

УДК 629.1.02
№ держреєстрації 0118U003321
Іnv. №

Міністерство освіти і науки України
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
(ДБТУ)
Кафедра «Трактори і автомобілі»
61002, Харків, вул. Алчевських, 44;
+38(057)7003888 <http://btu.kharkov.ua>, info@btu.kharkov.ua



ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор з наукової роботи

Валерій Михайлов

(22.12.2022)

ЗВІТ
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
Адаптація трактора до умов функціонування у рослинництві
(остаточний)

Керівник НДР:
д.т.н., професор

Анатолій ЛЕБЕДЕВ

Харків 2022

Результати цієї роботи розглянуто науково-технічною радою факультету мехатроніки та інжинірингу, протокол № 3 від 21.12.2022 р.

СПИСОК АВТОРІВ

Відповідальний виконавець:
Професор, доктор технічних
наук



_____ 2022 р.

А.Т. Лебедєв
(вступ; розділи 1, 2, 3,
4, 5; висновки;
рекомендації)

Виконавці:

Професор, доктор технічних
наук



_____ 2022 р.

М.І. Шуляк
(вступ; розділи 2, 3, 4,
5, 6; висновки)

Доцент, кандидат технічних
наук



_____ 2022 р.

І.О. Шевченко
(розділи 1, 3, 4, 5;
висновки)

Асистент, кандидат технічних
наук



_____ 2022 р.

І.В. Колеснік (розділи
1, 3, 4, 5; висновки)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 81 с., 28 рис., 7 дод., 46 джерел.

ТРАКТОР, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, ТРАНСПОРТНІ РОБОТИ, ДИНАМІКА, КОНЦЕПЦІЯ, ВИМІРЮВАННЯ, ФУНКЦІОНУВАННЯ, ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ.

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.

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

Методи дослідження. Методологічною основою 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. Розроблено науково-практичний підхід формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси за рахунок забезпечення функціонування їх основних елементів в області працездатності. 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. Результати НДР впроваджено у Державному підприємстві «Харківський регіональний науково-виробничий центр стандартизації, метрології та сертифікації», на ПАТ «Харківський тракторний завод», у ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі», у ТОВ «Завод Кобзаренка», у Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, у ПрАТ «АвтоКрАЗ» та у ДП «Харківський автомобільний завод». Заматеріалами роботи опубліковано 2 статті у збірниках наукометричної бази Scopus, 1 стаття у фаховому виданні, та 5 тез доповідей. Отримано 2 патенти на корисну модель.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Проблематика адаптації трактора на транспортних роботах до умов функціонування.....	6
2 Математична модель функціонування засобів транспорту в умовах зміни умов функціонування.....	18
3 Експериментальні дослідження тракторів на транспортних роботах.....	46
3.1 Дослідження прискорення центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси.....	48
3.2 Визначення роботи, витраченої транспортно-технологічним агрегатом змінної маси на підставі аналізу динаміки його центру мас.....	52
3.3 Імітаційне моделювання навантаженості елементів трансмісійної установки трактора.....	61
Висновки.....	66
Рекомендації.....	68
Перелік джерел посилання.....	69

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. В загальному комплексі сільськогосподарських робіт транспортно-технологічні і транспортні операції найбільш трудомісткі та енергоємні: на їх долю приходить 55 – 60% енергетичних потужностей, а транспортні витрати в собівартості сільськогосподарської продукції складають 15 – 40%. Транспортний режим роботи агрегату за характером динамічної навантаженості істотно відрізняється від руху на технологічних операціях виробництва продукції рослинництва. Він характеризується відносно малою величиною середньої тягової сили і найбільшими коливаннями її амплітуд. Навантаження, що сприймаються трансмісією, в ряді випадків досить значні, і амплітуди їх досягають більшої величини, ніж несуча здатність деталей.

Необхідним є новий підхід до оцінки навантаженості елементів трансмісії при виконанні трактором транспортно-технологічної операції. Це є актуальною проблемою наукових досліджень.

1 ПРОБЛЕМАТИКА АДАПТАЦІЇ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ ДО УМОВ ФУНКЦІОНУВАННЯ

Сільськогосподарське виробництво України розосереджено на величезних площах і вимагає переміщення великої кількості технологічних і експлуатаційних матеріалів, проміжної і кінцевої продукції. Тому в сільському господарстві транспорт займає важливе місце: він починає і завершує процеси виробництва продуктів рослинництва і тваринництва та здійснює технологічні зв'язки між окремими етапами робіт. 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.

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.



а



б

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

Позагосподарські перевезення пов'язані з ввезенням різних вантажів в господарства і вивезенням продукції з них на великі (до 100 км) відстані. Внутрішньогосподарські перевезення охоплюють приблизно 70% їх обсягу і 30% вантажообігу. 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. 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.

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

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 [16, 39].

Навантаженість трансмісії трактора збільшується і з ростом навантаження

на гаку. Так випробування трактора [15] 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 [16, 17] аналіз внутрішньої структури тягового опору показав, що чотири складових з п'яти формуються в самому тракторі і тільки одна формується зовнішнім середовищем [18]. Дана обставина дозволяє активно боротися зі змінними навантаженнями в трансмісії трактора [19]. Таким чином, при роботі трактора відбуваються безперервні коливання зовнішнього навантаження. Ці коливання позначаються і на показниках двигуна. Зокрема, відзначається [20 – 22] зниження потужності, оскільки погіршуються умови протікання теплового процесу двигуна і виявляються серйозні порушення в роботі регулюючої системи [23].

Однак коливання навантаження не завжди призводять до погіршення ефективних показників двигуна [24, 25]. 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 [26], обумовлено формою кривої годинної витрати палива.

Основною причиною зниження експлуатаційних показників тракторного двигуна в умовах несталого навантаження є несприятливий перебіг регуляторної характеристики [27, 28].

Зниження швидкості при змінному характері навантаження обумовлюється і збільшенням буксування рушіїв [29], пояснюється це нелінійністю кривої буксування [31].

Необхідно відзначити, що першим розглянув вплив коливань навантаження на параметри двигуна при роботі трактора в умовах сільськогосподарського виробництва акад. В.Н. Болтинський [32, 33]. 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 [19]. 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 [34] 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.

Така мінливість сили тяги на гаку сприяє формуванню перевантажень в трансмісійній установці трактора. Тому, для найбільш раціонального використання колісного трактора необхідно мати інформацію про оптимальне тягове навантаження в даних ґрунтово-кліматичних умовах.

Автори роботи [35, 36] 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 [37], оскільки диференціал заднього мосту автоматично перерозподіляє її по ведучим піввісям, і сумарне навантаження змінюється мало. Коливання 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 [38] 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.

Крім стохастичності 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, М.І. Медведєва, Д.А. Чудакова і в роботі В.А. Болтинського [40]. У всіх цих роботах МТА при розгоні розглядається як двомасова система, що є відомим спрощенням.

Як багатомасова динамічна система МТА розглядається Д.Н. Громовим [41], який при дослідженні навантажень в трансмісії, при рушанні з місця, брав буксування рушіїв змінною величиною. Найбільш же повно дані допущення враховані в теоретичних і експериментальних дослідженнях М.М. Шлуфмана [42]. 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 [43], 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, еквівалентної МЕЗ, 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.

Однак, в роботі прийнято припущення, що поздовжні, вертикальні і поперечні коливання МЕЗ 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 роботі [44] 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 – Θ_{α} , який, в загальному вигляді, визначається залежністю:

$$\Theta_{\alpha} = \Theta_{\text{дв}} + \Theta_{\text{пер}} + \Theta_m + \Theta_m, \quad (1.1)$$

де $\Theta_{\text{дв}}$ – приведений момент інерції рухомих деталей двигуна; $\Theta_{\text{пер}}$ – приведений до колінчастого валу двигуна момент інерції обертових деталей трансмісії трактора; Θ_m – приведений до колінчастого валу двигуна момент інерції поступально-рухомих мас трактора; Θ_m – наведений до колінчастого валу двигуна момент інерції причіпної або начіпної машини.

Найбільші труднощі при визначенні складових Θ_{α} пов'язані з визначенням $\Theta_{\text{пер}}$. 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 $\Theta_{\text{пер}}$ 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 $\Theta_{пер}$, зводиться до визначення моменту двигуна $M_{дв}$, 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 $M_{дв}$, визначається $\Theta_{пер}$. Значення $\Theta_{пер}$ знаходиться з наступного виразу, справедливого для будь-якого моменту зупинки обертових деталей трансмісії:

$$\Theta_{пер} \frac{d\omega}{dt} = M_m, \quad (1.2)$$

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

Як зазначено в роботі В.П. Заблоцького і Є.П. Рапоти [45], 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:

$$\frac{J_{np}\omega_1^2}{2} - \frac{J_{np}\omega_2^2}{2} - M\varphi_1 = 0, \quad (1.3)$$

де J_{np} – шуканий приведений до первинного валу коробки передач момент інерції трансмісії трактора; ω_1 – кутова швидкість первинного валу в момент початку розглянутого інтервалу вибігу; ω_2 – те ж саме в кінці інтервалу вибігу; M – приведений до того ж валу момент тертя трансмісії; φ_1 – кут повороту первинного валу коробки передач за вказаний інтервал вибігу.

Дослідження [5 – 15] 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.

Особливістю відомих імовірнісних методів розрахунку деталей машин на втому при багатоциклового навантаженні є те, що розрахунок закінчують визначенням функції розподілу ресурсу деталі, що виражає зв'язок між ресурсом і ймовірністю руйнування. Ця функція є характеристикою надійності і довговічності металоконструкцій і необхідна при вирішенні задач по визначенню середнього і гарантійного (\mathcal{Y} -процентного) ресурсу. Дані методи широко використовуються в автомобільному, тракторному, сільськогосподарському, транспортному машинобудуванні і в інших галузях [14 – 19].

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

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = a, \quad (1.4)$$

де a – розрахункова сума відносних довговічностей.

В гіпотезі Пальмгрена передбачалося $a = 1$. В численних роботах [13], 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 ушкоджуючих напружень.

Однак деякі дослідники [12 – 14] 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 [15] може бути визначено з залежності виду:

$$D_t = tN_1D = tN_1 \int_0^{\infty} \frac{f(\sigma)d\sigma}{N(\sigma)}, \quad (1.5)$$

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

В практичних розрахунках для визначення середнього часу роботи до втомного руйнування використовується формула Майнера-Решетова [16]:

$$T = \frac{\sigma_{-1}^m N_0}{\sigma_{\max} N_1 \int_{\beta\sigma_{-1}}^{\sigma_{\max}} \sigma_i^m f(\sigma) d\sigma}, \quad (1.6)$$

де σ_{-1} – межа втоми матеріалу деталі; N_0 – базове число циклів; m – показник ступеня кривої втоми; σ_{\max} – максимальне значення експлуатаційних напружень; β – коефіцієнт, що враховує нижню межу ушкоджуючих напружень (зазвичай $\beta = 0,5 \dots 0,6$ [17, 18]).

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. [19, 40], в будівельній механіці в роботах В.В. Болотіна, В.В. Єкімова [11, 12], для розрахунку рам і несучих систем тракторів, автомобілів, самохідних шасі і інших машин – в роботах С.С. Дмитриченко та ін. [13 – 17].

Дж. Майслом і В.В. Болотіним [18, 19] запропоновано вираз граничної довговічності з використанням методів теорії випадкових функцій для вузькосмугових процесів:

$$T = \frac{T_c \sigma_{-1}^m N_0}{(\sqrt{D_\sigma})^m p(\alpha_0^2, m+2) \psi(m+2)}, \quad (1.7)$$

де D_σ – 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 χ^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 α_0 , а верхня межа інтегрування – нескінченність, причому:

$$\alpha_0 = \left(\frac{\beta\sigma_{-1}}{\delta_x} \right)^2 . \quad (1.8)$$

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

$$\delta_x = R_x(r = 0) = R_x(0) . \quad (1.9)$$

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.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ В УМОВАХ ЗМІНИ УМОВ ФУНКЦІОНУВАННЯ

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:

$$N_e = N_{\text{зак}} + N_{\text{ввл}} + N_{\text{тп}} + N_{\delta} + N_f + N_i + N_j + N_p + N_n + N_n, \quad (2.1)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна; $N_{\text{зак}}$ – гакова потужність на причіпному пристрої трактора; $N_{\text{ввл}}$ – потужність на валу відбору потужності; $N_{\text{тп}}$, N_{δ} , 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 (2.1), які не залежать від тягового навантаження, як правило, не аналізують [5].

Розглянемо енергетичний баланс трактора в складі транспортно-технологічного агрегату при прямолінійному русі по горизонтальній ділянці опорної поверхні. В такому випадку складові $N_{впн}$, N_i і N_n виключаються, а вихідне рівняння (2.1) приймає наступний вигляд:

$$N_e = N_{зак} + N_{mp} + N_{\delta} + N_f + N_j + N_p + N_n. \quad (2.2)$$

З огляду на те, що потужність N_{mp} , яка витрачається на механічні втрати в трансмісії, може бути визначена через ефективну потужність двигуна

$$N_{mp} = N_e - N_k, \quad (2.3)$$

де N_k – потужність на ведучих колесах трактора, то залежність (2.2) можна переписати у вигляді:

$$N_k = N_{зак} + N_{\delta} + N_f + N_j + N_p + N_n, \quad (2.4)$$

тобто в найбільш загальному випадку потужність, що підводиться до ведучих коліс трактора повинна забезпечувати подолання силових факторів, величина яких визначає суму, що стоїть в правій частині рівняння (2.4).

Використаємо поняття миттєвої роботи і розділимо рівняння (2.4) на елементарний проміжок часу dt . Отримаємо:

$$dA_k = dA_{zak} + dA_\delta + dA_f + dA_j + dA_p + dA_n, \quad (2.5)$$

де $dA_k = N_k / dt$ – елементарна робота, що здійснюються ведучими колесами трактора по переміщенню агрегату в просторі; $dA_{zak} = N_{zak} / dt$ – 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 $dA_{\alpha con} = const$. Величина елементарної роботи dA_p визначається конструктивними параметрами транспортно-технологічного агрегату і для даних машин залишається величиною постійною – $dA_{p con} = const$.

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:

$$dA_f = dA(P_{fz}) + dA(P_{fn}) + dA(P_{fm}). \quad (2.6)$$

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:

$$dA(P_{fz}) = k_z b_{ш} h_k^2 dS_c, \quad (2.7)$$

де k_z – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, який визначається фізико-механічними властивостями останнього; $b_{ш}$ – ширина шини; h_k – глибина занурення шини в ґрунт, яка може бути визначена із залежності виду [3]:

$$h_k = \sqrt[3]{\frac{G_H^2}{k_z^2 b_{ш}^2 D_k}}, \quad (2.8)$$

де D_k – вільний діаметр колеса; G_H – 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} :

$$G_H = (m_{con} + m_{var})g . \quad (2.9)$$

Тоді, елементарна робота по утворенню колії на елементарному переміщенні dS_c , з урахуванням рівнянь (2.8) і (2.9) визначиться із залежності виду:

$$dA(P_{fz}) = \left(\frac{g^2 m_{con}^2}{k_2 b_w D_k} + \frac{2g^2 m_{con} m_{var}}{k_2 b_w D_k} + \frac{g^2 m_{var}^2}{k_2 b_w D_k} \right) dS_c . \quad (2.10)$$

Величина $dA_{con}(P_{fz}) = \frac{g^2 m_{con}^2}{k_2 b_w D_k} dS_c$ є постійною (теоретичною) компонентою елементарної роботи, необхідної для формування колії агрегату, в

той час як величина $dA_{var}(P_{fz}) = \left(\frac{2g^2 m_{con} m_{var}}{k_2 b_w D_k} + \frac{g^2 m_{var}^2}{k_2 b_w D_k} \right) dS_c$ є змінною компонентою зазначеної роботи, яка змінюється при зміні маси агрегату. Тобто можемо записати:

$$dA(P_{fz}) = dA_{con}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fz}) . \quad (2.11)$$

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 [3]. Відповідно, робота пружною деформації шини на елементарному переміщенні центру ваги агрегату dS_c визначиться із залежності виду:

$$dA(P_{fn}) = k_w G \left(\frac{h_n}{D_k} \right)^{\frac{1}{3}} dS_c, \quad (2.12)$$

де k_w – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від матеріалу шини і її каркасу;
 h_n – нормальний прогин шини, величина якого визначається з формули Хейдекеля [19]:

$$h_n = \frac{G}{2p_w \sqrt{\frac{D_k b_w}{4}}}, \quad (2.13)$$

де p_w – тиск повітря в шині.

Підставляючи залежності (2.9) і (2.13) в рівняння (2.12), отримаємо формулу, яка визначає змінну роботу пружної деформації шини на елементарному переміщенні центру ваги агрегату dS_c :

$$dA_{var}(P_{fn}) = 1,41k_{ш}g(m_{con} + m_{var}) \left(\frac{g\sqrt{2}m_{con}}{\pi p_{ш} D_{к} \sqrt{D_{к} b}} + \frac{g\sqrt{2}m_{var}}{\pi p_{ш} D_{к} \sqrt{D_{к} b}} \right)^{\frac{1}{3}} dS_c. \quad (2.14)$$

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:

$$dA(P_{fm}) = \frac{2}{3} \frac{\mu_n G k_s h_H}{D_{к}} dS_c, \quad (2.15)$$

де μ_n – коефіцієнт тертя кочення шини по опорній поверхні; k_s – кінематичний коефіцієнт, який пропорційний критичній деформації поверхні Δ_0 і залежить від приведенного коефіцієнта тертя f_{np} :

$$k_s = \frac{\Delta_0}{\operatorname{arcch} \left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2 f_{np}} \right)}. \quad (2.16)$$

Приведений коефіцієнт тертя є функцією коефіцієнтів тертя спокою f_n і тертя ковзання $f_{ск}$. Для опорної поверхні нормальної вологості він може бути обчислений за емпіричною формулою виду [3]:

$$f_{np} = 2,55 \left(\frac{f_n - f_{ск}}{f_{ск}} \right)^{0,825} . \quad (2.17)$$

З огляду на залежності (2.9) і (2.16), отримаємо:

$$dA(P_{fm}) = \frac{2}{3} \left[\frac{\mu_n g m_{con} \Delta_0 h_n}{\operatorname{arcch} \left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2 f_{np}} \right)} + \frac{\mu_n g m_{var} \Delta_0 h_n}{\operatorname{arcch} \left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2 f_{np}} \right)} \right] dS_c . \quad (2.18)$$

$$dA_{con}(P_{fm}) = \frac{2}{3} \frac{\mu_n g m_{con} \Delta_0 h_n}{\operatorname{arcch} \left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2 f_{np}} \right)} dS_c$$

Величина $dA_{con}(P_{fm})$ визначає постійну компоненту елементарної роботи, витраченої на тертя протектора по опорній поверхні в зоні контакту на елементарному переміщенні центру ваги агрегату

$$dA_{var}(P_{fm}) = \frac{2}{3} \frac{\mu_n g m_{var} \Delta_0 h_n}{\operatorname{arcch} \left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2 f_{np}} \right)} dS_c$$

dS_c , в той час як величина $dA_{var}(P_{fm})$ визначає змінну компоненту зазначеної роботи, величина якої змінюється при зміні змінної маси агрегату, тобто можемо записати:

$$dA(P_{fm}) = dA_{con}(P_{fm}) + dA_{var}(P_{fm}) . \quad (2.19)$$

Таким чином, елементарна робота, що витрачається на подолання сили опору перекочування коліс агрегату, може бути представлена у вигляді (виходячи із залежності (2.6)):

$$dA_f = dA_{con}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fn}) + dA_{con}(P_{fm}) + dA_{var}(P_{fm}). \quad (2.20)$$

Елементарна робота сил інерції визначається на підставі перехідних режимів, пов'язаних зі зміною маси агрегату. З огляду на той факт, що сила Кориоліса не може формувати роботу сил інерції, можемо записати:

$$dA_{jvar} = dA_{var}(I) + dA_{var}(\Phi), \quad (2.21)$$

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 :

$$dA_{var}(I) = \sum_j \frac{dm_j}{dt} \Delta \bar{v}_j \cdot d\bar{S}_c; \quad (2.22)$$

$dA_{var}(\Phi)$ – 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 :

$$dA_{var}(\Phi) = \sum_i m_i \bar{a}_i^r \cdot d\bar{S}_c. \quad (2.23)$$

Необхідно відзначити, що в залежностях (2.22) і (2.23) 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_k і ω_d 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 [3]. Тоді, недовикористана робота двигуна трактора на елементарному переміщенні центру ваги агрегату dS_c визначиться із залежності виду:

$$dA_{nvar} = \frac{M_n(\omega_n - \omega_{сер})}{dt}, \quad (2.24)$$

де $\omega_{сер}$ – 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 (2.10). З огляду на просторове розташування вектору гакового навантаження, отримаємо:

$$dA_{гак var} = \sqrt{(P_{гак}^x)^2 + (P_{гак}^y)^2} dS_c. \quad (2.25)$$

Величина $dA_{\text{зак var}}$ 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 (2.4) можна переписати у вигляді:

$$dA_k = dA_{\text{зак var}} + dA_{\text{кон}} + dA_{\text{кон}}(P_{fz}) + dA_{\text{var}}(P_{fz}) + dA_{\text{var}}(P_{fn}) + dA_{\text{кон}}(P_{fm}) + \\ + dA_{\text{var}}(P_{fm}) + dA_{\text{var}}(I) + dA_{\text{var}}(\Phi) + dA_{\text{pcon}} + dA_{\text{hvar}} \quad (2.26)$$

Із залежності (2.26), 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 $dA_{\text{ккон}}$, яка необхідна для самопересування агрегату в просторі, і змінну $dA_{\text{кvar}}$, величина якої пов'язана з додатковими переміщеннями центру ваги агрегату внаслідок зміни маси останнього. При цьому:

$$dA_{\text{ккон}} = dA_{\text{кон}} + dA_{\text{кон}}(P_{fz}) + dA_{\text{кон}}(P_{fm}) + dA_{\text{pcon}} \\ dA_{\text{кvar}} = dA_{\text{зак var}} + dA_{\text{var}}(P_{fz}) + dA_{\text{var}}(P_{fn}) + dA_{\text{var}}(P_{fm}) + dA_{\text{var}}(I) + dA_{\text{var}}(\Phi) + dA_{\text{hvar}} \quad (2.27)$$

Отже, дотримуючись термінів, які використовуються у класичній механіці[10], $dA_{\text{ккон}}$ – корисна робота сил, що витрачається на переміщення агрегату, та визначається на підставі статичного тягового розрахунку, а $dA_{\text{кvar}}$ – робота, яка витрачена на подолання сил опору руху агрегату при зміні маси останнього.

Розглянемо складний рух транспортно-технологічного агрегату в просторі. Припустимо, що необхідно забезпечити таке управління агрегату, щоб мінімізувати роботу dA_{kvar} , яка витрачена на подолання сил опору руху агрегату при зміні маси останнього, з метою зниження його енерговитрат.

Припустимо, що система описується рівнянням виду:

$$\dot{\tilde{x}}(t) = f[\tilde{x}(t), \tilde{u}(t), t], \quad (2.28)$$

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:

$$F = \int_{t_0}^{t_1} \varphi(t) dt. \quad (2.29)$$

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 φ і керуючим вектором \tilde{u} типу:

$$\varphi = h(\tilde{u}). \quad (2.30)$$

Це співвідношення може бути визначено експериментально. Для визначеності будемо вважати, що рівняння (2.30) має вигляд:

$$\varphi = \sum_{j=1}^r c_j |u_j|, \quad (2.31)$$

де u_1, u_2, \dots, u_r – компоненти керуючого вектору \tilde{u} ; c_j – додатні коефіцієнти пропорційності.

Співвідношення (2.31) означає, що збільшення витрат енергії призводить до зростання величини керуючого вектору \tilde{u} . Якщо вираз (2.31) являє зв'язок \tilde{u} з φ , то можна відмітити, що енергія, яка витрачається за час $[t_0, t_1]$, визначається співвідношенням виду:

$$\varphi = \int_{t_0}^{t_1} \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| dt. \quad (2.32)$$

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:

$$\begin{cases} \dot{x}_i(t) = f_i[\tilde{x}(t), t] + \sum_{j=1}^r b_{ij}[\tilde{x}(t), t] u_j(t) \\ i = 1, 2, \dots, n \end{cases}, \quad (2.33)$$

або у векторній формі:

$$\tilde{x}(t) = f[\tilde{x}(t), t] + \tilde{B}[\tilde{x}(t), t]\tilde{u}(t). \quad (2.34)$$

Припустимо, що компоненти $u_1(t)$, $u_2(t)$, ..., $u_r(t)$ управління $\tilde{u}(t)$ обмежені за величиною співвідношенням виду $|u_j(t)| \leq 1$, $j = \overline{1, r}$, або, в більш компактному записі:

$$\tilde{u}(t) \in \Omega. \quad (2.35)$$

Гладка область S , що задана, визначається рівняннями:

$$g_\alpha[\tilde{x}(t), t] = 0, \alpha = \overline{1, n - \beta}, \beta \geq 1. \quad (2.36)$$

Нехай t_0 – початковий час і $\tilde{x}(t_0)$ – заданий початковий стан системи (2.33).

Одночасно з цим заданий функціонал («вартість» енергії) у вигляді:

$$J(\tilde{u}) = \int_{t_0}^T \left\{ \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| \right\} dt, c_j > 0. \quad (2.37)$$

Для знаходження необхідних умов мінімізації енергії розглянемо спочатку випадок, коли час T не задано. Перш за все утворюємо гамільтоніан для системи (2.33) і функціоналу (2.37). Гамільтоніан має вигляд:

$$H[\tilde{x}(t), \tilde{p}(t), \tilde{u}(t), t] = \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| + \langle f[\tilde{x}(t), t], \tilde{p}(t) \rangle + \langle B[\tilde{x}(t), t] \tilde{u}(t), \tilde{p}(t) \rangle, \quad (2.38)$$

або, еквівалентно,

$$H[\tilde{x}(t), \tilde{p}(t), \tilde{u}(t), t] = \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| + \sum_{i=1}^n f_i[\tilde{x}(t), t], p_i(t) + \sum_{j=1}^r \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}(t), t] u_j(t) p_i(t). \quad (2.39)$$

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 $\overset{\cup}{T}$ – перший момент часу, коли

$$\tilde{x}^*(\overset{\cup}{T}) \in S. \quad (2.40)$$

Використовуємо позначення $\overset{\cup}{T}$ 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 $\overset{\cup}{T}$ задовольняє нерівності виду:

$$\overset{\cup}{T} \geq T^*. \quad (2.41)$$

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:

$$\begin{aligned}
H[\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t), \tilde{u}^*(t), t] &= \sum_{j=1}^r c_j |u_j^*(t)| + \sum_{i=1}^n f_i[\tilde{x}^*(t), t], p_i^*(t) + \\
&+ \sum_{j=1}^r \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] u_j^*(t) p_i^*(t)
\end{aligned} \quad (2.42)$$

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 $\tilde{x}_k^*(t)$ і $\tilde{p}_k^*(t)$, при $k = \overline{1, n}$ повинні задовольняти канонічним рівнянням виду:

$$\dot{\tilde{x}}_k^*(t) = f_k[\tilde{x}^*(t), t] + \sum_{j=1}^r b_{kj}[\tilde{x}^*(t), t] u_j^*(t) ; \quad (2.43)$$

$$\dot{\tilde{p}}_k^*(t) = - \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{\partial f_i[x^*(t), t]}{\partial x_k^*(t)} \right\} p_i^*(t) - \sum_{j=1}^r u_j^*(t) \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{\partial b_{ij}[x^*(t), t]}{\partial x_k^*(t)} \right\} p_i^*(t) . \quad (2.44)$$

Оскільки нерівність

$$H[\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t), \tilde{u}^*(t), t] \leq H[\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t), \tilde{u}(t), t] \quad (2.45)$$

має місце для всіх $\tilde{u} \in \Omega$ і $t \in [t_0, \overline{T}]$, то з рівняння (2.42) знаходимо, що співвідношення (2.45) зводиться до нерівності виду:

$$\begin{aligned}
&\sum_{j=1}^r c_j |u_j^*(t)| + \sum_{i=1}^n f_i[\tilde{x}^*(t), t], p_i^*(t) + \sum_{j=1}^r u_j^*(t) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) \right\} \leq \\
&\leq \sum_{j=1}^r c_j |u_j| + \sum_{i=1}^n f_i[x^*(t), t] p_i^*(t) + \sum_{j=1}^r u_j(t) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) \right\} , \quad (2.46)
\end{aligned}$$

яка, в свою чергу, дає співвідношення виду:

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^r c_j |u_j^*(t)| + \sum_{j=1}^r u_j^*(t) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij} [\tilde{x}(t), t] p_i^*(t) \right\} \leq \\ & \leq \sum_{j=1}^r c_j |u_j(t)| + \sum_{j=1}^r u_j(t) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij} [\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) \right\} \end{aligned} \quad (2.47)$$

для будь-яких $\tilde{u} \in \Omega$ і $t \in [t_0, \overset{\square}{T}]$.

Тоді

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^r c_j |u_j^*(\overset{\square}{T})| + \sum_{i=1}^n f_i [\tilde{x}^*(\overset{\square}{T}), \overset{\square}{T}] p_i^*(\overset{\square}{T}) + \\ & + \sum_{j=1}^r u_j^*(\overset{\square}{T}) \left\{ \sum_{i=1}^n b_{ij} [\tilde{x}^*(\overset{\square}{T}), \overset{\square}{T}] p_i^*(\overset{\square}{T}) \right\} = \sum_{\alpha=1}^{n-\beta} e_\alpha \frac{\partial g_\alpha}{\partial t} [\tilde{x}^*(\overset{\square}{T}), \overset{\square}{T}] \end{aligned} \quad (2.48)$$

де e_α – постійні і $g_\alpha[\tilde{x}, t] = 0$, $\alpha = \overline{1, n-\beta}$ є рівняння області S .

Крім цього, необхідно, щоб:

$$\tilde{p}^*(\overset{\square}{T}) = \sum_{\alpha=1}^{n-\beta} k_\alpha \tilde{h}_\alpha [\tilde{x}^*(\overset{\square}{T}), \overset{\square}{T}] \quad (2.49)$$

де $k_1, k_2, \dots, k_{n-\beta}$ – деякі постійні і

$$\tilde{h}_\alpha [\tilde{x}, \overset{\square}{T}] = \frac{\partial g_\alpha [x, \overset{\square}{T}]}{\partial x} \quad , \quad \alpha = \overline{1, n-\beta} \quad (2.50)$$

Припустимо тепер, що кінцевий час, який дорівнює T_f , було задано заздалегідь. Тоді всі отримані рівняння залишаються незмінними, а рівняння (2.49) набуде вигляду:

$$\tilde{p}^*(T_f) = \sum_{\alpha=1}^{n-\beta} k_{\alpha} \tilde{h}_{\alpha}[\tilde{x}^*(T_f), T_f] \quad (2.51)$$

В такому випадку задача мінімізації енергії має розв'язок, коли заданий час T_f більше або дорівнює мінімальному часу T^* , тобто

$$T_f \geq T^* \quad (2.52)$$

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 (2.43), (2.44), (2.47), (2.48) і (2.49); б) якщо задано $T = T_f$, то необхідні умови виражаються співвідношеннями (2.43), (2.44), (2.47) і (2.51).

Тепер розглянемо співвідношення (2.47) більш детально. Використовуючи співвідношення (2.47), 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:

$$q_j^*(t) = \sum_{i=1}^n b_{ij}[\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t), \quad i = \overline{1, r}. \quad (2.53)$$

Таким чином, функції $q_j^*(t)$ є компонентами r -мірного вектору $\tilde{q}^*(t)$, визначеного в такий спосіб:

$$\tilde{q}^*(t) = B[\tilde{x}^*(t), t] \tilde{p}^*(t). \quad (2.54)$$

Використовуючи рівняння (2.53), з (2.47) можна знайти

$$\sum_{j=1}^r c_j \left\{ |u_j^*(t)| + u_j^*(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \leq \sum_{j=1}^r c_j \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \quad (2.55)$$

для всіх $|u_j(t)| \leq 1$, $j = \overline{1, r}$ і будь-якого $t \in [t_0, \overset{u}{T}]$ або $[t_0, T_f]$. Рівняння (2.55) означає, що функція

$$\psi[\tilde{u}(t)] = \sum_{j=1}^r c_j \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \quad (2.56)$$

має абсолютний мінімум при

$$u_j(t) = u_j^*(t). \quad (2.57)$$

Тоді, отримаємо:

$$\min_{\alpha(t) \in \Omega} \psi[\tilde{u}(t)] = \min_{u(t) \in \Omega} \sum_{j=1}^r c_j \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} = \sum_{j=1}^r c_j \left[\min_{|u_j(t)| \leq 1} \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} \right]. \quad (2.58)$$

Можна стверджувати, що

$$\min_{|u_j(t)| \leq 1} \left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} = \begin{cases} 0, & \text{якщо } \left| \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right| < 1 \\ 1 - \left| \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right|, & \text{якщо } \left| \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right| \geq 1 \end{cases}. \quad (2.59)$$

Оскільки мінімум має місце при $u_j(t) = u_j^*(t)$, знаходимо, що $u_j^*(t)$ пов'язані з $q_j^*(t)$ наступним чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_j^*(t) = 0 \quad , \text{якщо } -1 < \frac{q_j^*(t)}{c_j} < 1 \\ u_j^*(t) = +1 \quad , \text{якщо } \frac{q_j^*(t)}{c_j} < -1 \\ u_j^*(t) = -1 \quad , \text{якщо } \frac{q_j^*(t)}{c_j} > +1 \\ 0 \leq u_j^*(t) \leq +1 \quad , \text{якщо } \frac{q_j^*(t)}{c_j} = -1 \\ -1 \leq u_j^*(t) \leq 0 \quad , \text{якщо } \frac{q_j^*(t)}{c_j} = +1 \end{array} \right. . \quad (2.60)$$

Щоб записати співвідношення (2.60) в компактній формі, визначимо функцію «зони нечутливості», що позначається далі через $dez\{a\}$, в такий спосіб:

$$a = dez\{b\} . \quad (2.61)$$

Це означає, що:

$$\begin{cases} a = 0 & , \text{якщо } |b| < 1 \\ a = sign\{b\} & , \text{якщо } |b| > 1 \\ 0 \leq a \leq 1 & , \text{якщо } b = +1 \\ -1 \leq a \leq 0 & , \text{якщо } b = -1 . \end{cases} \quad (2.62)$$

Рівняння (2.60) можна тепер записати в компактній формі:

$$u_j^*(t) = - dez \left\{ \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\} = - dez \left\{ \frac{1}{c_j} \sum_{i=1}^n b_{ij} [\tilde{x}^*(t), t] p_i^*(t) \right\} . \quad (2.63)$$

Для ілюстрації рівнянь (2.59) і (2.60) зобразимо можливі значення функції

$\left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\}$ для всіх $u_j(t)$, що задовольняють обмеженням за величиною $|u_j(t)| \leq 1$ – рис. 2.1. Відповідно до величини $u_j(t)$ значення функції

$\left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\}$ в залежності від $\frac{q_j^*(t)}{c_j}$ належать затіненій області.

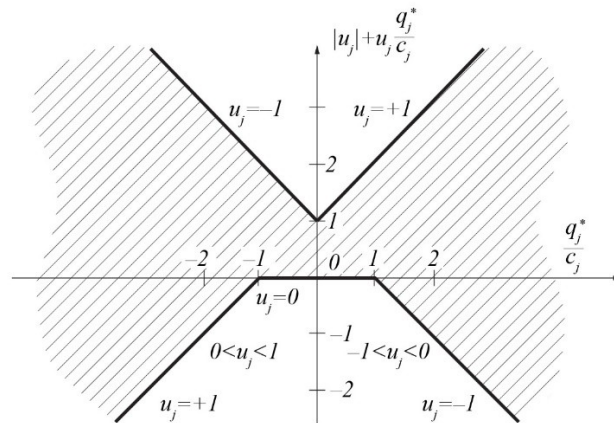
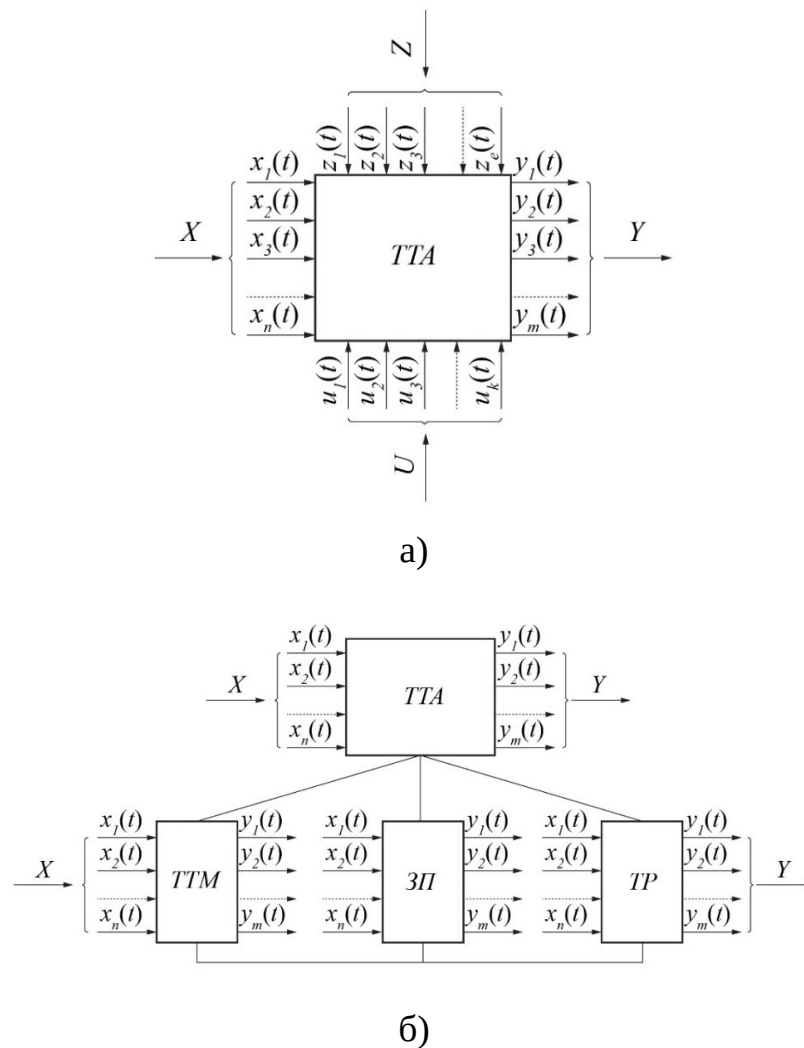


Рисунок 2.1 – Графік функції $\left\{ |u_j(t)| + u_j(t) \frac{q_j^*(t)}{c_j} \right\}$ в залежності від $\frac{q_j^*(t)}{c_j}$ для $|u_j(t)| \leq 1$

В процесі виконання транспортно-технологічної операції машинно-тракторний агрегат можна розглядати як багатовимірну динамічну систему (рис. 2.2, 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} [12].



а – загальна схема з урахуванням зовнішніх X , управляючих U та збуджуючих 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 2.2 – Розрахункові динамічні схеми транспортно-технологічного агрегату (ТТА) [11]

Зовнішні керуючі і внутрішні збуджуючі впливи в експлуатаційних умовах роботи агрегатів не залишаються постійними і являють собою випадкові процеси в ймовірностно-статистичному сенсі. Через випадковість характеру впливів вихідні параметри і показники роботи агрегатів можуть розглядатися у вигляді випадкових функцій або випадкових послідовностей [13 – 17].

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 [18].

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. 2.2, б) і розглядаються, як правило, одно- або двовимірні динамічні системи [19]. 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. [18].

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 [19]:

$$\varphi(y) = \varphi(x) \left| \frac{dx}{dy} \right|, \quad \varphi(y) = \varphi[\psi(x)] \left| \frac{d\psi(y)}{dy} \right|, \quad (2.64)$$

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 (2.64) видно, що для визначення закону розподілу $\varphi(y)$
 вихідного параметра необхідно знати залежність $f(x)$ і закон розподілу $\varphi(x)$
 випадкової величини [18, 19]:

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-M)^2}{2\sigma_x^2}}, \quad (2.65)$$

де M і σ_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:

$$f(x) = f(M) + \frac{(x-M)}{1!} f'(M) + \frac{(x-M)^2}{2!} f''(M) + \dots + \\ + \frac{(x-M)^{n-1}}{(n-1)!} f^{(n-1)}(M) + R_n, \quad (2.66)$$

де $R_n = \frac{(x - M)^n}{n!} f^n[m + \Theta(x - M)]$ – залишковий член у формі Лагранжа, причому $0 < \Theta < 1$ [19].

Після заміни змінної $\frac{(x - M)}{\sigma_x \sqrt{2}} = \varepsilon$ з урахуванням виразів

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \varepsilon^{2k} e^{-\varepsilon^2} d\varepsilon = \frac{(2k - 1)!!}{2^k} \sqrt{\pi}, \quad (2.67)$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \varepsilon^{2k-1} e^{-\varepsilon^2} d\varepsilon = 0, \quad (2.68)$$

де $(2k - 1)!! = 1, 3, 5, \dots, (2k - 1)$, математичне очікування вихідного енергетичного параметру визначається виразом [13]:

$$M(y) = f(M) + \frac{f''(M)}{2} \sigma_x^2 + \frac{f^{IV}(M)}{2 \cdot 4} \sigma_x^4 + \frac{f^{VI}(M)}{2 \cdot 4 \cdot 6} \sigma_x^6 + \dots \quad (2.69)$$

Отже, математичне очікування вихідного енергетичного параметру агрегату залежить від математичного очікування M і середнього квадратичного відхилення σ_x вхідного параметра.

За формулою (2.69) 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 (2.69) 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 [12].

Розглянемо зміну складових елементарної роботи dA_k як залежність результуючої всіх сил P_Σ , що діють на транспортно-технологічний агрегат (вихідний параметр) і елементарного переміщення центру ваги агрегату dS_c , викликаного дією даної результуючої (вихідний параметр).

З урахуванням залежності (2.69) 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 $\vartheta, \vartheta' \in \tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$ невід'ємне число $\rho(\vartheta, \vartheta')$ так, щоб виконувалися наступні умови:

- 1) $\rho(\vartheta, \vartheta') = 0 \leftrightarrow \vartheta \equiv \vartheta'$;
- 2) $\rho(\vartheta, \vartheta') = \rho(\vartheta', \vartheta)$;
- 3) $\rho(\vartheta, \vartheta') + \rho(\vartheta', \vartheta'') \geq \rho(\vartheta, \vartheta'') : \forall \vartheta, \vartheta', \vartheta'' \in \tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$.

Тоді множина $\tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$ разом з $\rho(\vartheta, \vartheta')$ є метричним простором конфігурацій, а $\rho(\vartheta, \vartheta')$ – метрика даного конфігураційного простору. З огляду на визначення [19], кожна точка даного простору $\tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$ є відображення роботи результуючої сили P_Σ 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:

$$A_k = \int_{S_c} P_\Sigma dS_c, \quad (2.70)$$

і, відповідно, площею, яка обмежена відповідними миттєвими значеннями величин P_{Σ} і dS_c .

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 одиничними імпульсами або прирівнюванням їх нулю і завданням початкових умов руху мас системи, що визначають той запас енергії, який реалізується в початковий момент часу [20].

Нехтуючи силами внутрішнього непружного опору, тобто вважаючи $k_{mp} = k_{ш} = 0$, рівняння вільних коливань моментів в еквівалентній системі можна отримати, прирівнявши його праві частини нулю:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{mp} + \left(\frac{c_{mp}}{J_1} + \frac{c_{mp}}{J_{30}} \right) M_{mp} - \frac{c_{mp}}{J_{30}} M_{ш} = 0; \\ \ddot{M}_{ш} + \left(\frac{c_{ш}}{J_1} + \frac{c_{ш}}{J_{cons}} + \frac{c_{ш}}{J_{var}} \right) M_{ш} - \frac{c_{ш}}{J_{30}} M_{mp} = 0 \end{cases} \quad (2.71)$$

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;

$\omega_{ш\Delta} = \sqrt{\frac{c_{ш}}{J_1} + \frac{c_{ш}}{J_{cons}} + \frac{c_{ш}}{J_{var}}}$ – 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 на приведеному валу

трансмисії; $\omega_{ку} = \sqrt{\frac{c_{ш}}{J_{30}}}$ – умовна частота власних коливань приведеної маси коліс на приведеному валу, еквівалентному шинам ведучих коліс при тангенціальному крученні.

Тоді, отримаємо:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{mp} + \omega_m^2 M_{mp} - \omega_{км}^2 M_{ш} = 0; \\ \ddot{M}_{ш} + \omega_{ш\Delta}^2 M_{ш} - \omega_{ку}^2 M_{mp} = 0 \end{cases} \quad (2.72)$$

Прийmemo, що розв'язок системи (2.72) є рівняння виду:

$$M_{mp} = M_{mp}^A \cos(\lambda t + \varphi) ; M_{ш} = M_{ш}^A \cos(\lambda t + \varphi) . \quad (2.73)$$

Тоді

$$\begin{cases} -\lambda^2 M_{mp}^A + \omega_m^2 M_{mp}^A - \omega_{км}^2 M_{ш}^A = 0; \\ -\lambda^2 M_{ш}^A + \omega_{ш\Delta}^2 M_{ш}^A - \omega_{ку}^2 M_{mp}^A = 0 \end{cases} , \quad (2.74)$$

а умова нетривіальності розв'язку (2.74) запишеться у вигляді:

$$\begin{vmatrix} -\lambda^2 + \omega_m^2 & -\omega_{км}^2 \\ -\omega_{ку}^2 & -\lambda^2 + \omega_{ш\Delta}^2 \end{vmatrix} = 0 . \quad (2.75)$$

Корені отриманого детермінанту є власними частотами коливань моментів, які визначаються змінною масою транспортно-технологічного агрегату:

$$\begin{cases} \lambda_{1\Delta} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\omega_m^2 + \omega_{u\Delta}^2 - \sqrt{(\omega_m^2 - \omega_{u\Delta}^2)^2 + 4\omega_{km}^2 \omega_{ku}^2} \right]}, \\ \lambda_{2\Delta} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\omega_m^2 + \omega_{u\Delta}^2 + \sqrt{(\omega_m^2 - \omega_{u\Delta}^2)^2 + 4\omega_{km}^2 \omega_{ku}^2} \right]}. \end{cases} \quad (2.76)$$

Із системи (2.74) визначимо співвідношення амплітуд коливань моментів. Після підстановки в нього замість λ значень коренів характеристичного рівняння (2.76) отримаємо два розв'язки, які виражають коефіцієнти розподілу амплітуд коливань моментів нижчої і вищої частот в залежності від зміни маси агрегату:

$$v_{1\Delta} = \frac{\omega_{ku}^2}{\omega_{u\Delta}^2 - \lambda_{1\Delta}^2}; \quad (2.77)$$

$$v_{2\Delta} = \frac{\omega_{ku}^2}{\omega_{u\Delta}^2 - \lambda_{2\Delta}^2}. \quad (2.78)$$

Тоді закони зміни вільних коливань навантажувальних моментів запишуться у вигляді:

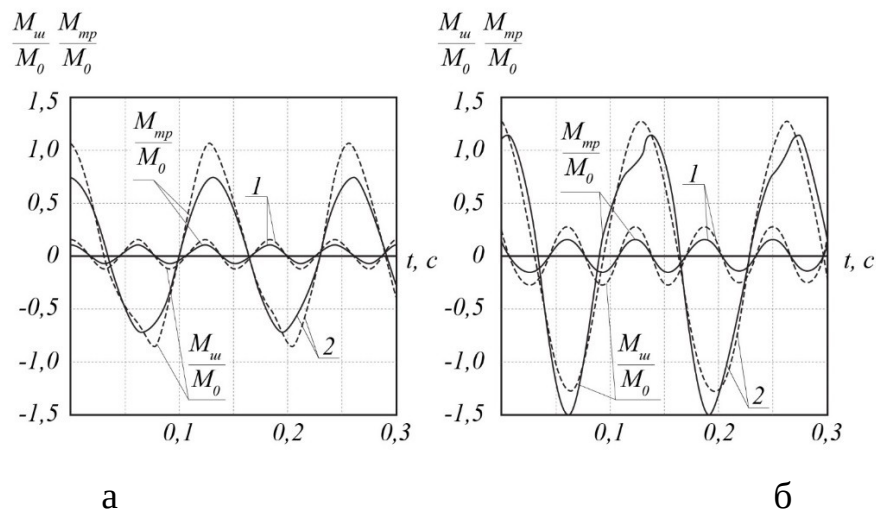
$$\begin{cases} M_{mp} = M_{mp}^A \cos(\lambda_{1\Delta} t + \varphi_1) + M_u^A \cos(\lambda_{2\Delta} t + \varphi_2) \\ M_u = v_{1\Delta} M_{mp}^A \cos(\lambda_{1\Delta} t + \varphi_1) + v_{2\Delta} M_u^A \cos(\lambda_{2\Delta} t + \varphi_2), \end{cases} \quad (2.79)$$

де φ_1 і φ_2 – фазові кути, які, якщо прийняти, що вільні коливання викликані попередньою закруткою системи деяким моментом, дорівнюватимуть нулю.

Остаточоно отримаємо:

$$\begin{cases} M_{mp} = M_0 \frac{1 - \nu_{2\Delta}}{\nu_{1\Delta} - \nu_{2\Delta}} \cos \lambda_{1\Delta} t + M_0 \frac{1 - \nu_{1\Delta}}{\nu_{2\Delta} - \nu_{1\Delta}} \cos \lambda_{2\Delta} t \\ M_{uu} = M_0 \nu_{1\Delta} \frac{1 - \nu_{2\Delta}}{\nu_{1\Delta} - \nu_{2\Delta}} \cos \lambda_{1\Delta} t + M_0 \nu_{2\Delta} \frac{1 - \nu_{1\Delta}}{\nu_{2\Delta} - \nu_{1\Delta}} \cos \lambda_{2\Delta} t \end{cases} \quad (2.80)$$

Розраховуючи відповідні значення розподілу амплітуд за координатами і власні частоти коливань в системі еквівалентної трансмісії, отримаємо графічні розв'язки рівнянь (2.80) для причіпного і напівначіпного транспортно-технологічного агрегату змінної маси за чотирма передачами транспортного діапазону – рис. 2.3. Розглянемо реакції, що виникають в трансмісійній установці, від зовнішнього збурення, прикладеного до ведучих коліс (виконується умова $M_{де} = M_a = 0$).



1 – з порожньою транспортно-технологічною машиною; 2 – з повною транспортно-технологічною машиною

Рисунок 2.3 – Графіки вільних коливань моментів, що навантажують трансмісію трактора ХТЗ-17221 в складі причіпного (а) і напівначіпного (б) агрегату змінної маси

Тоді рівняння приведених пружних моментів набудуть вигляду:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{mp} + 2k_m \dot{M}_{mp} + \omega_m^2 M_{mp} - 2k_{km} \dot{M}_u - \omega_{km}^2 M_u = \omega_{km}^2 M_\kappa \\ \ddot{M}_u + 2k_u \dot{M}_u + \omega_{u\Delta}^2 M_u - 2k_{ku} \dot{M}_{mp} - \omega_{ku}^2 M_{mp} = -\omega_{ku}^2 M_\kappa \end{cases} \quad (2.81)$$

Прийmemo, що $k_m = k_u = k_{km} = k_{ku} = 0$. Тоді (2.81) набуде вигляду:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{mp} + \omega_m^2 M_{mp} - \omega_{km}^2 M_u = \omega_{km}^2 M_\kappa \\ \ddot{M}_u + \omega_{u\Delta}^2 M_u - \omega_{ku}^2 M_{mp} = -\omega_{ku}^2 M_\kappa \end{cases} \quad (2.82)$$

Прийmemo, 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 (2.82) у вигляді $M_{mp} = M_{mp}^A \sin pt$, $M_u = M_u^A \sin pt$.

Використовуючи систему (2.23), отримаємо:

$$M_{mp}^A = M_0 \frac{\omega_{km}^2 (-p^2 + \omega_{u\Delta}^2) - \omega_{km}^2 \omega_{ku}^2}{(-p^2 + \omega_m^2)(-p^2 + \omega_{u\Delta}^2) - \omega_{km}^2 \omega_{ku}^2}; \quad (2.83)$$

$$M_u^A = M_0 \frac{\omega_{ku}^2 (-p^2 + \omega_m^2) + \omega_{km}^2 \omega_{ku}^2}{(-p^2 + \omega_m^2)(-p^2 + \omega_{u\Delta}^2) - \omega_{km}^2 \omega_{ku}^2}. \quad (2.84)$$

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:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{mp} + \mathcal{G}_{11}\dot{M}_{mp} + \mathcal{G}_{12}M_{mp} - \mathcal{G}_{13}\dot{M}_u - \mathcal{G}_{14}M_u = \mathcal{G}_{14}M_\kappa(t) \\ \ddot{M}_u + \mathcal{G}_{21}\dot{M}_u + \mathcal{G}_{22}M_u - \mathcal{G}_{23}\dot{M}_{mp} - \mathcal{G}_{24}M_{mp} = -\mathcal{G}_{24}M_\kappa(t) \end{cases} \quad (2.85)$$

Тут

$$\mathcal{G}_{11} = \frac{k_{mp}}{J_1} + \frac{k_{mp}}{J_{30}}; \quad \mathcal{G}_{12} = \frac{c_{mp}}{J_1} + \frac{c_{mp}}{J_{30}}; \quad \mathcal{G}_{13} = \frac{k_u c_{mp}}{J_{30} c_u}; \quad \mathcal{G}_{14} = \frac{c_{mp}}{J_{30}};$$

$$\mathcal{G}_{21} = \frac{k_u}{J_{30}} + \frac{k_u}{J_{cons}} + \frac{k_u}{J_{var}}; \quad \mathcal{G}_{22} = \frac{c_u}{J_{30}} + \frac{c_u}{J_{cons}} + \frac{c_u}{J_{var}}; \quad \mathcal{G}_{23} = \frac{k_{mp} c_u}{J_{30} c_{mp}}; \quad \mathcal{G}_{24} = \frac{c_u}{J_{30}}.$$

Для отримання усталеного руху в зображеннях, помножимо зображення рівняння (2.85) на s в області комплексної змінної:

$$\begin{cases} s^2 M_{mp}(s) + \mathcal{G}_{11} s M_{mp}(s) + \mathcal{G}_{12} M_{mp}(s) - \mathcal{G}_{13} s M_u(s) - \mathcal{G}_{14} M_u(s) = \mathcal{G}_{14} M_\kappa(s) \\ s^2 M_u(s) + \mathcal{G}_{21} s M_u(s) + \mathcal{G}_{22} M_u(s) - \mathcal{G}_{23} s M_{mp}(s) - \mathcal{G}_{24} M_{mp}(s) = -\mathcal{G}_{24} M_\kappa(s) \end{cases} \quad (2.86)$$

Передавальні функції матимуть вид:

$$\Xi_{M_{mp}}(s) = \frac{M_{mp}(s)}{M_\kappa(s)}, \quad \Xi_{M_u}(s) = \frac{M_u(s)}{M_\kappa(s)}. \quad (2.87)$$

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 (2.86) на $M_{\kappa}(s)$, після перетворення, отримаємо:

$$\Xi_{M_{mp}}(s) = \mathcal{G}_{14} \frac{s^2 + \Lambda_1 s + \Lambda_2}{s^4 + \Omega_1 s^3 + \Omega_2 s^2 + \Omega_3 s + \Omega_4}, \quad (2.88)$$

де $\Lambda_1 = \mathcal{G}_{21} - \frac{\mathcal{G}_{13}\mathcal{G}_{24}}{\mathcal{G}_{14}}$; $\Lambda_2 = \mathcal{G}_{22} - \mathcal{G}_{24}$; $\Omega_1 = \mathcal{G}_{11} - \mathcal{G}_{24}$; $\Omega_2 = \mathcal{G}_{12} + \mathcal{G}_{11}\mathcal{G}_{21} + \mathcal{G}_{22} - \mathcal{G}_{13}\mathcal{G}_{23}$;
 $\Omega_3 = \mathcal{G}_{12}\mathcal{G}_{21} + \mathcal{G}_{11}\mathcal{G}_{22} - \mathcal{G}_{14}\mathcal{G}_{23} - \mathcal{G}_{13}\mathcal{G}_{24}$; $\Omega_4 = \mathcal{G}_{12}\mathcal{G}_{22} - \mathcal{G}_{14}\mathcal{G}_{24}$.

З виразу (2.88) 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. Вважаючи, що для зворотного перетворення використана залежність $s = u + ip$, отримаємо:

$$\Xi_{M_{mp}}(ip) = \frac{(-p^2 + \Lambda_2) + i\Lambda_1 p}{(p^4 - \Omega_2 p^2 + \Omega_4) + i(\Omega_1 p^2 - \Omega_3)p}. \quad (2.89)$$

Виконавши ділення, отримаємо:

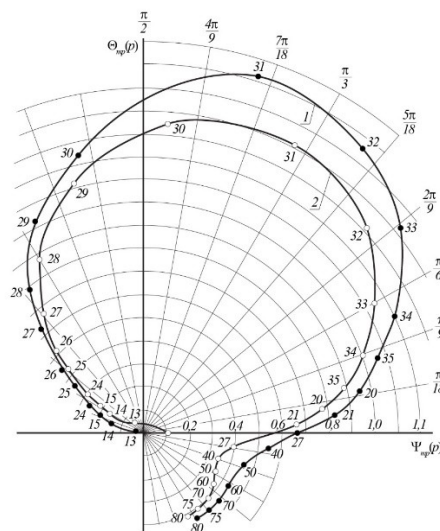
$$\Xi_{M_{mp}}(ip) = \Psi_{mp}(p) + i\Theta_{mp}(p), \quad (2.90)$$

де

$$\Psi_{mp}(p) = \frac{-p^6(\Lambda_1\Omega_1 - \Lambda_2 - \Omega_2)p^4 + (\Lambda_1\Omega_3 - \Lambda_2\Omega_2 - \Omega_4)p^2 + \Lambda_2\Omega_4}{p^8 + (\Lambda_1 - 2\Omega_2)p^6 + [\Omega_2^2 - 2(\Omega_1\Omega_3 - \Omega_4)]p^4 + (\Omega_3^2 - \Omega_2\Omega_4)p^2 + \Omega_4^2}; \quad (2.91)$$

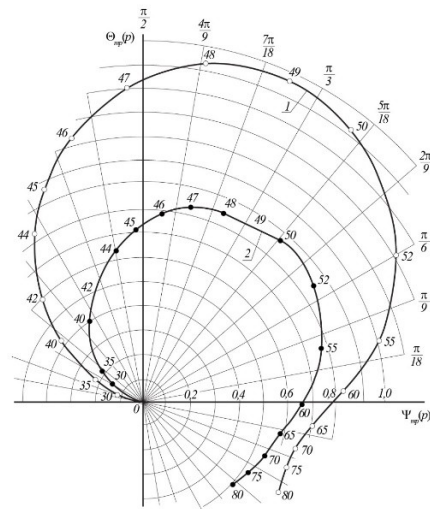
$$\Theta_{mp}(p) = \frac{(\Lambda_1 - \Omega_1)p^5 - (\Lambda_1\Omega_2 + \Lambda_2\Omega_1 + \Omega_3)p^3 + (\Lambda_1\Omega_4 - \Lambda_2\Omega_3)p}{p^8 + (\Omega_1 - 2\Omega_2)p^6 + [\Omega_2^2 - 2(\Omega_1\Omega_3 - \Omega_4)]p^4 + (\Omega_3^2 - \Omega_2\Omega_4)p^2 + \Omega_4^2}. \quad (2.92)$$

Вирази $\Psi_{mp}(p)$ і $\Theta_{mp}(p)$ є реальною і уявною частотними характеристиками системи. На рис. 2.4 і 2.5 наведені амплітудно-фазові характеристики приведенного моменту, що навантажує трансмісію трактора ХТЗ-17221 при виконанні транспортно-технологічної операції в складі причіпного і напівпричіпного агрегатів змінної маси на IV передачі транспортного діапазону.



1 – при повній транспортно-технологічній машині; 2 – при порожній транспортно-технологічній машині

Рисунок 2.4 – 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 2.5 – Амплітудно-фазова характеристика приведенного моменту, що навантажує трансмісію трактора ХТЗ-17221 в складі напівначіпного агрегату змінної маси на IV передачі транспортного діапазону

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАКТОРІВ НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ

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 реалізації 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.

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.

3.1 Дослідження прискорення центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси

Об'єкт експериментальних досліджень – трактор ХТЗ-17221 в агрегаті з транспортно-технологічною машиною змінної маси МЖТ-10 на ґрунтовій дорозі – рис. 3.1.



Рисунок 3.1 – 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, м/с^2 ;

б) дійсна швидкість руху агрегату, м/с ;

в) температура датчиків і навколишнього середовища (для визначення точності вимірювань), $^{\circ}\text{C}$.

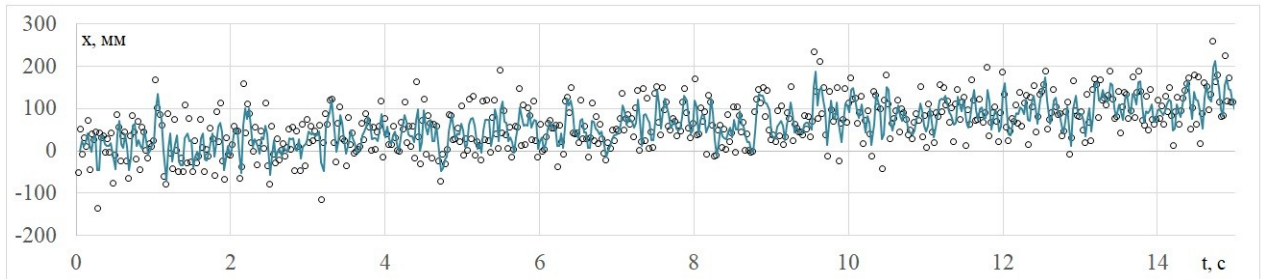
9. операції пунктів 7 і 8 повторюються не менше п'яти разів з різним початковим напором рідини в транспортно-технологічній машині;

10. по закінченню основних досліджень проводиться аналіз отриманих експериментальних даних.

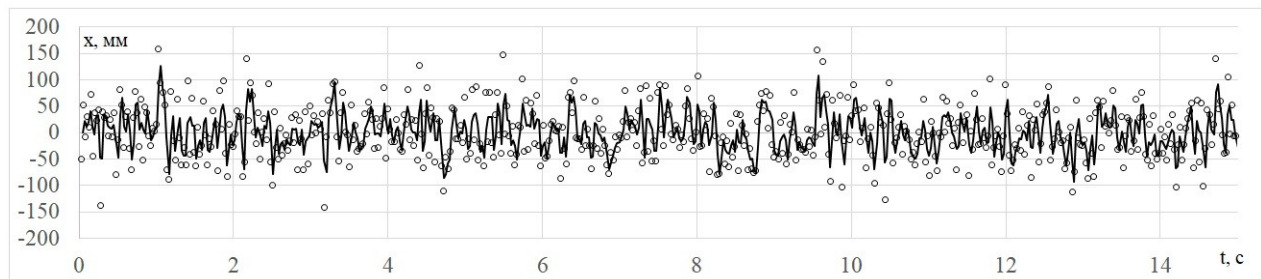
Проаналізуємо результати експериментальних досліджень динаміки транспортно-технологічного агрегату і його центра мас в процесі зміни маси.

На рис. 3.2 представлено переміщення центру мас агрегату за віссю X (напрямок, що збігається з поздовжньою віссю агрегату) з урахуванням переміщення агрегату в просторі (рис. 3.2, а), і тільки за рахунок коливань гакового навантаження (рис. 3.2, б).

Як видно з рис. 3.2, 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 3.2 – 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. 3.3), що так само відповідає результатам теоретичних досліджень.

На рис. 3.4 наведені переміщення центру мас агрегату з урахуванням його динаміки внаслідок розвантаження транспортно-технологічної машини (рис. 3.4, а) і тільки внаслідок зміни значення гакового навантаження (рис. 3.4, 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.

На підставі рис. 3.3 – 3.4 отримано сумарне переміщення центру мас агрегату в процесі виконання технологічної операції, величина якого може бути застосована для визначення значення дотичній сили тяги трактора – рис. 3.5.

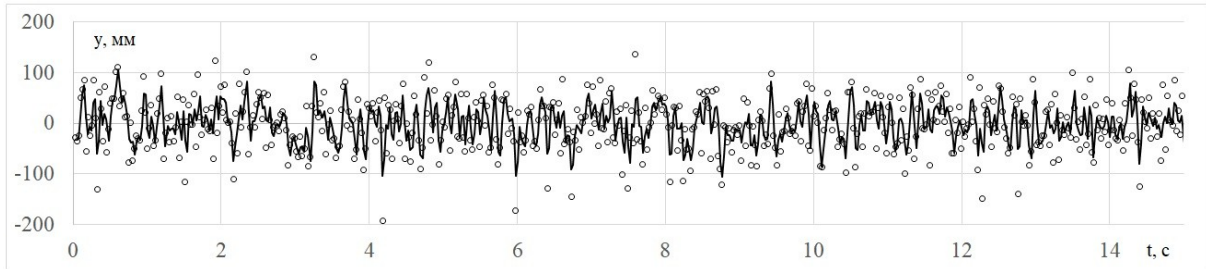
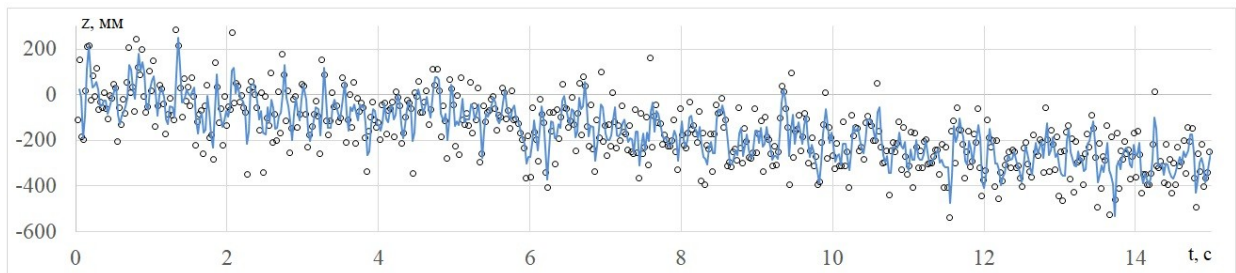
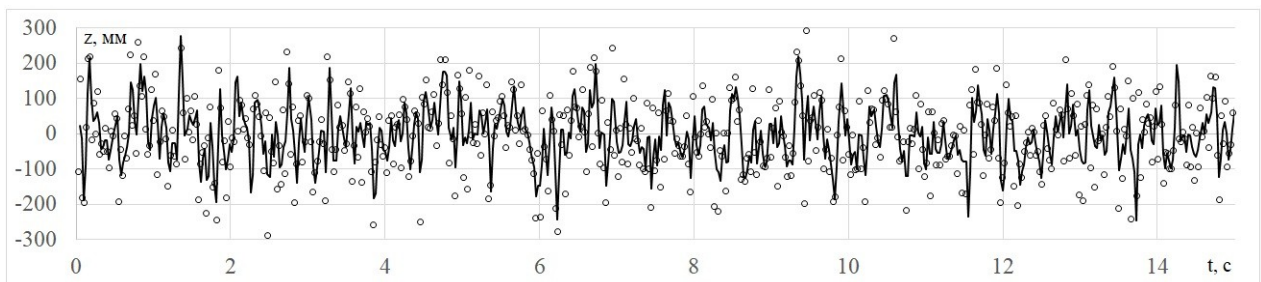


Рисунок 3.3 – Переміщення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 вздовж поперечної вісі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі



а



б

а – з урахуванням розвантаження транспортно-технологічної машини; б – з урахуванням тільки коливань ґакового навантаження

Рисунок 3.4 – Переміщення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 уздовж вертикальної вісі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

З рис. 3.5 можна зробити висновок, що середнє значення переміщення центру мас агрегату, за час 15 с, становить 205 мм, тобто 13 мм кожену секунду.

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.

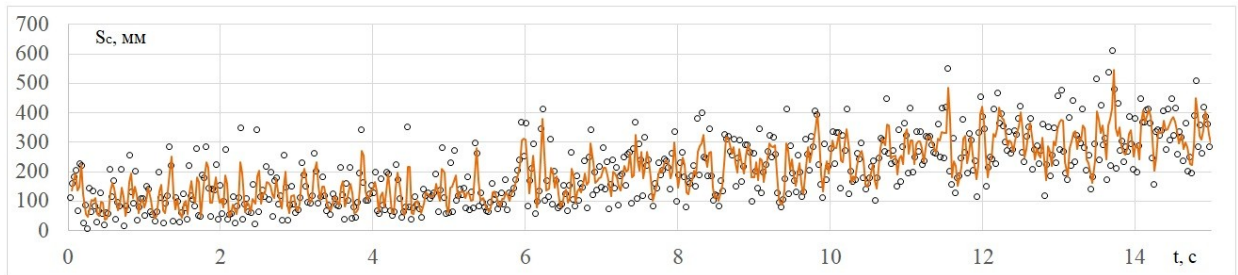


Рисунок 3.5 – Переміщення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 в просторі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

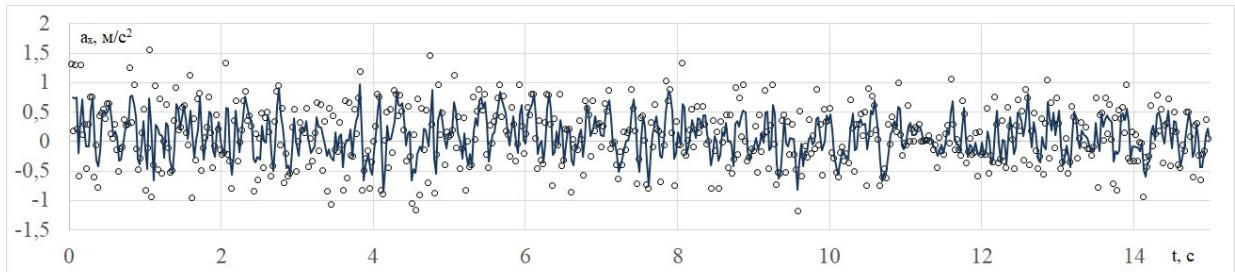
3.2 Визначення роботи, витраченої транспортно-технологічним агрегатом змінної маси на підставі аналізу динаміки його центру мас

На підставі датчиків прискорень, встановлених на агрегаті (рис. 3.6), отримані значення прискорень центру мас агрегату за трьома вісями ортогональної системи координат (рис. 3.7).

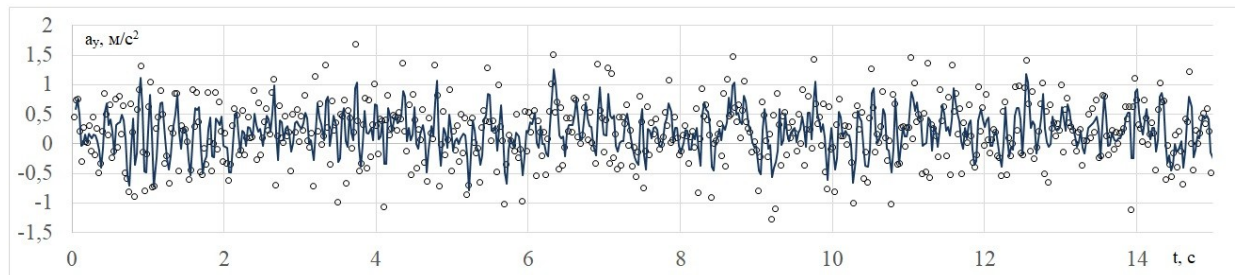


Рисунок 3.6 – Встановлення двох акселерометрів на транспортно-технологічній машині МЖТ-10

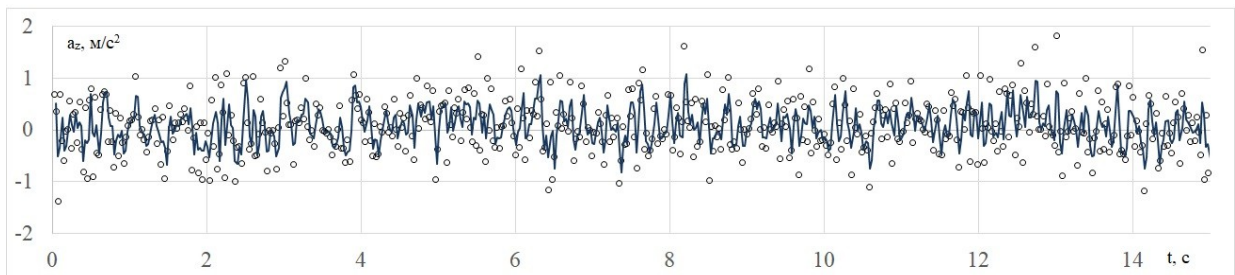
На рис. 3.7 також представлена зміна в часі значення повного прискорення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 при виконанні транспортно-технологічної операції зі зміною маси останнього.



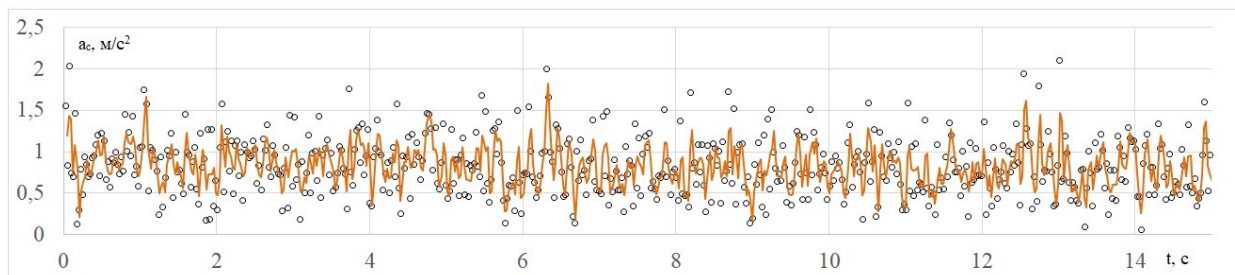
а



б



в



г

а – за віссю X ; б – за віссю Y ; в – за віссю Z ; г –повне прискорення

Рисунок 3.7 – Прискорення центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 за ортогональними вісями координат і в просторі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

Як видно з рис. 3.7, 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.

На підставі рис. 3.7 і вимірної, в ході експерименту, витрати рідини з транспортно-технологічної машини (зниження маси машини), з використанням відомих залежностей, визначена дотична сила тяги трактора при виконанні даної операції при зміні маси агрегату – рис. 3.8.

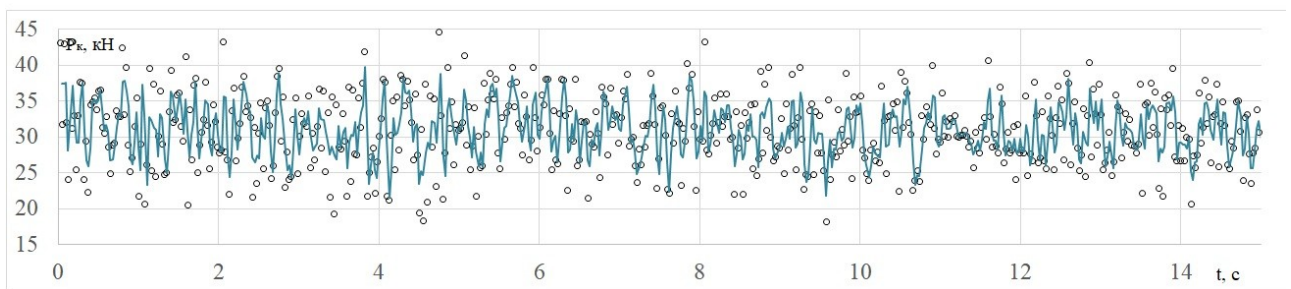


Рисунок 3.8 – Значення дотичній сили тяги трактора при виконанні транспортно-технологічної операції в складі агрегату змінної маси ХТЗ-17221 + МЖТ-10 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

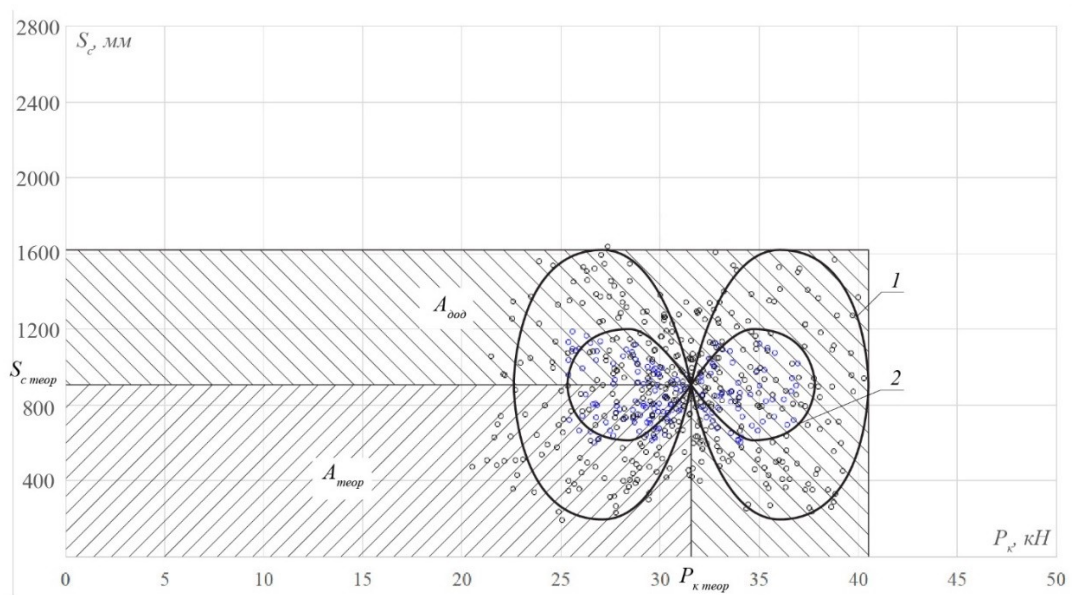
На підставі наведених залежностей побудуємо простір енергетичних конфігурацій руху агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі при зміні положення його центру мас – рис. 3.9.

З рис. 3.9 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. 3.9, 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.



1 – при повному завантаженні транспортно-технологічної машини; 2 – при порожній транспортно-технологічній машині

Рисунок 3.9 – 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 JohnDeere 8310R з причіпною транспортно-

технологічною машиною МЖТ-16 (рис. 3.10).



Рисунок 3.10 – Причипний транспортно-технологічний агрегат JohnDeere 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. 3.11)



а

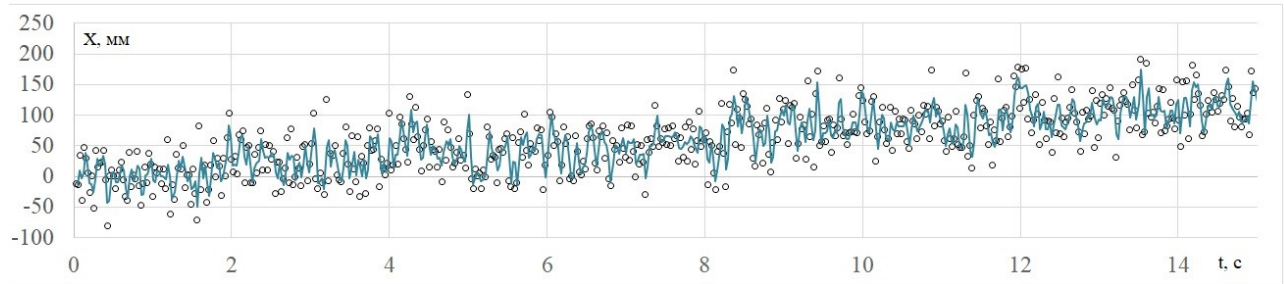
б

Рисунок 3.11 – Встановлення датчика прискорень на тракторі (а) і на транспортно-технологічній машині (б)

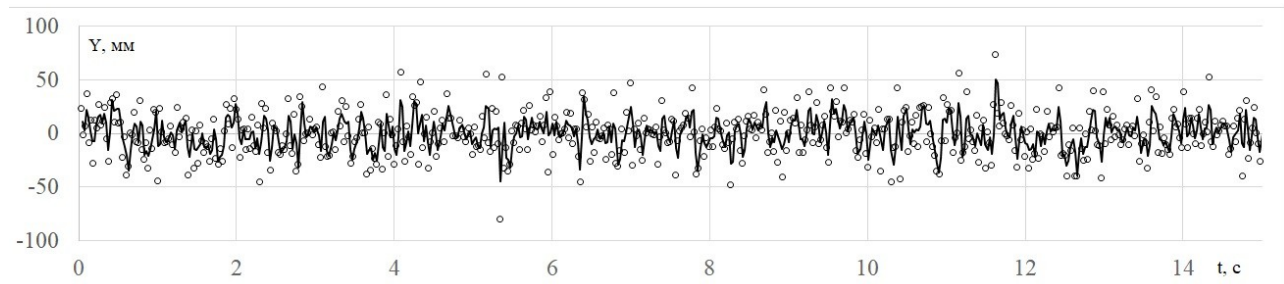
На підставі проведених експериментальних досліджень отримані значення переміщення центру мас агрегату при виконанні транспортно-

технологічної операції за трьома ортогональними вісями координат (рис. 3.12).

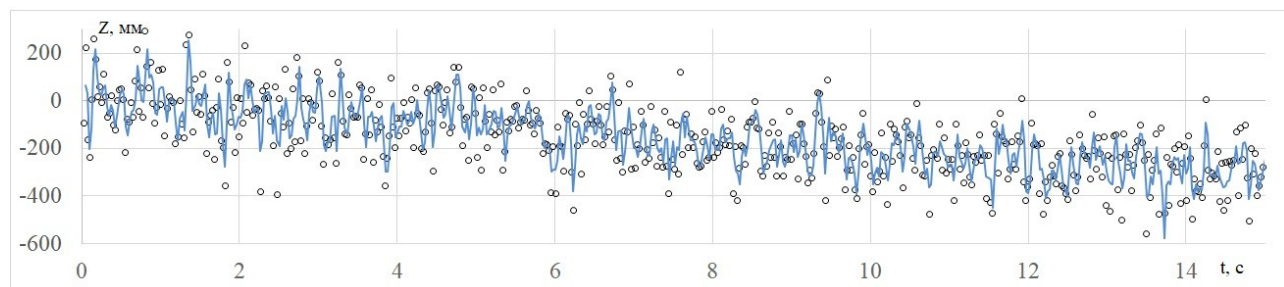
З рис. 3.12 можна зробити висновок, що результати експериментальних даних збігаються зі значеннями, визначеними теоретично. Розбіжність значень не перевищує 3%.



а



б



в

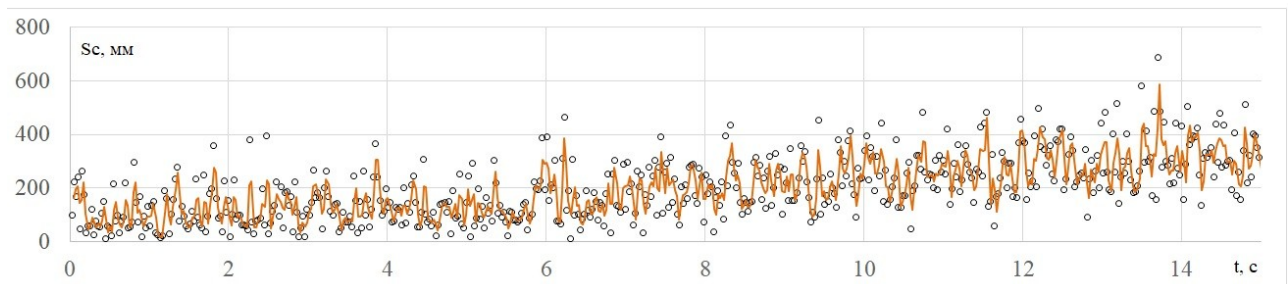
а – за віссю X ; б – за віссю Y ; в – за віссю Z

Рисунок 3.12 – Переміщення центру мас транспортно-технологічного агрегату JohnDeere 8310R + МЖТ-16 при русі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

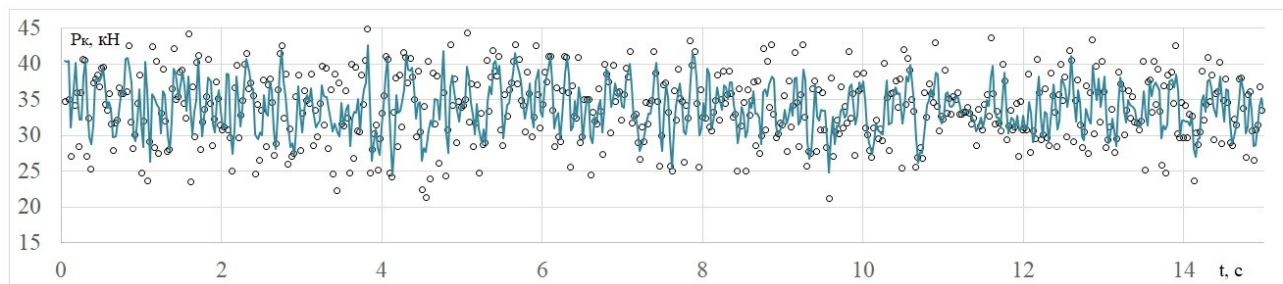
Крім того, можна зробити висновок, що причіпне агрегування транспортно-технологічної машини дозволяє знижувати коливальне

переміщення центру мас агрегату внаслідок наявності нежорсткого зв'язку між трактором і машиною, що дозволяє демпфувати частину стохастичного гачового навантаження, переданого на трактор.

На рис. 3.13 представлені значення повного переміщення центру мас агрегату в просторі і відповідні йому значення дотичної сили тяги, що розвивається трактором на ведучих колесах.



а



б

Рисунок 3.13 – Повне переміщення (а) і величина дотичної сили тяги (б) причіпного транспортно-технологічного агрегату JohnDeere 8310R + МЖТ-16 при русі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

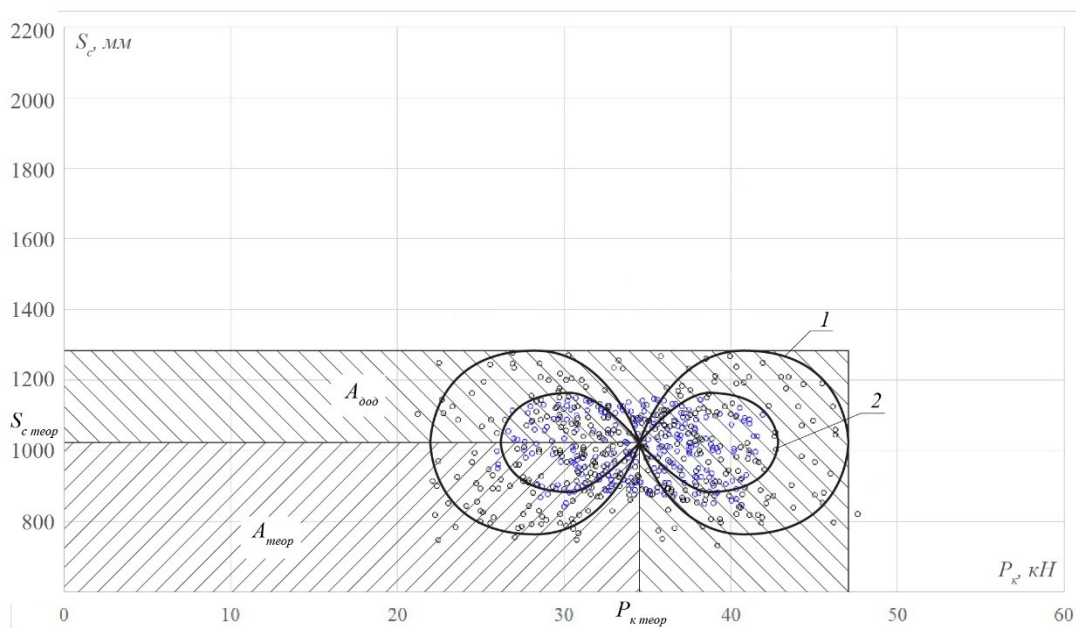
З рис. 3.13 можна зробити висновок, що переміщення центру мас причіпного транспортно-технологічного агрегату, які спостерігаються, значно нижче значень, якими характеризується, напівначіпний агрегат ХТЗ-17221 + МЖТ-10, розглянутий раніше.

Крім того, значення дотичної сили тяги, виходячи з рис. 3.13, 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.

На рис. 3.14 представлено простір енергетичних конфігурацій руху причіпного транспортно-технологічного агрегату змінної маси JohnDeere 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. 3.14 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-технологічній машині

Рисунок 3.14 – Простір енергетичних конфігурацій руху агрегату JohnDeere 8310R + МЖТ-16 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

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 напівначипного (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. 3.15.

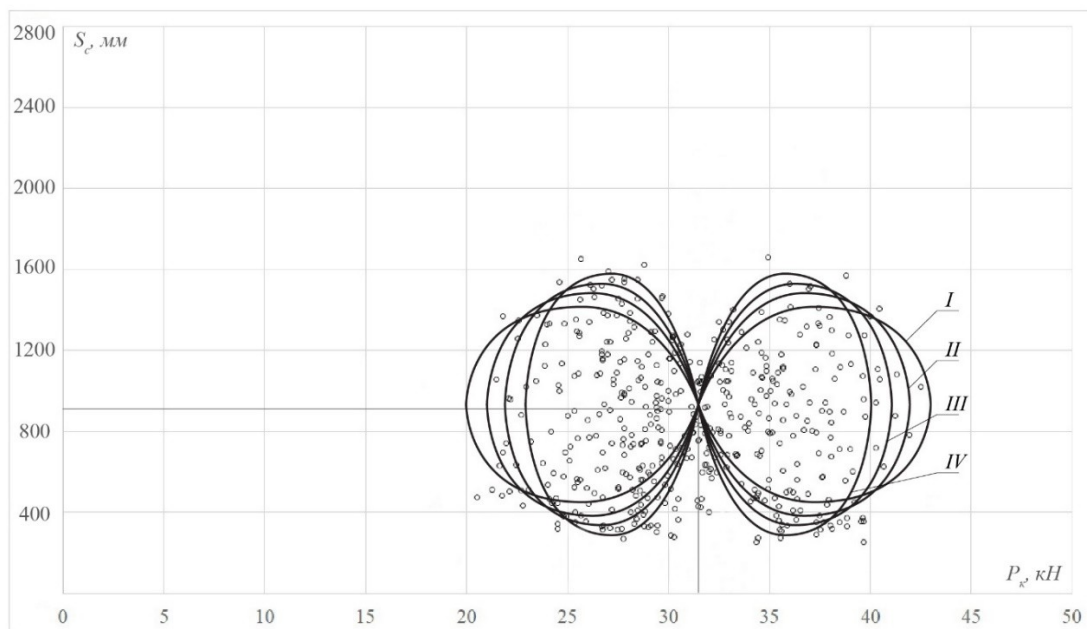


Рисунок 3.15 – Простір енергетичних конфігурацій руху агрегату JohnDeere 8310R + МЖТ-16 на чотирьох передачах транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі при однаковій зміні маси агрегату

З рис. 3.15 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.

3.3 Імітаційне моделювання навантаженості елементів трансмісійної установки трактора

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.

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.

При розбитті тривимірного тіла важко наочно уявити розташування елементів в дискретній моделі, тому, більш бажаним з цих двох типів елементів є паралелепіпед – рис. 3.16.

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.

Зміна значення крутного моменту, що подається на піввісь ведучого моста трактора, наведена на рис. 3.17

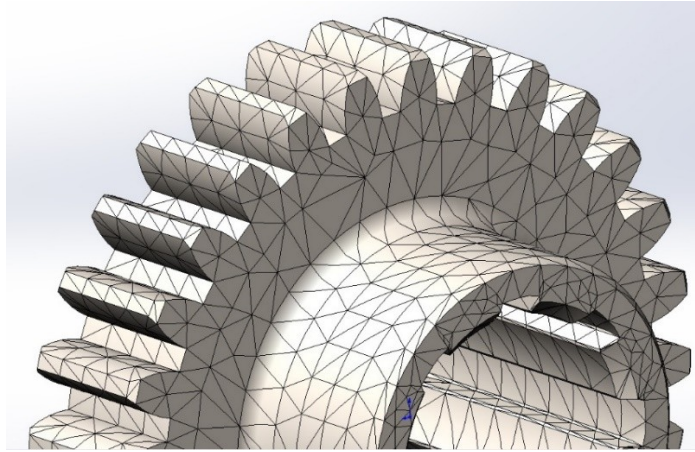


Рисунок 3.16 – Зовнішній вигляд скінченноелементної сітки, сформованої з паралелепіпедів в програмі SolidWorks

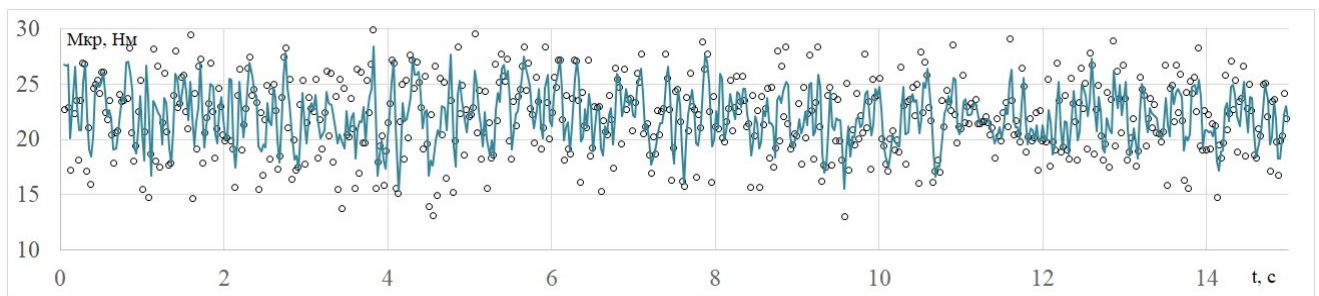


Рисунок 3.17 – Зміна в часі крутного моменту, прикладеного до піввісі ведучого моста трактора ХТЗ-17221, що працює в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

Навантаженню піддавалися вхідні елементи трансмісійної установки: первинний вал коробки передач (рис. 3.18) навантажувався постійним за величиною обертовим моментом, значення якого визначається крутним моментом двигуна трактора. 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. 3.19) проводилося дослідження напружено-деформованого стану кожної деталі трансмісії.

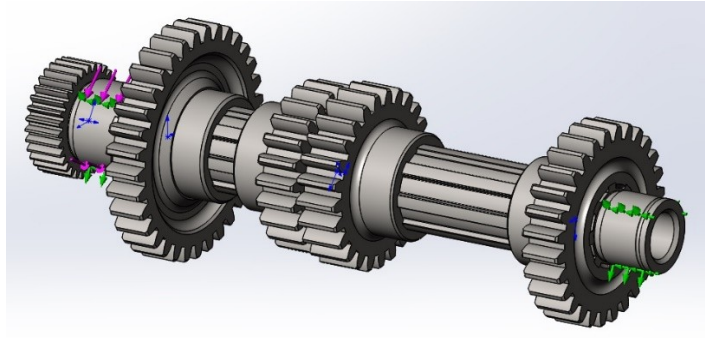


Рисунок 3.18 – Імітаційне навантаження постійним крутним моментом первинного валу КЗП трактора ХТЗ-17221

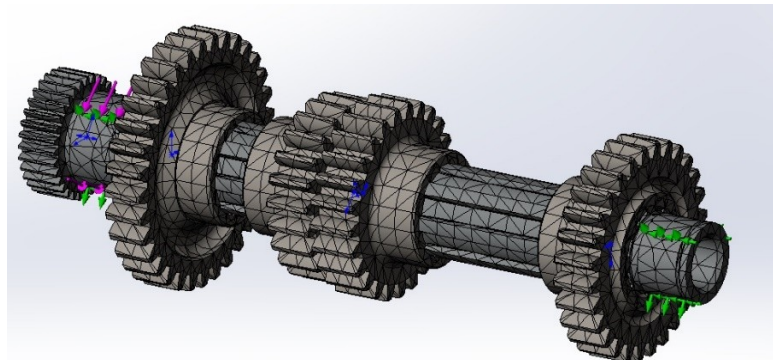


Рисунок 3.19 – Результат розбиття збірки «Первинний вал КЗП» трактора ХТЗ-17221 на сітку скінченних елементів

На рис. 3.20 – 3.22 наведені результати розрахунку напружень, що виникають в шестернях первинного валу коробки зміни передач внаслідок зміни крутних моментів на обох кінцях даного валу.

В ході імітаційного моделювання було встановлено виникнення негативних крутних моментів на валах роздавальної коробки, безпосередньо з'єднаних з вилками карданних шарнірів.

Величина даних моментів для валу приводу переднього моста становить 680 Н·м, а для валу приводу заднього мосту – 690 Н·м, що повністю підтверджує теорію формування негативних моментів в елементах трансмісійної установки трактора.

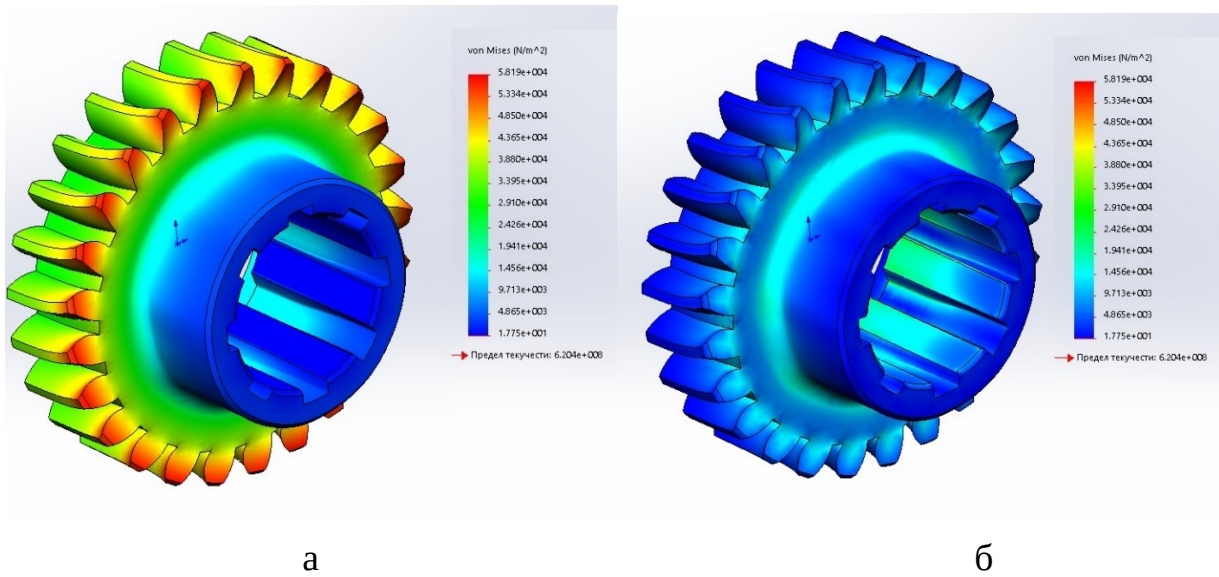


Рисунок 3.20 – Напруження, що виникають в шестерні першої передачі первинного валу КЗП трактора ХТЗ-17221 при його роботі з агрегатом змінної маси при повній масі (а), і повному розвантаженні (б) транспортно-технологічної машини

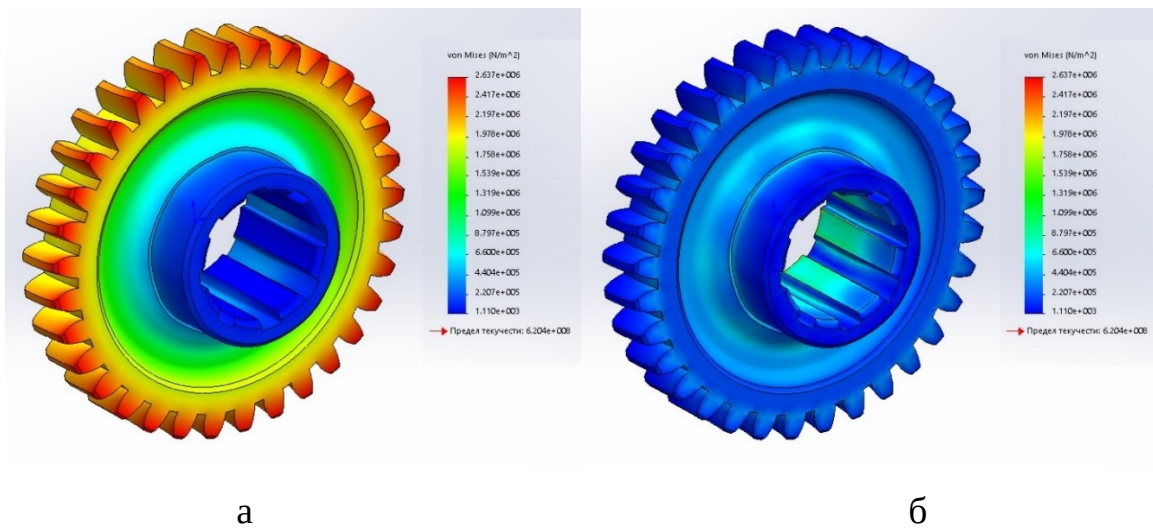


Рисунок 3.21 – Напруження, що виникають в шестерні четвертої передачі первинного валу КЗП трактора ХТЗ-17221 при його роботі з агрегатом змінної маси при повній масі (а), і повному розвантаженні (б) транспортно-технологічної машини

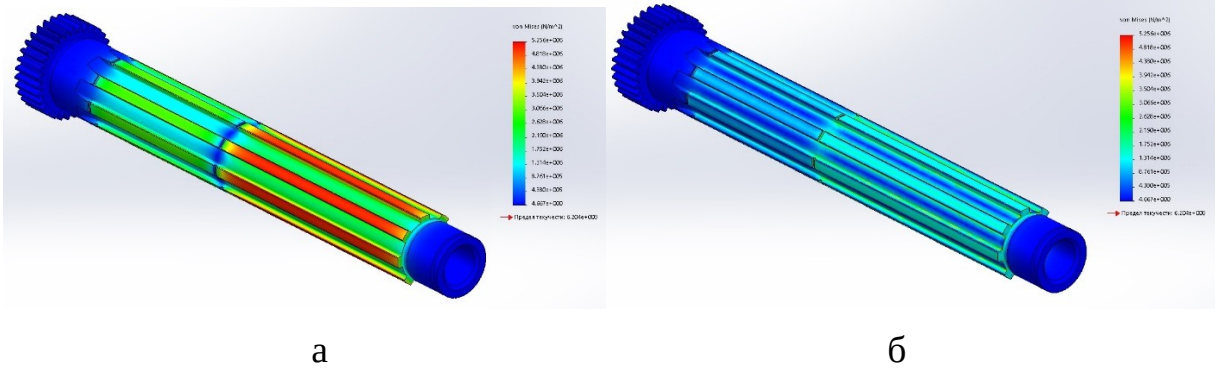


Рисунок 3.22 – Напруження, що виникають в первинному валу КЗП трактора ХТЗ-17221 при його роботі з агрегатом змінної маси при повній масі (а), і повному розвантаженні (б) транспортно-технологічної машини

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» кривої апроксимації є лемніската простору енергетичних конфігурацій, яка дозволяє детально вивчити додаткову роботу агрегату при виконанні технологічної операції.

5. 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 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 V_{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. 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.

РЕКОМЕНДАЦІЇ

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 $\sigma_{-1}^{\text{перв.вал}}=305,44$ МПа до $\sigma_{-1}^{\text{перв.вал}}=105,64$ МПа та з $\sigma_{-1}^{\text{втор.вал}}=350,42$ МПа до $\sigma_{-1}^{\text{втор.вал}}=125,43$ МПа на IV та III передачі відповідно).

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.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

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. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
9. 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.
10. Русев Р.Г. Нагруженность и динамика трансмиссии колесного трактора для работы в горных условиях Болгарии. – Автореф.дис. ... канд.техн.наук. – Минск, 1980. – 21 с.
11. Скудин Г.И. Исследование нагруженности трансмиссии колесных и гусеничных тракторов / Г.И. Скудин, А.П. Доброхлебов // Тракторы и

сельхозмашины. – 1970. – №3. – С.29-31.

12. 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

13. 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.

14. 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

15. Болтинский В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Болтинский. – М.: Сельхозгиз, 1949. – 216 с.

16. 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

17. Пучков В.С. Исследование колебаний тяговой нагрузки сельскохозяйственного гусеничного трактора и их воспроизведение при испытаниях. – Автореф. дис. ... канд.техн.наук. – М., 1976. – 26 с.

18. Макарец И.К. Предварительные результаты опытов варьирования тягового сопротивления / И.К. Макарец. – Труды ВИСХОМ. – 1962. – Вып. 33. – С.129-139

19. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора / Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

20. 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.

21. 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.

22. 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

23. 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.

24. 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.

25. Ясенецький В. Тракторні причепи і напівпричепи: огляд конструкцій / В. Ясенецький, Д. Деревянко, В. Черношкур і др. // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 7. – С. 19-26.

26. Тракторные поезда / П.П. Артемьев, Ю.А. Атаманов, Н.В. Богдан и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 286 с.

27. Евтушенков Н.Е. Рациональное соотношение грузоподъемности и скорости движения транспортного агрегата / Н.Е. Евтушенков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – № 8. С. 19-20.

28. 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.

29. Гоберман В.А. К разработке унифицированного типоразмерного ряда прицепного состава тракторов / В.А. Гоберман, В.Н. Шалягин // Сб. науч. тр. ВНИИНАШ, вып. XLIV. М.: - 1982. – С. 49-59.

30. 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.
31. Антонюк Е. Я. К теории движения сочлененного многозвенного автопоезда / Е. Я. Антонюк, В. М. Матиясевич // Прикл. механика. – 2002. – Т. 38, №7. – С. 138-144.
32. Donnell, H. Farm power and machinery management / H. Donnell. – Wiley – Blackwer, 2001. – 368 pp.
33. Погорельый Л.В. Повышение эксплуатационно-технологической эффективности сельскохозяйственной техники / Л.В. Погорельый, К.: Техника, – 1990. – 176 с.
34. Плаксин А.М. Энергетика мобильных агрегатов в растениеводстве / А.М. Плаксин, Челябинск, 2005. – 204 с.
35. 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.
36. 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, том 1. – С. 117-120.
37. Шалягин В.Н. Системный подход к созданию транспортных средств повышенной проходимости / В.Н. Шалягин // Мех.-электр. сел. хоз-ва. – 1984. – № 11. – С. 9-12.
38. Васильев А.М. Модульный принцип формирования техники / А.М. Васильев. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 238 с.
39. Говорущенко Н.Я. Системотехника проектирования транспортных средств / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 208 с.

40. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход / Я. Дитрих. – М.: Мир. 1981. – 456 с.

41. Петриченко Є.А.
Експериментальне дослідження показників роботи комбінованого удобрювально-посівного агрегату / Є.А. Петриченко // Вісник аграрної науки, 2017, № 4. – С. 70-73.

42. 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.

43. Машков О.А. Принципы функциональной устойчивости сложных систем / О.А. Машков, В.А. Машков // Наука и оборона. – 1995. – № 2. – С. 37 – 44.

44. Забельшинский З.Э Курсовая устойчивость тракторного поезда при различном распределении крутящих моментов между мостами / З.Э Забельшинский, В.В. Кириченко Ю Д.М. Клец, М.А, Подригало // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2010. – Вип. 103. – С. 217-227.

45. Tabatabaei Oreh, S. H.; Kazemi, R.; Azadi, S. . A new desired articulation angle for directional control of articulated vehicles, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics 2012, 226(4), pp 298–314.

46. 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.