи Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого виконує дослідження з опрацювання тракторів відповідно до Державного реєстру технічних засобів для агропромислового комплексу України. В Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого випробування нових і модернізованих тракторів виконується згідно з методологією визначення динаміки транспортно-технологічних агрегатів зі змінним положенням центру мас, що дозволяє оцінити його рух у динамічному просторі.

За результатами польових випробувань тракторів ХТЗ-17221 та John Deere 8310R у складі транспортно-технологічних агрегатів змінної маси (з машинами для внесення рідких органічних добрив МЖТ-10 та МЖТ-16 відповідно) можна зробити висновок:

1. причіпне агрегування машини, на відміну від напівначіпного, дозволяє знизити поздовжні коливання центру мас на 60%, поперечні – на 50% і вертикальні – на 66,7%;

2. запропонована методологія визначення навантаженості елементів трансмісійної установки, що базується на переміщенні центру мас агрегату змінної маси дозволяє визначати раціональні режими руху та випробування техніки для забезпечення навантаженості трансмісії трактора в межах, визначених працездатністю тракторного агрегату.

3. адекватність теоретичних і експериментальних досліджень становить 7%

Директор, канд. тех. наук.



С. А. Лебедєв






АКТ  
 про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
 здобувача наукового ступеня доктора технічних наук  
 Калініна Євгена Івановича

Комісія у складі: голови – заступника директора технічного з нової техніки ПрАТ «АвтоКрАЗ», кандидата технічних наук Дунь Сергія Вікторовича та членів комісії: головного конструктора Васечка Сергія Володимировича, начальника випробувального центру Пискуна Сергія Івановича, склали цей акт про те, що Приватне акціонерне товариство «АвтоКрАЗ» в практиці розробки та випробувань зразків автомобільної техніки власного виробництва використовує результати докторської дисертаційної роботи здобувача наукового ступеня доктора технічних наук Калініна Євгена Івановича, докторанта Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, а саме:

- метод визначення впливу нерівномірності дотичної сили тяги на ведучих мостах та характеристик трансмісії на енергетичні показники автомобіля;
- метод визначення енергетичних показників безпосередньо в процесі експлуатації автомобіля;
- метод визначення завантаженості та залишкового ресурсу трансмісійної установки автомобіля в процесі експлуатації за кінематичними показниками останнього.

Використання зазначених результатів дозволяє підвищити конкурентоспроможність автомобільної техніки виробництва ПрАТ «АвтоКрАЗ».

Голова комісії:  
 Заступник директора технічного  
 з нової техніки, кандидат технічних наук  С.В.Дунь

Члени комісії:  
 Головний конструктор  С.В. Васечек

Начальник випробувального центру  С.І. Пискун


**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
 Директор державного підприємства  
 «Харківський автомобільний завод»  
 О.Ф. Грабовець  
 «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 р

**АКТ**

про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
 здобувача наукового ступеня доктора технічних наук  
 Калініна Євгена Івановича

Даний акт складений комісією у складі:

Ткаченко В.Г. – головний інженер державного підприємства  
 «Харківський автомобільний завод»;

Лебедев А.Т. – д.т.н., проф., завідувач кафедри тракторів і автомобілів  
 Харківського національного технічного університету сільського господарства  
 імені Петра Василенка;

Шуляк М.Л. – д.т.н., професор кафедри тракторів і автомобілів  
 Харківського національного технічного університету сільського господарства  
 імені Петра Василенка.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання державним підприємством «Харківський автомобільний завод» розробок здобувача Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка Калініна Євгена Івановича і встановила, що при проведенні ремонту та модернізації автомобілів прийняті до використання наступні результати дисертації:

– метод визначення впливу нерівномірності дотичної сили тяги на ведучих мостах та характеристик трансмісії на енергетичні показники автомобіля;




– метод визначення залишкового ресурсу елементів трансмісійної установки автомобіля в процесі експлуатації за його кінематичними показниками;

– метод визначення навантаженості елементів трансмісійної установки автомобіля за його енергетичними показниками.

Даний акт складено у 4-х примірниках.

Примірники 1, 2 та 3 передані в Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка.

Члени комісії:

  
 \_\_\_\_\_ В.Г. Ткаченко  
  
 \_\_\_\_\_ А.Т. Лебедев  
  
 \_\_\_\_\_ М.Л. Шуляк



ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор науково-педагогічної  
роботи, канд. техн. наук, доцент

О.І. Алфьоров

2019 р.

## АКТ

про використання в навчальному процесі результатів дисертаційної роботи  
Калініна Є.І. на тему «Формування системних властивостей транспортно-  
технологічних агрегатів змінної маси»

Ми, представники Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (ХНТУСГ) в особі проректора з науково-педагогічної роботи Алфьорова О.І., керівника навчального відділу Біляєвої О.С., директора навчально-наукового інституту технічного сервісу Сайчука О.В. та завідувача кафедри надійності, міцності і технічного сервісу машин імені В.Я. Аніловича Кухтова В.Г. склали акт про використання дисертаційної роботи Калініна Є.І. «Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси» в навчальному процесі.

Результати наукових досліджень і рекомендації по підвищенню працездатності трансмісійних установок тракторів на транспортно-технологічних операціях включені до навчального процесу на кафедрі надійності, міцності і технічного сервісу машин імені В.Я. Аніловича ХНТУСГ під час викладання курсів: «Моделювання надійності конструкцій» (загальний обсяг курсу складає 30 годин лекцій і 15 годин практичних занять); «Надійність автомобілів» (загальний обсяг курсу складає 15 годин лекцій і 15 годин практичних занять) та «Оптимальне проектування техніки» (загальний обсяг курсу складає 15 годин лекцій і 15 годин практичних занять). Результати дисертаційної роботи, що використовуються у навчальному процесі, складають близько 14% від загального обсягу матеріалу дисципліни.

Керівник навчального відділу

Біляєва О.С.

Директор навчально-наукового  
інституту технічного сервісу

Сайчук О.В.

Завідувач кафедри надійності,  
міцності і технічного сервісу  
машин імені В.Я. Аніловича

Кухтов В.Г.

## Відомості про апробацію результатів дисертації

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Калинин Е.И. Анализ формирования тягового усилия трактора при его работе в агрегате с полунавесным скрепером с учетом особенности разгрузки последнего / Е.И. Калинин // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2013. – Вип. 135. – С.174-179.

2. Калінін Є.І. Аналіз зміщення центру ваги напівначіпної машини при її функціонуванні / Є.І. Калінін // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. – Дослідницьке.: УкрНДІПВТ. – 2013. – Вип. 17(31). – Т.1. – С.234-245.

3. Калініні Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини / Є.І. Калінін // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 156. – С.327-335.

4. Лебедев А.Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін // *Сільськогосподарські машини: Зб.наук.праць ЛНТУ*. – Луцьк.: ЛНТУ. – 2015. – Вип. 32. – С.109-116.

5. Калінін Є.І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання / Є.І. Калінін // *Інженерія природокористування*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №1(5). – С.24-28.

6. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // *Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 168. – С.73-79.

7. Калінін Є.І. Моделювання кількості перемикачів передач методом Монте-Карло / Є.І. Калінін // *Технічний сервіс машин для рослинництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 170. – С.150-154.

8. Лебедев А.Т. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, М.П. Артьомов, Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №4. – С.218-226.

9. Шуляк М.Л. Вплив нестационарності гакового навантаження на буксування рушіїв колісного трактора / М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін, В.П. Мальцев // *Системи обробки інформації*. – Х.: ХУПС ім. Кожедуба. – 2016. – №5. – С.27-30.

10. Калінін Є.І. Моделювання коливань кузову транспортного засобу на гусеничному ході з врахуванням гнучкості кузова / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №6. – С.232-238.

11. Калінін Є.І. Оцінка міцності при дії локального навантаження на попередньо напружену безмоментну оболонку / Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №5. – С.167-172.

12. Калінін Є.І. Дослідження горизонтально-поперечних коливань напівпричепу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, С.О. Поляшенко // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 169 – С. 155-161.

13. Калінін Є.І. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2017. – №7. – С.100-108.

14. Лебедев А.Т. Енергетична оцінка моторно-трансмісійної установки трактора / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового,*

лісового та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №11. – С.60-67.

15. Калінін Є.І. Балансування валів з урахуванням їх деформацій в процесі експлуатації / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, М.Л. Шуляк, С.О. Поляшенко // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №12. – С.215-222.

16. Калінін Є.І. Визначення буксування колісного трактора з урахуванням супутніх витрат / Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №13. – С.236-240.

17. Калінін Є.І. Формування моменту опору і буксування на ведучому колесі трактора / Є.І. Калінін // *Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ.* – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – Вип. 192. – С.55-61.

18. Калінін Є.І. Стійкість МТА, як лінійної системи, при випадкових збуреннях його параметрів / Є.І. Калінін // *Інженерія природокористування.* – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №2(10). – С.25-31.

19. Калінін Є.І. Розв'язок статичної плоскої задачі теорії пружності для неоднорідних ізотропних тіл / Є.І. Калінін, С.О. Поляшенко // *Математичне моделювання.* – Дніпро: ДДГУ. – 2018. – №2(39). – С.102-111.

20. Калінін Є.І. Аналіз перехідних процесів в системах з нелінійними елементами / Є.І. Калінін // *Техніка та енергетика.* – К.: НУБіП. – 2019. – №3. – Т.9. – С.77-81.

21. Калінін Є.І. Вплив зміщення центру ваги бульдозерного агрегату при диференті остова трактора на буксування гусеничного рушія / Є.І. Калінін // *Інженерія природокористування.* – Х.: ХНТУСГ. – 2014. – №1. – С.12-14.

22. Калінін Є.І. Експлуатаційно-технологічне та динамічне моделювання самохідної збиральної машини / Є.І. Калінін // *Технічні науки: Зб.наук.праць ВНАУ.* – Вінниця.: ВНАУ. – 2015. – Вип. 1(89). – С.21-25.

23. Іванов В.І. Підвищення надійності системи методом селекції її елементів / В.І. Іванов, Є.І. Калінін, Є.П. Дейнека, А.С. Скитин // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 163. – С.142-146.
24. Калінін Є.І. Дослідження динаміки самохідних збиральних машин як систем з безступінчастою зміною швидкості поступального руху / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // *Технічні системи і технології тваринництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 157. – С.238-246.
25. Лебедев А.Т. Аналітична модель повороту з шарнірно-зчленованою рамою / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.В. Колеснік // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 173. – С.161-167.
26. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів / Є.І. Калінін // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. – Дослідницьке.: УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. – 2018. – №22(36). – С.86-91.
27. Калинин Е.И. Анализ смещения центра масс скрепера при его разгрузке / Е.И. Калинин // *Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture*. – Lublin, 2014. – Vol.16, № 7. – С.150-157.
28. Калінін Є.І. Деформування перезвожених ґрунтів навантаженням вібраційного характеру / Є.І. Калінін // *World Science*. – Warsaw: RS Global. – Vol. №9 (37). – P.9-14.
29. Ovsyannikov S. Oscillation Process of Multi-support Machines When Driving Over Irregularities / S. Ovsyannikov, E. Kalinin, I. Koliesnik // *International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT 2018*. – Cham: Springer. – Vol 982. – P.307-317.
30. Ovsyannikov S. Plough calculation peculiarities for walking tractors / S. Ovsyannikov, E. Kalinin // *MATEC Web of Conferences*. – Cham: Springer. – Vol 224. – P.135-141.

31. Kalinin E. Optimization of machinery operation modes from the point of view of their dynamics / E. Kalinin, M. Shuliak, I. Koliesnik // *Current Problems of Transport: Proceedings of the 1st International Scientific Conference. ICCPT – 2019* – С. 211-222.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

32. Калінін Є.І. Метод прискореної оцінки довговічності і межі витривалості деталей машин при різних режимах навантаження / Є.І. Калінін, Р.М. Петров // *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»*. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – С.115-116.

33. Калінін Є.І. Аналіз перехідних процесів в системах з нелінійними елементами / Є.І. Калінін // *Збірник тез доповідей ХІХ міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» присвяченої 120-й річниці з дня заснування кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки імені академіка П. М. Василенка та 118-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка*. – К: НУБіП, 2018. – С. 286-287.

34. Калінін Є.І. Використання алгоритму навчання для адаптації енергетичного засобу в процесі експлуатації / Є.І. Калінін, В.М. Романченко // *Збірник наукових праць за матеріалами ІІ Міжнародної науково-практичної конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці»*. – Х.: ХНАДУ, 2018. – С.100-104.

35. Калінін Є.І. Динамічна модель тягово-транспортного засобу та визначення його частотних характеристик / Є.І. Калінін, В.М. Романченко // *Тези ІV міжнародної науково-технічної конференції «Машини і пластична деформація металу»*. – Дніпро, 2018. – С.21.

36. Калінін Є.І. Вибір оптимальних показників надійності машин / Є.І. Калінін // *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції*



*«Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація».* – Харків: ХНТУСГ, 2018. – С.90-91.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

37. Калінін Є.І. Динаміка взаємодії корпусу плуга з перешкодою / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ.* – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 158 – С. 207-213.

38. Калінін Є.І. Динаміка коренезбиральної машини з системою підтримання глибини ходу робочих органів / Є.І. Калінін, С.О. Поляшенко, О.В. Єсіпов // *Інженерія природокористування* – Харків: ХНТУСГ, 2017. – №2(8) – С. 63-68.

39. Лебедев А.Т. Методи контролю ергономічних показників тракторів на ринку України / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін, Д.А. Луньова, С.А. Лебедев // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ.* – Харків: ХНТУСГ, 2019. – Вип. 198 – С. 315-326.

40. Калінін Є.І. Застосування комп'ютерних мультимедійних технологій для вивчення загальнотехнічних дисциплін / Є.І. Калінін // *Матеріали XVII міжнародної науково-практичної конференції «Побудова інформаційного суспільства: ресурси і технології».* – К.: УкрІНТЕІ. – 2018. – С.90-95.

Апробація результатів дисертації. Матеріали та результати дисертаційної роботи доповідались, обговорювались і були схвалені на:

– міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (Харків, ХНТУСГ, 2013 – 2015 рр.);

– III International Scientific Congress on agricultural machinery (Varna, Bulgaria, 22 – 25 юня 2015 р.);

– міжнародній науковій сесії «Інноваційні проекти в галузі технічного сервісу машин» (Харків, ХНТУСГ, 24 – 25 березня 2016 р.);

- першому міжнародному форуму агропромислового інжинірингу ДНУ УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого (Дослідницьке, 13 вересня 2016 р.);
- XV міжнародній науково-технічній конференції «Вібрація в техніці та технологіях» (Полтава, ПДАА, 20 – 21 жовтня 2016 р.);
- міжнародній науково-практичній конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці» (Харків, ХНАДУ, 16 березня 2017 р.);
- всеукраїнській науково-методичній конференції «Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи» (Харків, ХНАДУ, 21 березня 2017 р.);
- XIII міжнародному форумі молоді «Молодь і сільськогосподарська техніка в XXI сторіччі» (Харків, ХНТУСГ, 6 – 7 квітня 2017 р.).