

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ____ ” _____ 20 ____ р.
Зав. кафедри к.т.н., доцент
(науковий ступінь, вчене звання)
А.В. Войтік
(підпис) (ініціали, прізвище)

ДИПЛОМНА РОБОТА

магістр

(освітній рівень)

тема роботи «УДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ДЕРЕВИНИ НА
БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА»

Виконав: студент 2 курсу, групи 22м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208
«Агроінженерія»
Левінський О.Р.
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Лісовий І.О.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2023 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма _____ магістр _____
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія» _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ **А.В. Войтік**
“ _____ ” _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

студенту _____ **Левінському Олегу Романовичу** _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Удосконалення транспортування деревини на базі колісного трактора»

керівник роботи _____ **Лісовий І.О., к.т.н., доцент** _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
«30» червня 20 23 р. № 01-06/161

2. Строк подання студентом роботи _____ 24.11.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: навчальна, наукова та періодична література за темою роботи;

4. Перелік питань, які потрібно розробити: _____

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як
додаток до доповіді за темою дипломної роботи:

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Ковальчук Ю.О., доцент		

7. Дата видачі завдання 19 квітня 2023 року**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.			
2.			
3.			
4.			
5.			
7.			
8.			
9.			

Студент

(підпис)

Левінський О.Р.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Лісовий І.О.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ	7
1.1 Огляд конструкцій	7
1.2. Вибір показників оцінки експлуатаційних властивостей лісотransпортної машини та аналіз взаємозв'язку з ними її параметрів	15
Висновки і завдання дослідження	18
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ РОЦЕСІВ РУХУ ЛІСОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ	21
2.1. Узагальнена математична модель лісотransпортної системи	21
2.2. Динамічні навантаження в трансмісії трактора	23
Висновки по розділу	27
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	29
3.1 Методика проведення випробувань	31
3.2 Результати досліджень динамічних навантажень в елементах трансмісії та у лінві лебідки колісного трелювального трактора	34
Висновки по розділу	40
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	42
4.1 Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час перевезення лісу	42
4.2 Розробка організаційно-технічних заходів по забезпеченню нормальних санітарно-гігієнічних умов праці під час перевезення лісу	42
4.3 Моделювання небезпечних ситуацій під час роботи на трелювальній машині	43
Висновки по розділу	45
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	46
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	47
ДОДАТКИ	50

РЕФЕРАТ

Левінський О.Р. «О Удосконалення транспортування деревини на базі колісного трактора». (Магістерська робота. Умань, Уманський національний університет садівництва, 2023: пояснювальна записка на сторінках, рисунка, таблиць, графічна частина підготовлено ілюстративний матеріал у вигляді презентації 12 слайдів як додаток до доповіді за темою магістерської роботи)

Встановлено основні параметри колісних машин, що впливають на показники оцінки експлуатаційних властивостей; удосконалено математичні моделі процесів руху КЛТЗ для розрахунку показників експлуатаційних властивостей з урахуванням реальних умов експлуатації; розроблено методику проведення експериментальних випробування; встановлено закономірності впливу параметрів КЛТЗ на показники експлуатаційних властивостей з використанням методів математичного моделювання та планування експерименту; обґрунтовано параметри трелювальної машини.

Ключові слова: ТРЕЛЮВАЛЬНА МАШИНА, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ, ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ.

ВСТУП

Створення лісових машин на базі промислових та сільськогосподарських тракторів шляхом обладнання їх навісним і причіпним устаткуванням є неефективним через недосконалий вибір параметрів компонування, що, у поєднанні з важкими умовами експлуатації, призводить до погіршення техніко-експлуатаційних показників, зменшення продуктивності машин, збільшення витрат на технічне обслуговування і поточний ремонт. Обґрунтований вибір параметрів загального компонування лісотransпортних засобів та технологічних схем їх застосування сприятиме підвищенню продуктивності праці та зменшенню собівартості заготівлі деревини [1, 2].

Об'єктом дослідження є процес транспортування деревини трелювально-транспортним засобом на базі лісопромислового колісного трактора.

Предмет дослідження – сукупність закономірностей, які характеризують вплив параметрів ЛТЗ на їх експлуатаційні властивості.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконано з використанням основних засад теорії коливань, теорії стаціонарних випадкових процесів, методів математичного моделювання, числових методів. Методика дорожніх випробувань побудована на використанні методів математичного планування експерименту та математичної статистики.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ

1.2 Огляд конструкцій

Дослідження динамічних процесів, що мають місце під час руху лісотransпортних засобів, можна згрупувати, залежно від розглядуваного виду руху і задач досліджень, таким чином:

- дослідження поступального руху і коливань у трансмісії – для вивчення перехідних режимів руху з метою оцінки тягово-зчіпних і тягово-швидкісних властивостей, а також визначення навантажень в елементах трансмісії та з'єднаннях лісотransпортної системи;
- дослідження коливань у вертикальній поздовжній площинах – для оцінки плавності руху та визначення динамічних навантажень в елементах ходової частини й дії на опорну поверхню.

Першими фундаментальними дослідженнями з теорії колісних машин були роботи академіка Е.А. Чудакова [3], у яких процес руху автомобіля описувався диференціальними рівняннями. Подальший розвиток теорія транспортних машин отримала у працях Г.М. Анісімова, Я.С. Агейкіна, Г.Б. Безбородової, А.І. Гришкевича, В.В. Гуськова, Я.Х. Закіна, М.Н. Коденка, А.Т. Лебедева, А.С. Літвінова, Е.Д. Львова, М. Mitschke, Я.М. Певзнера, І.Г. Пархіловського, Р.В. Ротенберга, В.Б. Самородова, В.М. Семьонова, А.А. Сілаєва, Г.А. Смірнова, Я.Е. Фаробіна, А.А. Хачатурова, І.С. Цитовича, З.С. Цофіна, Д.А. Чудакова, В.С. Шуплякова, М.Н. Яценка та інших. У працях цих вчених розглядаються питання динаміки колісних транспортних засобів та аналізується вплив їх параметрів на експлуатаційні властивості.

Дослідження динаміки трансмісії тракторів загального та сільськогосподарського призначення знайшли відображення у працях В.Я. Аніловича, І.Б. Барського, Г.М. Кутькова, Е.Д. Львова [4].

Теорії вертикальних коливань колісних машин під дією мікропрофілю доріг, у тому числі й лісотransпортних, присвячені праці вчених Н.І. Библюка, Б.В. Білика, М.О. Гайдара, Б.Г. Гастєва, А.В. Жукова, Й.П. Ковтуна, Є.І. Лаха,

В.І. Мельникова, М. Mikleša, М. Mitschke, Б.Т. Перетятка, Р.В. Ротенберга, О.А. Стиранівського, М.Н. Яценка, А. Janečka [5-7].

Сучасний стан теорії транспортних машин характеризується інтенсивним розвитком імітаційного моделювання їх руху, можливістю аналізу досконалості конструкції і оптимізації параметрів машин на підставі широкого застосування досягнень науки і техніки та багатогранних можливостей персональних комп'ютерів на всіх стадіях проектування й дослідження.

Розглянемо головні особливості моделювання коливань і процесів руху колісних транспортних засобів для оцінки досконалості їх конструкції.

Моделювання коливань у трансмісії і поступального руху застосовується для аналітичних досліджень і розрахунку показників тягово-зчіпних і тягово-швидкісних властивостей, прохідності та паливної економічності. Воно ґрунтується на інтегруванні рівняння тягового балансу [8]. Дорожні умови для цього задаються величинами ухилів, опором коченню і обмеженнями швидкості руху, які обумовлені дорожніми нерівностями, кривизною дороги в плані, зонами обмеженої видимості, перешкодами руху і т.д. Профіль і план дороги задаються конкретними значеннями, імовірнісними реалізаціями за заданими законами розподілу [9] або у вигляді типового маршруту [9]. Керувальні дії моделюються так, щоб забезпечити рух машини з максимальною швидкістю без накладання обмежень [10].

Моделювання навантажень у трансмісії колісних транспортних засобів базуються на врахуванні сил непружного опору в трансмісії, поглинальній здатності шин під час радіальної деформації і зовнішніх збурень від опорної поверхні та їх впливу на формування навантажень у трансмісії.

Для вибору розрахункової моделі вивчаються вільні коливання в трансмісії [11], для встановлення навантажень від впливу мікропрофілю – вимушені коливання [12], а для визначення максимальних навантажень і оцінки довговічності та міцності її елементів – перехідні процеси (рушання, розгін машини тощо) [13].

Розроблені на сьогодні математичні моделі трансмісій, вирізняються

достатньо високою повнотою та адекватністю, незважаючи на те, що трансмісія колісної машини є досить складною для динамічного розрахунку [14]. Зокрема, складності полягають у моделюванні керувальних дій (положення органів подавання пального, моментів двигуна, муфти зчеплення і коробки під час перемикавання передач), які подають у вигляді математичних залежностей як спрощено, так і з урахуванням багатьох впливових чинників.

Найповніша модель двигуна і фрикційного зчеплення подана у роботах [15].

Методи моделювання руху транспортного засобу з перемиканням передач у механічних трансмісіях з фрикційними коробками передач із достатньою повнотою відображені в роботах [16], з гідромеханічними і гідрооб'ємномеханічними трансмісіями – у роботах [16].

Якщо на першій стадії досліджень коливань у трансмісії автомобілів розроблялися лінійні ланцюгові схеми з послідовним з'єднанням мас і пружних елементів, то на другій стадії появилися складні розгалужені схеми ([1, 2]). Це виявило істотну різницю у результатах аналітичних досліджень, особливо у визначенні частот власних коливань.

Для вивчення коливань у трансмісії і поступального руху КЛТЗ професором Библюком Н.І. розроблена узагальнена математична модель коливань підсистеми двигун-трансмісія-шини, яка відтворює перехідні процеси, що відбуваються під час його рушання та розгону [1]. На підставі цих досліджень виявлено взаємозв'язок і встановлено умови впливу на навантаженість вузлів і агрегатів трансмісії нерівностей дороги, які викликають безперервну циклічну зміну момента, що навантажує трансмісію. Це дало змогу раціонально вибирати розрахунково-динамічні еквівалентні схеми, які враховують основні маси і пружні елементи машин.

Для комплексного вирішення завдань досліджень у роботах [17] коливання у трансмісії розглядаються спільно з вертикальними коливаннями лісотransпортного засобу від впливу мікропрофілю. Однак вони стосуються автомобілів та гусеничних і колісних трельовальних машин.

Обмеження швидкості руху лісотransпортних засобів обумовлює низька якість тимчасових лісових доріг та особливості їх конструкції. Тому вивчення коливань у вертикальній поздовжній площині з метою оцінки плавності руху і визначення динамічних навантажень на елементи ходової системи лісотransпортних засобів є надзвичайно важливими.

Колівання транспортних засобів у вертикальній поздовжній площині відображені у роботах [17]. Виконані теоретичні й експериментальні дослідження дали змогу оцінити динамічні навантаження і виявити причини їх появи у силовому приводі та ходовій частині машин.

Особливістю перших досліджень вертикальних коливань лісотransпортних засобів є те, що складовими математичних моделей виступали моделі транспортних ланок, а пакет деревини замінювався двома дискретними масами, зведеними до точок його опирання [18].

У більшості робіт, присвячених дослідженню вертикальних коливань трелювальних тракторів, використовувалися математичні моделі, у яких пакет стовбурів задавався тримасовою моделлю (за методикою Б.Г. Гастева), яка враховує пружні властивості стовбурової деревини [19]. У математичній моделі трелювальної системи, поданій у роботі [20], пакет стовбурів розглядається як багатомасова дискретна модель. В багатьох роботах використовуються лінійні розрахункові моделі тягача різної складності, залежно від завдань та об'єкта досліджень, що призначені для вивчення коливань у вертикальній поздовжній площині незалежно від інших видів руху і для якогось одного прийнятого способу трелювання деревини.

Математичну модель трелювального агрегата, розроблену А.В.Жуковим, можна вважати найповнішою [8]. Розрахункова модель описує вертикальні коливання трактора, що має дві підресорені опори корпусу і третю підресорену вісь. Пакет деревини задається тримасовою дискретною моделлю, у якій перша маса розміщена в точці закріплення на причіпній ланці, а третя маса відтворює пружні властивості крони у вертикальній і поздовжній площині. Дана модель дозволяє розглядати трелювання деревини різними способами та різними

трелювальними системами.

Перші дослідження вертикальних коливань системи рухомий склад+пакет деревини виконано Б.Г. Гастєвим з використанням запропонованої ним тримасової розрахункової моделі [13]. Цей підхід набув розвитку у роботі [19], де пакет деревини задавався чотирма масами. У праці [14] подано модель лісовозного автопотяга, у склад якої входить задня частина тривісного автомобіля з балансірною підвіскою мостів і двовісний балансірний розпуск. Пакет деревини замінено трьома дискретними масами, а його пружні властивості не враховуються.

Вертикальні коливання тягача і розпуска у роботах [3] розглядалися як незалежні, а вплив пружних властивостей пакета на їх коливання відображався зведеною дискретною масою, що зв'язувалася з підресореною масою тягача пружним елементом, жорсткість якого приймалася еквівалентною усередненій жорсткості пакета. Характеристики пружних елементів тягача і пакета приймалися лінійними.

Математичну модель, яка описує вертикальні коливання лісовозного автопотяга, що складається із двовісного тягача і двовісного балансірного розпуска, зв'язаних між собою поздовжнім пружним елементом, подано в роботі [19]. Пакет стовбурів замінено тримасовою дискретною моделлю, в якій передня маса розміщена на пружному елементі. Окрім лінійних і кутових коливань у вертикальній поздовжній площині моделлю описувалися також поздовжні лінійні коливання.

Характерною особливістю робіт з дослідження вертикальних коливань лісо транспортних засобів є широке застосування теорії стаціонарних випадкових процесів [17, 18, 19].

Результати використання розроблених математичних моделей вертикальних коливань лісотransпортних засобів для розв'язання практичних задач, направлених на обґрунтування параметрів їх конструкції і впливу на показники експлуатаційних властивостей, викладені в роботах [9, 15, 19].

Особливості взаємодії транспортних ланок лісотransпортної системи між

собою та з пакетом стовбурів під час рушання з місця відображені в роботах [19, 20], під час прямолінійного руху – в роботах [5, 6, 19], під час гальмування – у працях [17,19].

Під час дослідження плавності руху транспортних засобів [15,19], динамічних навантажень в елементах ходової частини і впливу на дорогу [10], а також взаємозв'язку ланок транспортного засобу від дії мікропрофілю, коливання у вертикальній поздовжній площині розглядаються незалежно від інших видів коливань. У низці робіт [8], математичні моделі, які описують коливання транспортних засобів у вертикальній поздовжній площині, відтворюють і їх поздовжньо-поступальні коливання від дії горизонтальних складових нерівностей мікропрофілю.

У таких моделях враховуються також зведені до ободів коліс пружні властивості елементів трансмісії і тангенційна жорсткість шин. Математична модель, яка описує коливання транспортних засобів від дії мікропрофілю дороги у трьох взаємно перпендикулярних площинах – вертикальній поздовжній, вертикальній поперечній і горизонтальній, подана у роботі [3].

Пружні та демпфувальні характеристики підвісок і шин у працях [8] подано у вигляді кусково-лінійних функцій, які враховують їх нелінійні властивості, а також сухе тертя в ресорах і відрив коліс від дороги. Біодинамічні моделі оператора, що використовуються у математичних моделях вертикальних коливань машин, описано в роботах [7].

Збуджувальною дією мікропрофілю дороги під час розрахунку вертикальних коливань транспортних засобів виступають: конкретні реалізації мікропрофілю, інколи попередньо апроксимовані кусково-степеневою, кусково-лінійною або іншими

функціями [10]; детерміновані моделі поверхні дороги у вигляді гармонійного мікропрофілю або поодиноких нерівностей [20]; статистична характеристика мікропрофілю – спектральна щільність ординат (кутів ухилу перерізу), яку знаходять опосередковано, через кореляційну функцію [8] або безпосередньо із досліду [19]; ймовірнісна реалізація випадкової функції

мікропрофілю за заданими кореляційними функціями [4]. Для кореляційних функцій розроблено алгоритми дискретного моделювання реалізацій випадкових функцій [15].

Вид збуджувальних дій обумовлює метод розрахунку вимушених коливань транспортного засобу – інтегрування диференціальних рівнянь у функції часу або використання теорії стаціонарних випадкових процесів. Метод інтегрування рівнянь руху є універсальнішим, хоч і трудомісткішим, оскільки дозволяє розраховувати й нелінійні системи. Під час застосування для розрахунку коливань транспортних засобів теорії стаціонарних випадкових процесів стає можливим врахувати нелінійні характеристики окремих елементів системи [16] і отримати статистичні характеристики параметрів коливань, потрібних як для оцінки плавності руху, так і для розрахунку довговічності елементів конструкції [11].

Предметом перевезення лісотransпортними машинами є деревина у вигляді дерев, стовбурів, сортиментів, відходів лісозаготівлі та ін. Специфічний характер вантажу і оригінальне технологічне обладнання лісотransпортних машин, а також важкі дорожні умови, викликані складним профілем і планом тимчасових лісових доріг, обумовлюють особливості конструкції та загального компонування машин, а також систем їх віброзахисту.

Дослідження характеристик пакетів деревини як об'єкта транспортування започатковано у 1955-1956 роках. Теоретичні та експериментальні дослідження, виконані Б.Г. Гастевим [14], показали що пакет деревини можна зводити до розрахункової схеми, прийнятої в теорії опору матеріалів з використанням методів будівельної механіки. Перша спроба замінити розподілену масу пакета стовбурів дискретними належить Б.Г. Гастеву [15]. Ним запропоновано задавати динамічну модель пакета у вигляді трьох мас, зведених до центра ваги і до точок підвішування (опирання) пакета, які в динамічному відношенні відповідають розподіленій масі пакета стовбурів.

У цьому випадку дискретна маса, зведена до центра ваги пакета, розміщується над пружним елементом, жорсткість якого еквівалентна

усередненій жорсткості пакета.

Така модель набула широкого застосування під час дослідження вертикальних коливань лісотransпортних засобів [18]. В окремих працях [5] пакет деревини задається у вигляді двох дискретних мас, які зводяться до точок його опирання і розміщуються над пружними елементами, що моделюють пружні властивості підвіски тягача.

Для заміни систем з нерівномірно розподіленими параметрами їх дискретними значеннями Б.Т. Перетятком [13] запропонована методика, основана на рівності кінетичних енергій реальної системи і її моделі, яка враховує енергію балки (пакета стовбурів) як умовно твердого тіла і енергію її пружних коливань. Однак, подана у роботах [13, 19] система рівнянь є невизначеною і тому може бути розв'язана лише наближено, а рекомендований спосіб визначення кількості, величини і розміщення дискретних мас не подано в аналітичній формі, що затруднює його використання.

Часто маса пакета деревини розглядається як абсолютно жорстке тіло і разом з напівпричепом – як суцільне тверде тіло. За дослідженнями професора Орлова, такий випадок спостерігається тоді, коли об'єм трельованих стовбурів невеликої довжини не перевищує 0,2 м² та коли довжина пакета сортиментів не перевищує 9 м [7]. У цьому випадку пакет деревини працює як жорстка балка, а на тягач передається частина його ваги і сила тяги, що прикладена безпосередньо до пакета або причіпної ланки.

Параметри дискретних мас, якими замінюється розподілена маса пакета стовбурів, можна визначити, виходячи із допущення про можливість його подання у вигляді тримасової моделі [11]. У цьому випадку підняту (прогінну) частину пакета умовно ділять на чотири рівні відрізки. Передню масу розміщують в точці кріплення пакета на тракторі й надалі зводять за методом плеча до точкових підресорених мас тягача. Дві середні маси розміщують в середині піднятої частини пакета, а задню – у місці опирання пакета на ґрунт, вважаючи, що участі в коливаннях вона не бере.

Проведений огляд сучасних досліджень процесів руху колісних

транспортних засобів засвідчує, що вони ґрунтуються на різноманітних за ступенем складності розрахункових моделях, які істотно відрізняються за обсягом враховуваних чинників. Це стосується як тягача з причіпними ланками, так і пакета деревини.

Подані в літературних джерелах розрахункові моделі трансмісії, склалися для розв'язання конкретних задач, тому вони є різнорідними за складністю і враховуваними чинниками. Їх складність полягає у тому, що враховується велика кількість впливових чинників, однак спрощено подається збурення від нерівностей опорної поверхні через відсутність узагальнених характеристик мікро- та макропрофілю лісових доріг. Розрізненість полягає в тому, що коливання у трансмісії колісних машин розглядаються окремо від коливань у вертикальній і горизонтальній площинах, що зменшує точність проведення комплексних досліджень.

Аналізуючи проведені теоретичні дослідження можна стверджувати, що динамічні навантаження в трансмісії машин з високою точністю можна розраховувати шляхом застосування теорії коливань, а трудомісткість і тривалість розрахунків зменшити застосуванням сучасних ПК.

Окрім цього, доцільним є проведення додаткових замірів макропрофілю і плану головних типів гірських лісових доріг й на підставі наявної інформативної бази та отриманих даних встановити узагальнені статистичні характеристики їх параметрів, що дасть змогу реалізувати функції збурення під час теоретичних досліджень.

1.2. Вибір показників оцінки експлуатаційних властивостей лісотransпортної машини та аналіз взаємозв'язку з ними її параметрів

З огляду на прийняту екологоощадну законодавчо-нормативну базу [19], одним із заходів якої є мораторій на застосування гусеничних тракторів для лісogосподарських робіт в гірській місцевості, доля робіт, що виконуватимуться колісними машинами, постійно зростатиме. Однак, виконаний аналіз

експлуатації колісних тракторів на лісозаготівлі (зокрема Т-157) [14] показав недостатню їх ефективність і надійність в роботі. Однією з причин неефективної роботи цих машин є необґрунтований вибір конструктивних та енергетичних параметрів. Беручи до уваги те, що під час проектування таких машин недостатньо повно враховуються реальні навантаження, пов'язані з випадковими коливаннями системи внаслідок впливу нерівностей дороги і перешкод, які долає лісопромисловий трактор, постає потреба дослідження

впливу його параметрів на експлуатаційні властивості та обґрунтування оптимального їх вибору.

Відсутність підвіски у конструкції трактора зумовлює збільшення вертикальних коливань, особливо зі збільшенням його швидкості. З метою запобігання резонансних явищ, водій змушений зменшувати швидкість руху машини, внаслідок чого зменшується продуктивність праці. Разом з тим, збільшуються витрати енергії, підвищується зношення шин та додаткові навантаження в елементах трактора.

Подальше вдосконалення колісних лісотransпортних засобів та створення на їх базі нових перспективних машин багатофункційного призначення для лісової галузі вимагають підвищення їх експлуатаційних властивостей і продуктивності. Розв'язання цієї проблеми неможливе без ґрунтового вивчення статистичних характеристик лісових доріг та знання реальних показників тягово-зчіпних властивостей, прохідності та плавності руху.

Застосування колісних лісопромислових тракторів як тягачів у машин для транспортування деревини з верхніх складів або безпосередньо з лісосік до нижніх складів лісових підприємств вимагає перевірки і оцінки експлуатаційних властивостей. Оскільки такий лісотransпортний засіб рухається нерівностями лісосіки та лісових доріг, актуальним є оцінка його плавності руху і вплив на неї конструктивних параметрів та параметрів компонування [17].

У дослідженнях колісних тракторів, які проводилися раніше, питання плавності руху та тягової динамічності переважно розглядалися для

трелювальних машин і майже не розглядалися для тракторних сортиментовозів (форвардерів), які поступово впроваджуються на лісових підприємствах.

Досконалість конструкції та ефективність роботи транспортних засобів оцінюється низкою експлуатаційних властивостей, узагальнених критеріїв і показників [21, 19]. Найголовнішими є експлуатаційні властивості, які визначають здатність тягової ланки до експлуатації у складі спеціалізованого транспортного засобу.

Виконаний аналіз засвідчив, що вибір конкретного показника оцінки експлуатаційних властивостей залежить від завдань, які виконує дослідник, вибраних розрахункових моделей та методів розрахунку, а також потрібної точності. Тому для оцінювання досконалості конструкції колісних лісотransпортних засобів приймаємо показники експлуатаційних властивостей, які характеризують рух транспортних засобів у реальних дорожніх умовах, а саме: для тягово-зчіпних властивостей і тягової динамічності – питому і тягову потужності, тягове зусилля на гаку, тяговий ККД

$$\eta_{TT} = \frac{N_T}{N_e}, \quad (1.1)$$

коефіцієнт використання зчіпної ваги, питомий тяговий показник

$$\eta_{IT} = \frac{Q_{II} \cdot \psi_y \cdot v_d}{3,6 \cdot N_e}, \quad (1.2)$$

питому продуктивність, середню

$$v_{сep} = \sum_{i=1}^{i=N} v_{сep.i} / N, \text{ км/год}, \quad (1.3)$$

і допустиму

$$v_d = ((b + \omega \pm g \cdot i_{np}) / (10^3 \cdot k)) \cdot \left(\sqrt{t_n^2 + \frac{2 \cdot 10^3 \cdot k \cdot (S_e + S_p)}{b + \omega \pm g \cdot i_{np}}} - t_n \right), \quad (1.4)$$

швидкості руху, час, шлях і кінцеву швидкість розгону; для плавності руху – середньоквадратичні значення пришвидшень

$$\sigma_z = \frac{2\pi\sigma_z}{v_\theta}, \text{ дБ}, \quad (1.5)$$

допустимий час впливу на людину коливань

$$t_\theta = 10^3 (2,86 \sigma_z^{0.827} + 8,51 \sigma_z^{1.83} + 0,235 \sigma_z^{6.33})^{-1}. \quad (1.6)$$

критичні (дорезонансні) швидкості руху

$$v_k - 3,6 \omega_i l_{II} / (2 \pi) \approx 0,573 \omega_i l_{II}, \quad (1.7)$$

для прохідності – комплексний фактор прохідності, відносний запас сили тяги

$$P_{3q} = (k_{3q} \varphi - f) / (k_{3q} \varphi) = 1 - f / (k_{3q} \varphi). \quad (1.8)$$

для гальмівних властивостей – гальмівний шлях

$$S_r = (k_e v_n^2 \delta_{ob}) / (26 j_{max}), \quad (1.9)$$

для паливної економичності – загальну витрату пального

$$Q_s = \frac{100 \cdot q_e \cdot N_e}{3,6 \cdot v \cdot \rho_n}, \quad (1.10).$$

Висновки, задачі досліджень

Внаслідок проведеного огляду та аналізу літературних джерел отримано такі висновки:

1. Рух лісотransпортних засобів нерівностями опорної поверхні є складним процесом, на який впливає низка чинників, зокрема й випадкових. Численні дослідження і практика лісозаготівлі дозволила встановити головні чинники, що впливають на експлуатаційні властивості (потужність і крутний момент двигуна; тягове зусилля на гаку; маси тягача, причіпної ланки та транспортованого пакета деревини; геометричні параметри розміщення мас; швидкість руху, жорсткість шин тягача і причіпної ланки тощо), а також діапазони їх змінювання. Обґрунтовано вибір показників оцінки експлуатаційних властивостей для проведення досліджень.

2. Велика кількість досліджень, пов'язаних з розглядом руху лісотransпортних засобів, переважно базується на відокремленому розгляді коливань у трансмісії та у кутових чи лінійних площинах. Виявлено відмінності у розробленні математичних моделей і врахуванні чинників, а також методів їх описання.

3. Встановлено, що автопотяги, які транспортують деревину від верхнього до нижнього складів важкими ділянками лісової дороги рухаються зі швидкістю 10...15 км/год, а в окремих випадках – 5...6 км/год. Виявлено, що істотне обмеження швидкості руху лісотransпортних засобів спостерігається під час їх руху гірськими лісовими дорогами у зв'язку з наявністю крутих поворотів та спусків, а найкращі умови роботи водія з точки зору плавності руху забезпечуються тоді, коли середньоквадратичні вертикальні пришвидшення на сидінні не перевищують $2,5 \text{ м/с}^2$.

4. Дані про вплив параметрів трельовально-транспортних засобів на базі колісних тракторів є нечисленними, а експериментальні та аналітичні дослідження тракторних сортиментовозів – практично відсутні. Огляд робіт, присвячених цьому питанню, показав, що незважаючи на велику зацікавленість підприємств до використання тракторних сортиментовозів, дотепер відсутній науково обґрунтований підхід до вибору його параметрів, які би сприяли підвищенню показників експлуатаційних властивостей. Це і дозволило сформулювати мету і завдання досліджень.

Метою дисертаційної роботи є встановлення закономірностей впливу параметрів колісних лісотransпортних засобів на їх експлуатаційні властивості та розроблення на їх підставі рекомендацій з вибору параметрів машин, а також технологічних схем транспортування деревини, що забезпечать підвищення ефективності використання наявних та проєктованих лісотransпортних засобів.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- встановити основні параметри колісних машин, що впливають на показники оцінки експлуатаційних властивостей;
- розробити математичні моделі процесів руху КЛТЗ для розрахунку

показників експлуатаційних властивостей з урахуванням реальних умов експлуатації;

- розробити методику, створити комплекс вимірювальної апаратури та провести експериментальні випробування КЛТЗ для оцінки адекватності розроблених математичних моделей;

- встановити шляхом узагальнення існуючих та натурними замірами усереднені статистичні характеристик макропрофілю і плану гірських лісових доріг як одного з головних чинників зовнішнього впливу на рухому лісову машину;

- встановити закономірності впливу параметрів КЛТЗ на показники експлуатаційних властивостей з використанням методів математичного моделювання та планування експерименту;

- обґрунтувати параметри трелювальної машини і тракторного сортиментовоза на підставі виконаних досліджень та розробити практичні рекомендації для підвищення ефективності їх використання.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ПРОЦЕСІВ РУХУ ЛІСОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

2.1. Узагальнена математична модель лісотransпортної системи

Виходячи із завдань магістерської роботи, для теоретичних досліджень динамічних процесів, що відбуваються під час руху лісотransпортних засобів, потрібно створити математичні моделі, які б з певними припущеннями відтворювали особливості компонування та взаємодію окремих елементів або ланок реальної коливальної системи.

Лісотransпортний засіб є складною коливальною динамічною системою, яка складається із низки взаємозв'язаних між собою мас – двигуна, елементів трансмісії, ходових частин тягача і причіпних ланок, що зв'язані між собою жорсткими й пружними зв'язками та демпферами. Наявність вантажу у вигляді пакета деревини ще більше ускладнює цю систему, внаслідок чого рівняння, що описують її коливання, надто складні та малопридатні для практичного застосування. Тому під час дослідження коливань реальна коливальна система замінюється розрахунковою схемою, яка повинна повною мірою її відобразити, виходячи із мети розв'язуваної задачі, потрібної точності обчислень, умов досліджень та інших особливостей.

Розробляючи математичні моделі, зазвичай, нехтують другорядними зв'язками, виділяючи лише головні параметри, що визначають характер розглядуваного процесу [22]. Це зумовлює спрощення розрахункових схем, істотно не впливаючи на точність результатів.

На рис. 2.1 подано схему узагальненої математичної моделі коливань лісотransпортної системи в трансмісії та у вертикальній поздовжній площині. Спільний розгляд крутильних коливань в трансмісії, лінійних та кутових коливань машини у вертикальній поздовжній площині із застосуванням методів статистичної динаміки дозволяє проводити розрахунок навантаженості елементів транспортного засобу.

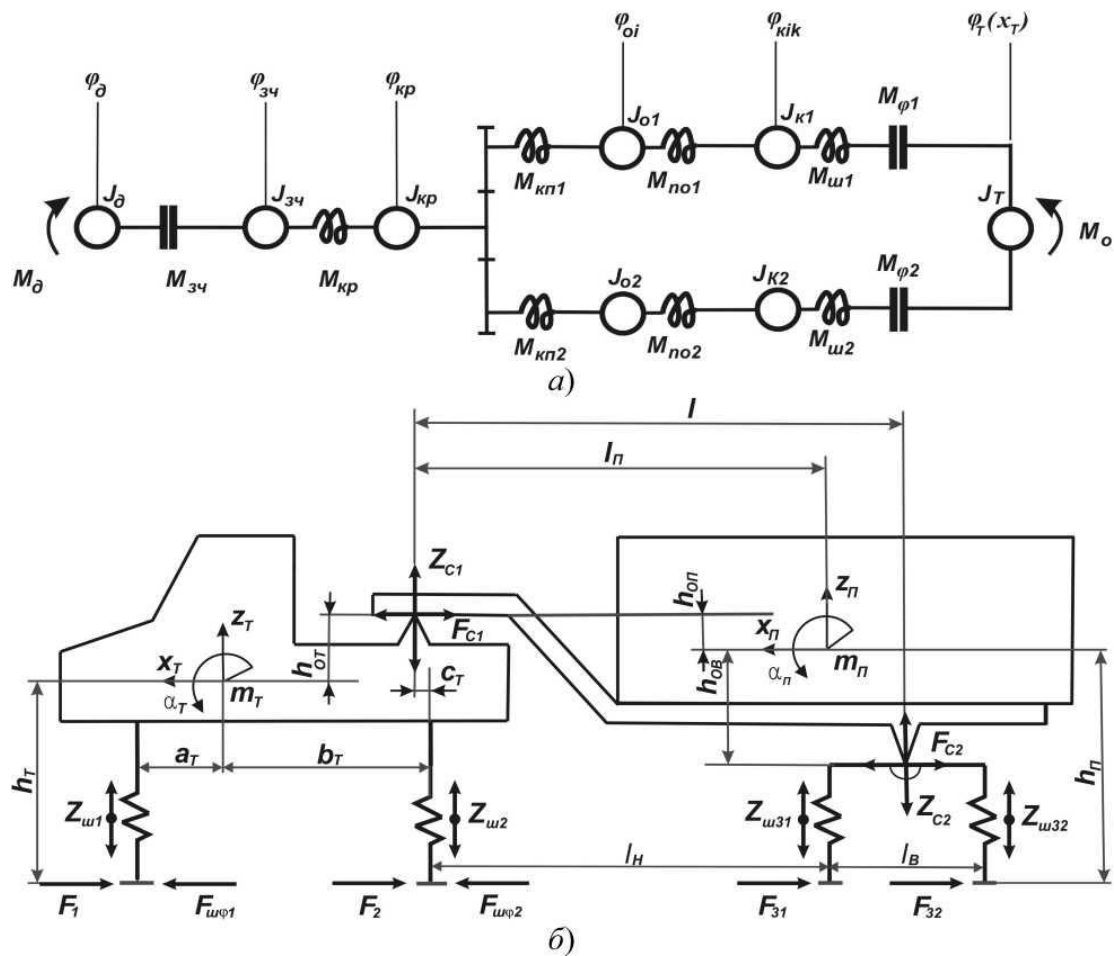


Рис. 2.1. Схема узагальненої математичної моделі коливань лісотransпортної системи: а – в трансмісії; б – у вертикальній поздовжній площині

Розрахункову схему складено з урахуванням таких припущень:

- моменти інерції зосереджених мас, коефіцієнти жорсткості та опору обертових елементів трансмісії й шин зводяться до валу двигуна;
- колеса котяться без відривання від опорної поверхні;
- моменти на лівих і правих півосях є однаковими;
- характеристики пружності валів трансмісії й шин є лінійними;
- сили непружного опору є пропорційними швидкостям відносних переміщень мас.

Складаючи розрахункову схему трансмісії, деталі з розподіленими масами замінено зосередженими масами, які зв'язані між собою пружними і

демпфувальними елементами. Розподілені маси, які є значно меншими від зосереджених, віднесено до найближчих зосереджених.

2.2. Динамічні навантаження в трансмісії трактора

Для оцінки динамічних навантажень в агрегатах трансмісії під час резонансних режимів, коли зовнішні збурення, зокрема змінні моменти опору коченню на колесах машини, викликають інтенсивні коливання валів трансмісії, слід визначити дійсні частоти їх коливань та амплітуди моментів. Знання коефіцієнтів динамічності власних частот коливань дозволить прийняти раціональні конструктивні рішення для запобігання умов виникнення резонансних режимів, а амплітуд моментів – для оцінки дійсної циклічної навантаженості та довговічності деталей трансмісії.

Для аналітичного аналізу впливу вертикальних коливань на швидкість руху машин і обґрунтування параметрів їх конструювання та конструкції систем підресорювання розглянемо математичні моделі вертикальних коливань, методика розрахунку яких базується на використанні теорії стаціонарних випадкових процесів, що дає змогу враховувати реальний мікропрофіль поверхні [10] та є зручною для моделювання на ПК.

Відомо, що для транспортування деревини використовуються лісотransпортні засоби різноманітної комплектації, яка залежить від виду вантажу, умов експлуатації та особливостей перевезення. Найпоширенішими лісотransпортними засобами є трелювальна машина і транспортний засіб на базі автомобільного чи тракторного тягача з одно- або двовісними причепом-розпуском, напівпричепом або причепом.

Оскільки трелювання є однією із головних і найтрудомісткіших операцій лісо заготівлі, то для вивчення вертикальних коливань у процесі її руху розглянемо трелювальну машину з пакетом деревини, схемну модель якої подано на рис. 2.2 (схема 1). Її особливістю є взаємозв'язок пакета деревини з тягачем і опорною поверхнею.

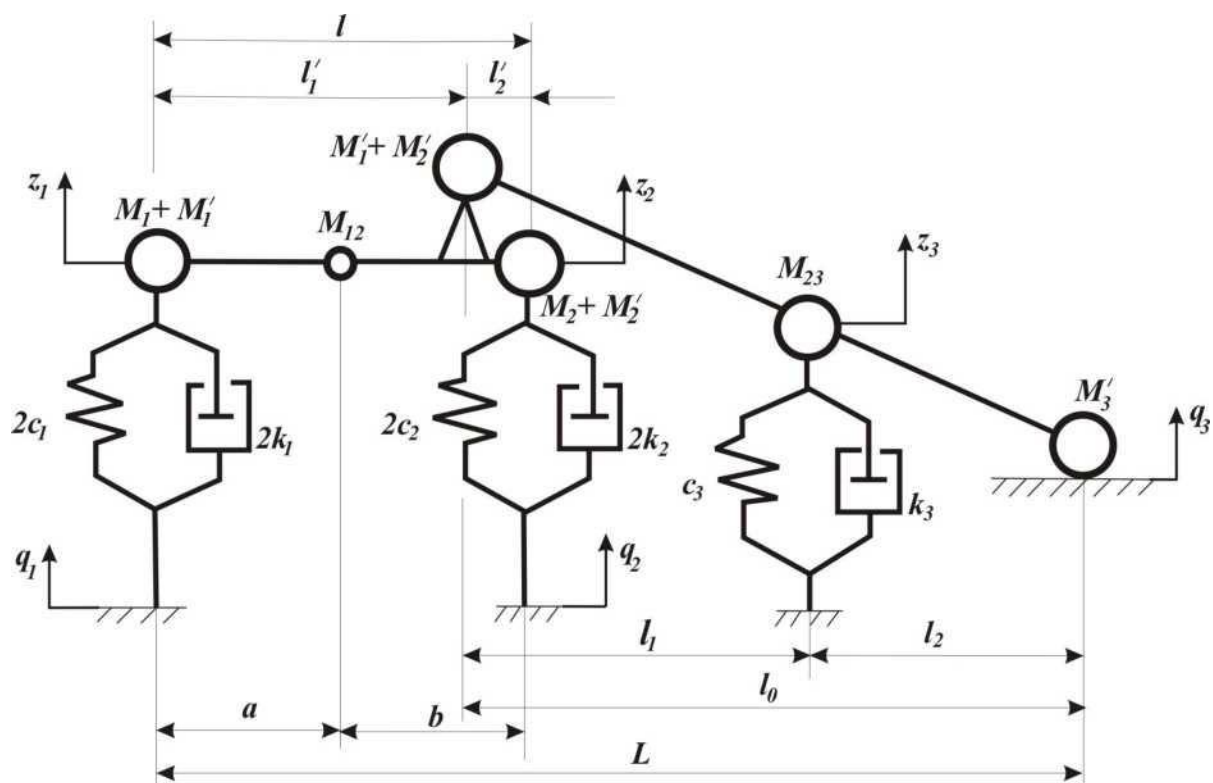


Рис. 2.2. Розрахункова схема лісотransпортної системи трелювальний трактор + пакет стовбурів

Виходячи із технологічної схеми лісозаготівлі, для транспортування деревини у повністю навантаженому стані з лісосіки на верхній чи нижній склади, активно починають впроваджуватися сортиментовози (форвардери) з одно- або двовісними причіпними ланками. Схемні моделі таких транспортних засобів подано на рис. 2.3, а (схема 2) і рис. 2.3, б (схема 3).

Вибір означених розрахункових схем обумовлено тим, що поперечно-кутові коливання не зв'язані з вертикальними лінійними та поздовжньо-кутовими коливаннями остова тягача, а якщо профілі дороги під правими і лівими колесами будуть однакові, то поперечно-кутові коливання не виникатимуть [10]. Таким чином можна вважати, що підресорний остов тягача у поздовжній вертикальній площині здійснює тільки вертикальні та поздовжньо-кутові коливання.

Вибрані для розгляду розрахункові схеми відтворюють головні типи лісотransпортних засобів, які за останні роки набули широкого застосування як

у нас, так і за кордоном. Таке компонування машин зумовлює їх високу мобільність і спрощує технологічний процес лісозаготівлі.

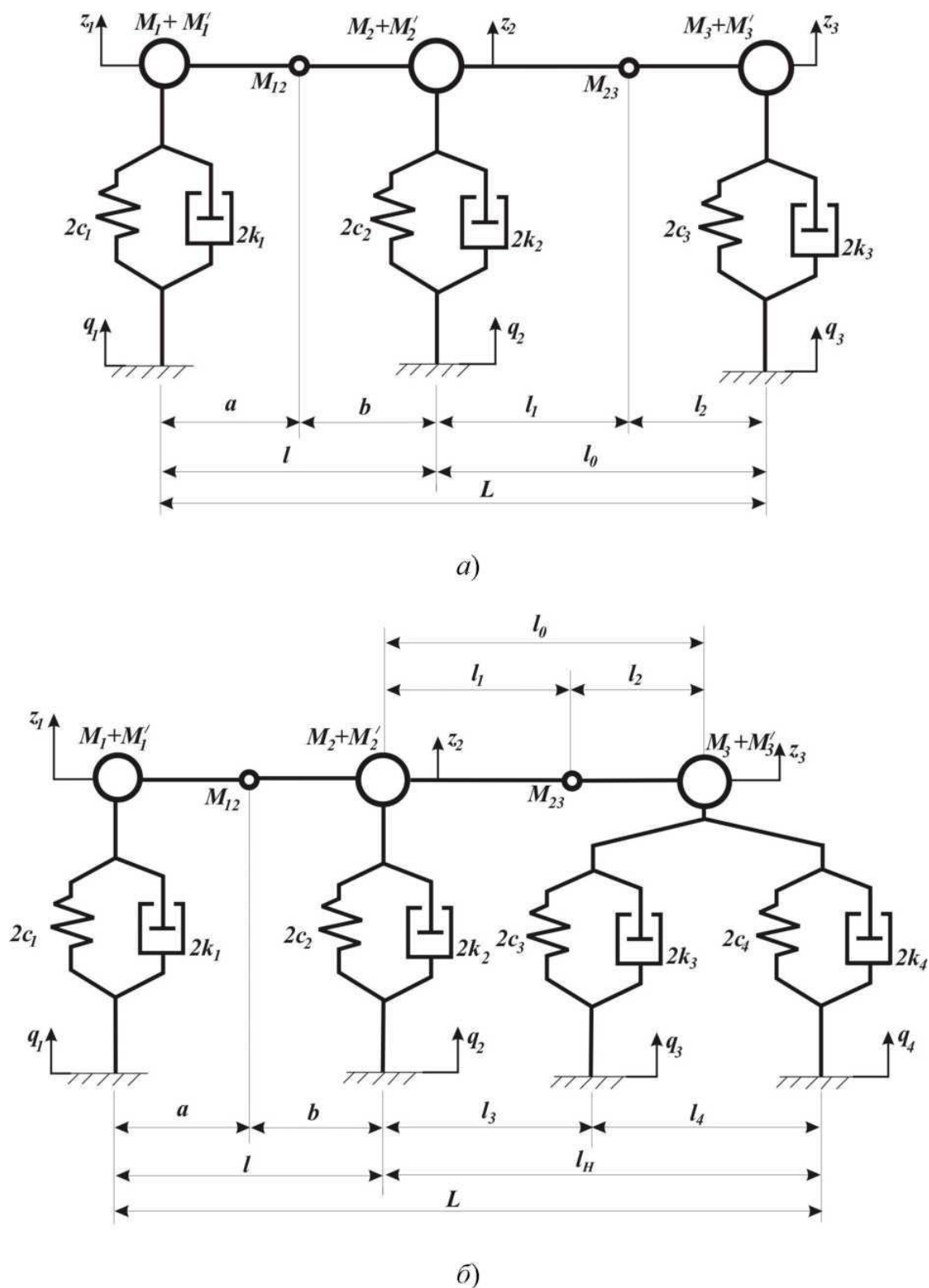


Рис. 2.3. Розрахункова схема лісотransпортних систем: а – тягач + причіп-розпуск + пакет деревини; б – тягач + двовісний напівпричіп (причіп-розпуск) + пакет деревини

Для прийнятих розрахункових схем лісотransпортних засобів складаємо диференціальні рівняння їх руху. Для цього приймемо такі припущення:

- система здійснює малі коливання відносно положення стійкої рівноваги;
- характеристики шин і пакета стовбурів є лінійними, тобто коефіцієнти c і k є постійними;
- колеса котяться нерівностями дороги, не відриваючись від її поверхні;
- податливість ґрунта рівна нулю;
- машина рухається горизонтальною ділянкою опорної поверхні з відповідно заданими нерівностями мікропрофілю;
- мікропрофіль опорної поверхні під правими і лівими колесами машини однаковий;
- система симетрична відносно поздовжньої осі симетрії, що дозволяє розглядати коливання у поздовжній вертикальній площині незалежно від коливань у поперечній площині [23].

У практичних розрахунках користуються амплітудно-частотною характеристикою коливань. Вона визначається як модуль комплексної частотної характеристики для i -тої маси системи ($i = 1, 2, 3$), тобто:

$$A_{zi}(\omega) = |W_{zi}(i\omega)| = \sqrt{L_{zi}^2(\omega) + N_{zi}^2(\omega)}. \quad (2.1)$$

Знаючи амплітудно-частотні характеристики переміщень, можна визначити амплітудно-частотні характеристики швидкості та пришвидшення коливального процесу, користуючись співвідношеннями:

$$\left. \begin{aligned} A_{\dot{z}_i}(\omega) &= |W_{\dot{z}_i}(i\omega)| = \omega |W_{z_i}(i\omega)|; \\ A_{\ddot{z}_i}(\omega) &= |W_{\ddot{z}_i}(i\omega)| = \omega^2 |W_{z_i}(i\omega)|. \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

Коли мікропрофіль поверхні дороги розглядається, як випадкова функція і задається спектральною щільністю $Sq(\omega)$, то за статистичною теорією підресорювання транспортних машин, знаючи амплітудно-частотні

характеристики, можна визначити спектральну щільність вертикальних коливань будь-якої i -тої маси системи за формулою:

$$S_{\ddot{z}_i}(\omega) = S_q(\omega) A_{\ddot{z}_i}^2(\omega), \quad (2.3)$$

де $S_q(\omega)$ – енергетичний спектр впливу, який є статистичною характеристикою впливу мікропрофілю дорожнього покриття на транспортний засіб і визначається експериментальним шляхом.

За отриманими спектральними щільностями вертикальних коливань визначаються показники плавності руху, зокрема дисперсії Dz і та середньоквадратичні значення σz і коливань i -тих мас машини:

$$\begin{aligned} D_{z_i} &= \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{z_i}(\omega) d\omega; \quad D_{\dot{z}_i} = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{\dot{z}_i}(\omega) d\omega; \quad D_{\ddot{z}_i} = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{\ddot{z}_i}(\omega) d\omega. \\ \sigma_{z_i}^2 &= \sqrt{D_{z_i}}; \quad \sigma_{\dot{z}_i}^2 = \sqrt{D_{\dot{z}_i}}; \quad \sigma_{\ddot{z}_i}^2 = \sqrt{D_{\ddot{z}_i}}; \\ \sigma_{z_i}^2 &= \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{z_i}(\omega) d\omega; \quad \sigma_{\dot{z}_i}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{\dot{z}_i}(\omega) d\omega; \quad \sigma_{\ddot{z}_i}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{\ddot{z}_i}(\omega) d\omega. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Головні наукові результати розділу взято з у працях [18-21,23,24].

Висновки по розділу

Внаслідок виконаних теоретичних досліджень:

1. Розроблено узагальнену математичну модель коливань в трансмісії та у вертикальній поздовжній площині колісної машини, що дозволяє спільно розглядати крутильні коливання в трансмісії, лінійні та кутові переміщення машини для розрахунку навантаження деталей трансмісії і ходової частини.

2. На підставі виконаних раніше досліджень і структурного аналізу кінематичної схеми колісної трельовальної машини розроблено математичні моделі перехідних процесів руху трельовальної машини волоком, як складної взаємозв'язаної системи, яка враховує конструктивні параметри машини, збурення від опорної поверхні й трельованого пакета деревини.

3. Розроблено розрахункову модель крутильних коливань в трансмісії колісного трактора для визначення динамічних навантажень в її елементах, зокрема власних та вимушених частот коливань. Це дозволить передбачити появу резонансних явищ, знання зон яких дасть змогу обґрунтовано вибирати пружно-інерційні характеристик елементів силової передачі та раціональні параметри компоновання всієї машини з метою зменшення динамічних навантажень в трансмісії.

4. Розроблено математичні моделі коливань у вертикальній площині найпоширеніших типів лісотransпортних засобів для аналізу впливу параметрів конструкції та систем підресорювання на їх плавність руху.

5. Отримані математичні моделі можуть використовуватися для дослідження процесів руху перспективних колісних лісотransпортних машин і дозволять отримати якісну оцінку правильності їх компоновання, навантаження як окремих деталей, вузлів і агрегатів, так і машини в цілому.

6. Теоретично обґрунтовано напрямок експериментальних досліджень, що дозволить виявити вплив енергетичних, вагових та геометричних параметрів лісових машин на показники експлуатаційних властивостей.

7. Таким чином, проведені теоретичні дослідження дають змогу зробити висновок, що обґрунтування параметрів ЛТЗ можливе тільки шляхом комплексного розгляду процесу роботи цих машин: коливань їх мас, експлуатаційних умов, параметрів опорної поверхні та вантажу, технологічних схем лісозаготівлі тощо.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

На показники експлуатаційних властивостей КЛТЗ впливає велика кількість чинників: параметри тягачів машин і їх компонування, характеристика опорної поверхні, технологічні та експлуатаційні режими роботи тощо. Врахувати усі ці чинників у їх взаємозв'язку є досить складно, тому досліджується вплив тільки найістотніших.

Виходячи з вищесказаного та враховуючи те, що переважна більшість лісотransпортних засобів створюються на базі промислових тракторів або автомобілів, експериментальні дослідження проводилися для визначення впливу енергетичних, вагових, геометричних і експлуатаційних параметрів, а також параметрів компонування на показники тягово-зчіпних, тягово-швидкісних властивостей, плавність руху та прохідність.

Для виконання поставлених у роботі завдань експериментальні дослідження проводилися у три етапи: тягові випробування, дослідження плавності руху та отримання статистичних характеристик макропрофілю і плану гірських лісових доріг.

Для цього використовувався класичний експеримент та план другого порядку.

Для цього потрібно було виконати такі завдання:

- шляхом тягових випробувань визначити показники, які характеризують процес рушання і розгону КЛТЗ, а також проаналізувати динамічні навантаження, що виникають у агрегатах трансмісії трелювальної машини та в елементах її технологічного обладнання;
- дослідити взаємозв'язок показників тягових властивостей та прохідності з параметрами трелювальної машини і виявити вплив на них об'єму пакета деревини і параметрів опорної поверхні;

- побудувати теоретичну тягову характеристику досліджуваної лісової машини для основного типу лісової дороги і порівняти її значення з експериментальними;
- дослідити вплив параметрів силової передачі трелювальної машини на динамічні навантаження в трансмісії та умови запобігання виникненню резонансу.



Рис. 3.1. Трелювальна машина

Для виконання поставлених завдань під час проведення експериментальних досліджень вимірювалися і реєструвалися такі параметри: частота обертання колінчас-

того валу двигуна; швидкість руху; число обертів коліс трактора та додаткового “п’ятого” колеса за час досліду; тягове зусилля на гаку, яке реалізується трактором, і в лінві трелювального обладнання; крутні моменти на лівій півосі переднього та на правій півосі заднього ведучих мостів; тривалість досліду і довжина пройденого машиною шляху випробувальним відрізком дороги.

Для проведення випробувань автором було розроблено і встановлено на дослідній машині комплект вимірювальної апаратури, схему якого подано на рис. 3.2

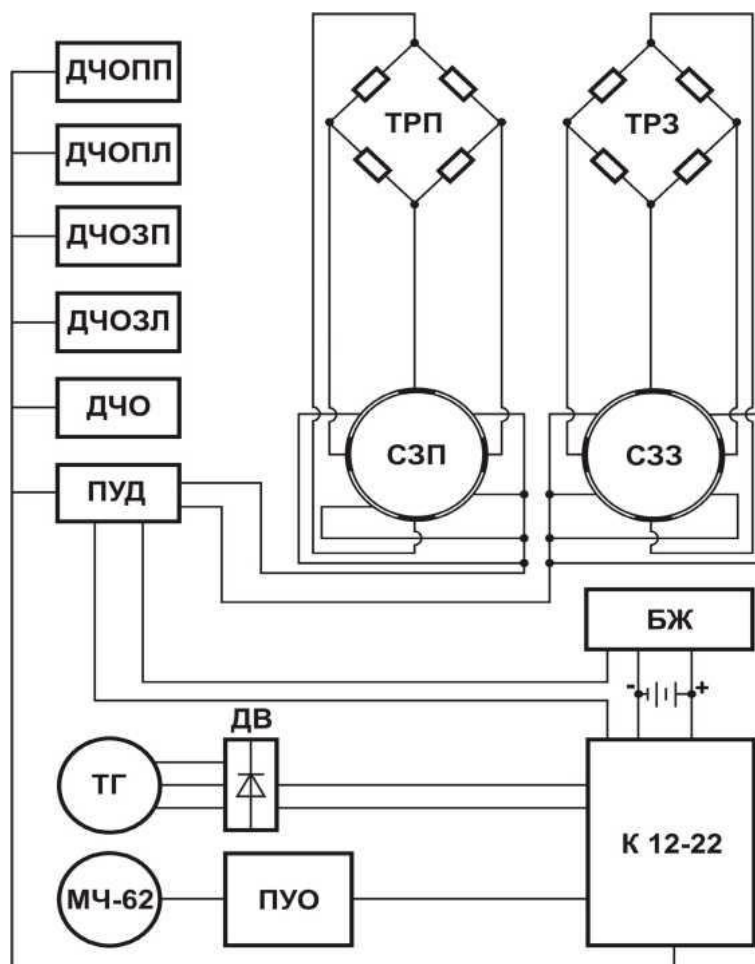


Рис. 3.2. Блок-схема комплексу вимірювальної апаратури для проведення тягових випробувань лісотранспортних машин: БЖ – блок живлення БП-7; ПУД і ПУО – пульти управління відповідно давачами і осцилографом; ДЧО – давач числа обертів “п’ятого” колеса; ДЧОПП, ДЧОПЛ, ДЧОЗП і ДЧОЗЛ – давачі числа обертів відповідно переднього правого і лівого та заднього правого і лівого коліс; ТРП і ТРЗ –тензодавачі відповідно на передній лівій і задній правій півосях машини; МЧ-62 – годинник; СЗП і СЗЗ – струмознімальники відповідно на передніх і задніх колесах; К 12-22 – світлопроменевий шлейфовий осцилограф; ДВ – діодний випрямник; ТГ – тахогенератор

3.1 Методика проведення випробувань

Для виконання експериментальних досліджень лісотранспортних машин у реальних умовах експлуатації розроблено методику (додаток А), яка

передбачала з'ясування об'єктів досліджень та параметрів для заміру, способів і засобів їх отримання.

В основу методики тягових випробувань лягли такі положення:

- для добре прогрітого двигуна під час попередньої роботи трактора перехід з одного режиму роботи на інший (достатньо близький) забезпечує швидке встановлення показників, характерних для даного режиму, а також їх стабільність у період проходження залікової ділянки;
- точність застосовуваної апаратури, спосіб вмикання і вимикання апаратури визначали потрібну тривалість дослідів;
- для підтримування температурного режиму двигуна у потрібних межах, виконання одного дослідів (наприклад, для декількох тягових зусиль, які відповідають роботі на одній із передач) проводилися без зупинки трактора;
- прийнято, що під час руху трактора без навантаження, буксування немає.

Оскільки під час проведення тягових випробувань важливе значення має правильний вибір ділянки для їх проведення [13], то вони були вибрані заздалегідь на лісових ґрунтових дорогах. Ці ділянки були горизонтальними з кутами поздовжнього ухилу до 3%, а поперечного – до 5% й довжиною близько 100 м з постійним мікропрофілем. Вони розбивалися на три відрізки, які розмежовувалися геодезичними фішками. Середній з них, довжиною 40 м, служив для проведення замірів досліджуваних величин, а крайні, довжиною близько 30 м кожен, – для встановлення відповідного режиму роботи досліджуваної машини та її розвертання.

У відповідності з діючими стандартами, випробування машин проводилися на повністю справній машині та за повного її навантаження. На початку досліджень проводилися повне заправлення машини паливом, мастилами і експлуатаційними рідинами, а також перевірка і доведення тиску повітря у шинах згідно вимог або умов експерименту. Трактор прогрівався під навантаженням протягом години для встановлення нормального температурного режиму роботи двигуна.

Навантаження трансмісії колісної машини визначалося за характерних для звичайних умов експлуатації видів навантажень: рушання з місця без і з вантажем (плавне і різке); рух в завантаженому режимі лісовою дорогою; переїзд поодиноких нерівностей і перешкод; перемикання передач з нижчої на вищу і навпаки.

Послідовність зняття тягової характеристики була такою. На підготовлювальній ділянці тракторист за командою дослідника, який знаходився у кабіні й керував дослідними приладами, вмикав передачу і виїжджав на лінію динамометрування, намагаючись дотримуватися прямолінійного руху і не користуватися органами керування трактором. Одночасно дослідник давав команду для встановлення чергового відповідного навантаження і трактор проходив з ним підготовлювальну і залікову ділянки. Під час виходу трактора на лінію візирних фішок на початку залікової ділянки, дослідник вмикав вимірювальні прилади, а після її проходження – вимикав.

Після цього, за потребою, дослідник перевіряв покази і роботоздатність вимірювальної апаратури, готував її до наступного досліджу.

Для зменшення обсягу вимірювальних робіт тягова характеристика знімалася тільки на 1-ій передачі, оскільки метою даних тягових випробувань було підтвердження достовірності методики її теоретичного розрахунку.

Під час зняття характеристики проводилося повторення дослідів (заїздів в обидві сторони контрольних відрізків) на одному режимові для усунення впливу поздовжнього ухилу. Навантаження збільшувалося поступово. Один дослід проводився без навантаження, чотири дослідів – з неповним навантаженням, три – у межах максимальної потужності та два дослідів – з перенавантаженням на гаку для виявлення максимального тягового зусилля.

За результатами проведення досліджень були записані осцилограми процесу динамометрування колісного лісопромислового трактора. Запис осцилограм супроводжувався помітками у спеціальному журналі для спрощення їх подальшого опрацювання.

3.2 Результати досліджень динамічних навантажень в елементах трансмісії та у лінві лебідки колісного трелювального трактора

У відповідності з поставленими в роботі завданнями проведено експериментальні дослідження і отримано осцилограми запису процесу транспортування пакета деревини об'ємом Q колісною трелювальною машиною ЛТ-157 на різних режимах її руху (рис. 3.3). Під час проведення досліджень реєструвалися такі параметри: $M_{пп}$ і $M_{пз}$ – крутні моменти на півосях відповідно переднього і заднього мостів; $n_{пп}$, $n_{пз}$ і n_d – частоти обертання півосей відповідно переднього і заднього мостів та колінчастого вала двигуна; $P_{тл}$ – тягове зусилля у лінві трелювального обладнання.

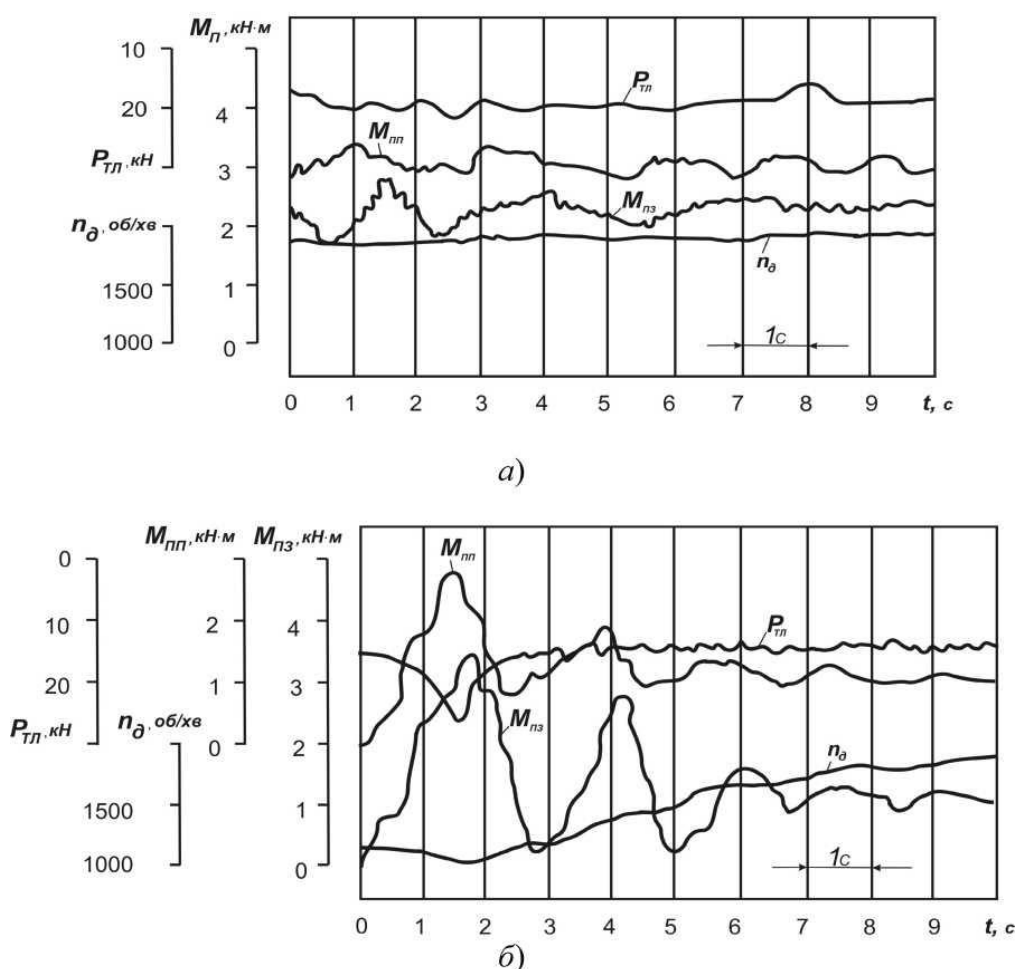


Рис. 3.3. Осцилограма динамічних навантажень в елементах трелювальної машини (4-а передача, $Q = 4,5$ м³): а – під час усталеного режиму руху; б – під час плавного рушання

Експериментальні дослідження плавності руху колісних лісотransпортних засобів проводилися з метою перевірки адекватності розроблених математичних моделей (розділ 2), отримання вихідних значень фізичних величин для розрахунку параметрів вертикальних коливань сортиментовозів та можливості застосування колісного лісопромислового трактора як тягача для сортиментного транспортування деревини.

Для цього потрібно було вирішити такі завдання:

- визначити вертикальні пришвидшення мас сортиментовеоза залежно від швидкості руху та дослідити вплив параметрів компонування та жорсткості шин сортиментовеоза на його плавність руху;
- виконати оцінку впливу параметрів макропрофілю і плану гірських лісових доріг та параметрів шин на допустимі швидкості руху.

Виходячи із поставлених задач експерименту, плавність руху колісної лісотransпортної системи визначалася за характерних для звичайних умов експлуатації видів навантажень:

- рушання з місця і перемикання передач з нижчої на вищу і навпаки без вантажу і з вантажем (плавне, різке і у звичайному режимі роботи);
- переїзд поодиноких нерівностей і перешкод з вантажем і без нього;
- рух завантаженої машини лісовою ґрунтовою дорогою зі сталою швидкістю.

Об'єктами дослідження слугували сортиментовеози на базі колісного трактора

Для проведення потрібних замірів і реєстрування відповідних параметрів розроблено комплекс вимірювальної апаратури, блок-схему якого подано на рис. 3.4.

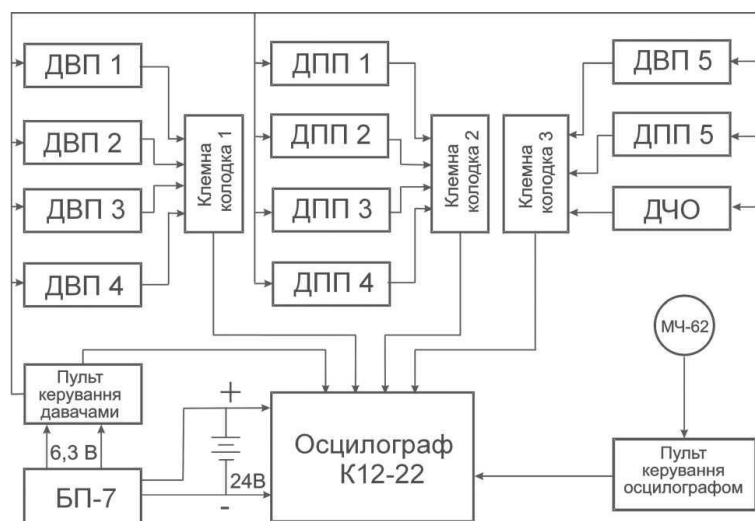


Рис. 3.4. Блок-схема вимірювальної апаратури для дослідження плавності руху лісотransпортного засобу

Вся апаратура в процесі проведення експериментальних випробувань розміщувалася на досліджуваній машині. Реєструвальна апаратура і пульт керування розміщувалися в кабіні оператора. Давачі кріпилися до відповідних вузлів і агрегатів машини (рис. 3.18). Їх розміщення не впливало на рух машини і не обмежувало дії оператора. Доцільність розміщення давачів у цих місцях машини зумовлювалася вибором параметрів дослідження, доступністю для встановлення та перевірки стану під час замірів, надійністю кріплення та унеможливленням їх пошкодження у процесі проведення експериментальних досліджень.

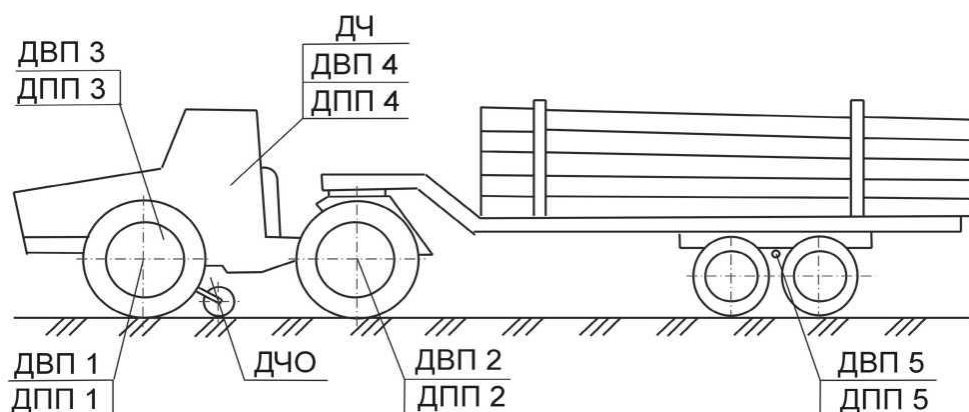


Рис. 3.5. Схема лісотransпортної машини з місцями встановлення відповідних давачів

Значення середньоквадратичних вертикальних пришвидшень передньої та задньої напіврам тягача над його осями за двома схемами компонування: з двовісним напівпричепом і двовісним причепом-розпуском. Для отриманих експериментальним і розрахунковим шляхом даних вказані їх розбіжності, а також середнє значення. Середня розбіжність значень пришвидшень складає 1,62%, а найбільша досягає 3,95%.

Порівняння графічних залежностей отриманих середньоквадратичних вертикальних пришвидшень мас сортиментовозів (рис. 3.6) показують, що немає суттєвої різниці у характері протікання порівнюваних кривих і їх можна описати поліномом другої степені. Однак, для сортиментовоза з двовісним причепом-розпуском спостерігається істотне зменшення вертикальних пришвидшень над задньою віссю, що зумовлене збільшенням ваги пакета деревини, що припадає на причіпну ланку.

Для отримання експериментальним шляхом максимальних вертикальних при швидшень передньої та задньої напіврам тягача над його осями, оператора на сидінні, а також осі напівпричепа тракторного сортиментовоза здійснювався переїзд через порогову перешкоду на усіх передачах в коробці передач транспортного діапазону. Після опрацювання результатів експериментів визначалися розрахункові значення пришвидшень для їх порівняння. Середня розбіжність значень пришвидшень складає 3,17%, а найбільша досягає 18,06%. На рис. 3.7 подано графічні залежності максимальних вертикальних пришвидшень мас тракторного сортименто ввоза, отриманих під час наїзду на порогову перешкоду та після її переїзду.

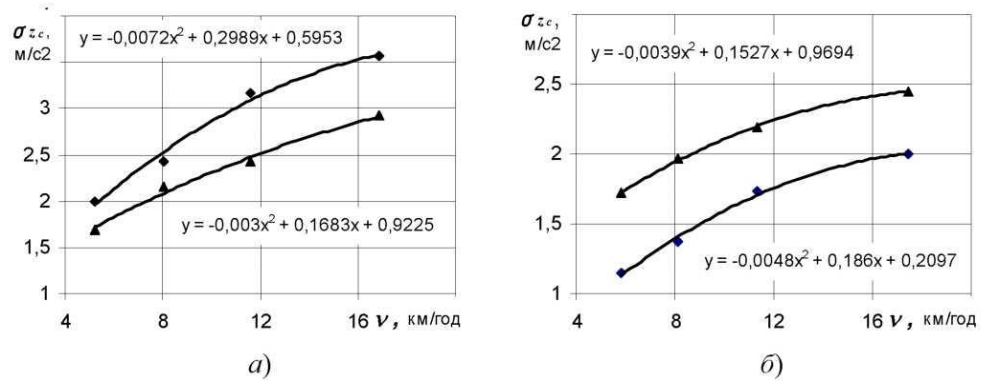


Рис. 3.6. Залежності середньоквадратичних вертикальних пришвидшень
остова тракторного сортиментовоза у складі з двовісним напівпричепом (а) та з
двовісним причепом-розпуском (б) (експериментальні точки над осями: ▲ –
передньою; ◆ – задньою)

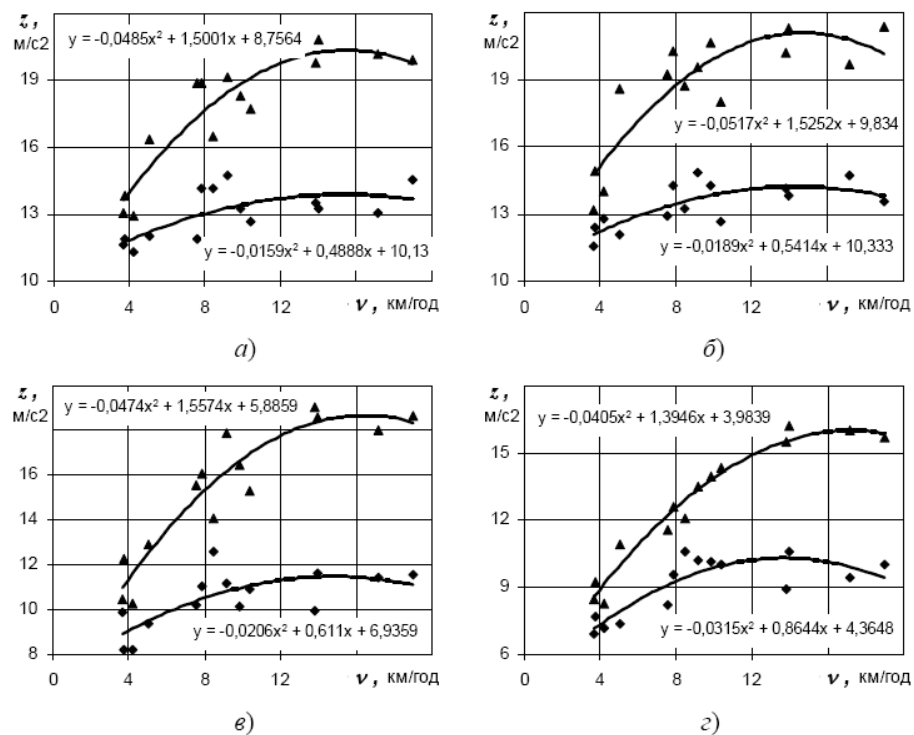


Рис. 3.7. Максимальні вертикальні пришвидшення на сидінні водія (а),
остова над передньою (б) і задньою (в) віссю тягача та над віссю напівпричепи
(г) тракторного сортиментовоза, отримані під час наїзду на порогову перешкоду
(▲) та після її переїзду (◆)

Після опрацювання експериментальних даних отримано адекватні
регресійні залежності, які для натуральних позначень факторів мають вигляд:

- максимальних крутних моментів на півосях заднього моста тягача

$$y = 3,3262 + 0,473 Q_{II} - 0,1174 h_{II} - 0,164 v + 0,2348 Q_{II}^2 + 0,0408 h_{II}^2 - 0,2782 v^2 - 0,1008 c_{ш} h_{II} + 0,0048 Q_{II} v + 0,0633 h_{II} v; \quad (3.1)$$

• середньоквадратичних вертикальних пришвидшень на сидінні водія у кабіні

$$\sigma_{\dot{z}_C} = 1,7692 + 0,16 c_{ш} + 0,0396 l_{II} + 0,294 v - 0,1176 c_{ш}^2 - 0,0596 l_{II}^2 + 0,2344 v^2 + 0,1068 c_{ш} l_{II} - 0,0313 c_{ш} v + 0,0223 l_{II} v. \quad (3.2)$$

Графічна інтерпретація отриманих залежностей дозволила подати характер впливу різних чинників на показники експлуатаційних властивостей (рис. 3.8).

Залежність максимальних крутних моментів на півосях заднього моста трелювальної машини (рис. 3.8, а) від швидкості руху має параболічний вигляд і набуває максимального значення за швидкості руху $v = 5,6$ км/год. Водночас, збільшення висота точки опираання пакета на трактор не істотно впливає на моменти, а тільки призводить до незначного їх зменшення. Це зумовлено тим, що збільшення цієї висоти та зменшення об'єму пакета призводить до перерозподілу його ваги, тим самим зменшуючи навантаження на тягач, у тому числі й на елементи трансмісії.

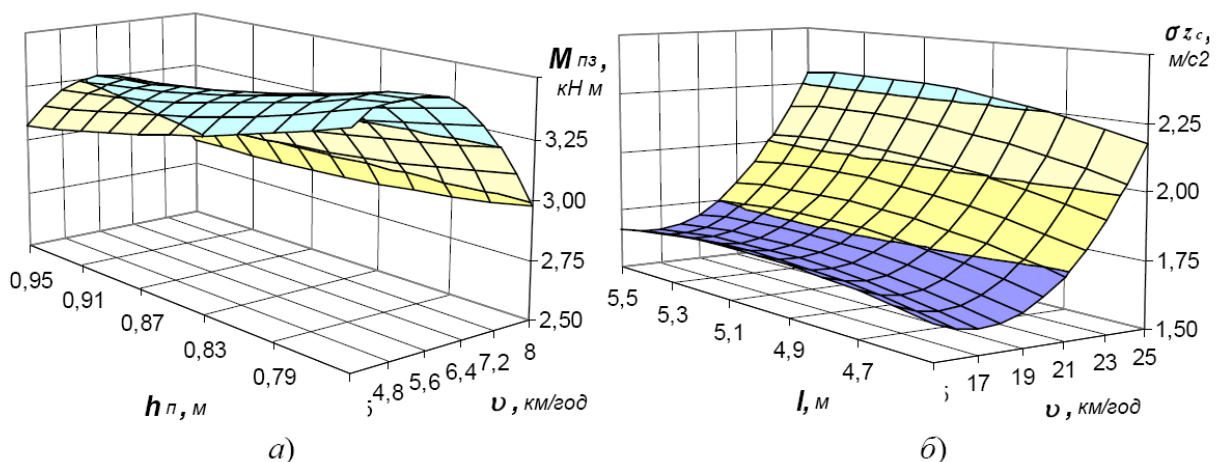


Рис. 3.8. Залежність максимальних крутних моментів на півосях заднього моста трелювальної машини (а) від висоти точки опираання пакета на трактор і швидкості руху ($Q_{II} = 3,65$ м³) та середньоквадратичних пришвидшень на сидінні водія сортиментовоза (б) від бази напівпричепа і швидкості руху ($c_{ш} = 600$ кН/м)

Зростання швидкості руху трелювальної машини зумовлює ріст крутних моментів. Однак за швидкості руху $v = 5,6$ км/год вони набувають екстремуму і у подальшому – зменшуються.

Залежність середньоквадратичних пришвидшень на сидінні водія сортиментовоза (рис. 3.8, б) характеризується їх зростанням зі збільшенням бази напівпричепа і набуває максимальних значень для $l_{\text{П}} = 5,2$ м. Зростання швидкості руху сортиментовоза до $v = 17$ км/год зумовлює неістотне зменшення пришвидшень на сидінні.

Подальше збільшення швидкості викликає стрімке зростання пришвидшень, особливо, коли швидкість сортиментовоза перевищує 19 км/год.

У цьому випадку, зростання пришвидшень на сидінні водія через збільшення бази напівпричепа сортиментовоза пояснюється перерозподілом навантаження на тягач від пакета деревини, а зростання швидкості руху викликає збільшення частоти коливань сортиментовоза внаслідок наїзду на нерівності опорної поверхні.

Збільшення жорсткості шин напівпричепа сортиментовоза зумовлює зростання пришвидшень на сидінні. Однак дослідженнями встановлено, що за раціонального поєднання жорсткості шин і величини бази напівпричепа ($c_{\text{ш}} = 620$ кН/м, $h_{\text{П}} = 5,0 \dots 4,5$ м) спостерігається зменшення пришвидшень. Це свідчить про тісний взаємозв'язок геометричних і експлуатаційних параметрів лісотransпортних засобів [15, 16, 17].

Висновки по розділу

Внаслідок виконаних експериментальних досліджень:

- підтверджена правильність розробленої методики експериментів, а вимірювальна і реєструвальна апаратура забезпечили заміри досліджуваних параметрів з достатньою для практики точністю;
- отримано експериментальні дані про навантаження напівосей ведучих мостів трактора та зусиль у лінві лебідки трелювального трактора за різних режимів експлуатації. Виявлено, що через конструктивні особливості трелювальних машин і умови їх експлуатації розподіл динамічного крутного

моменту нерівномірний: задні півосі можуть бути перенавантажені в 1,5...2,0 рази у порівнянні з передніми;

– встановлено, що головними чинниками, які впливають на коливальні процеси трелювальної машини і крутильні коливання у трансмісії є об'єм пакета деревини, швидкість руху, висота опирання пакета деревини на тягач та передатні числа в елементах трансмісії. Виявлено, що пакет деревини зумовлює зменшення вертикальних коливань трелювальної машини, однак він сприяє появі циклічних коливань і створює додаткові динамічні навантаження у деталях трансмісії;

– встановлено, що визначальними чинниками, які впливають на вертикальні коливання сортиментовоза є швидкість його руху, об'єм пакета деревини та база напівпричепа. Отримані результати досліджень засвідчили, що характер зміни функції пришвидшень підресорених мас є достатньо рівномірним. Це й підтвердило твердження про те, що інтенсивність коливань транспортних засобів доцільно оцінювати середньоквадратичними значеннями вертикальних пришвидшень підресорених мас;

– порівняння розрахункових і експериментальних даних підтверджує достатньо близьку їх сбіжність, що засвідчує адекватність розроблених математичних моделей реальному та можливість використання вибраних методів розрахунку для практичних цілей;

– за результатами виконаних вимірювань статистичних характеристик опорної поверхні лісових доріг та даними опрацювання робочих проектів отримано усереднені параметри макропрофілю й плану гірських лісових доріг та встановлені закони їх розподілу. Розроблено алгоритм і програму моделювання реалізацій випадкових функцій макропрофілю і плану на ПК за наперед заданими статистичними характеристиками – щільностями розподілу і кореляційними функціями;

– отримані у розділі 3 результати, дозволяють приступити до аналізу впливу параметрів трелювально-транспортного засобу на показники експлуатаційних властивостей і обґрунтування їх раціональних значень.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

Ріст інтенсивності руху транспортних засобів у сучасних умовах висуває ряд проблем, пов'язаних з розробкою заходів щодо забезпечення ефективності використання автотранспорту і безпеки дорожнього руху. Смерть і травми при дорожньо-транспортних пригодах, негативний вплив транспорту на навколишнє середовище, значні матеріальні витрати, які завдаються при цьому народному господарству, свідчать про те, що проблема безпеки руху стає важливою проблемою і вимагає негайного вирішення [24].

4.1 Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час перевезення лісу

Основні небезпеки під час перевезення й зберіганні лісу створюються наступними факторами:

- можливість зсуву;
- пожежонебезпека;
- зменшення кисню в приміщеннях;
- утворення вибухонебезпечної суміші газів;
- токсичність антисептиків, якими обробляють ліс;
- зараженість мікроорганізмами, комахами [24, 25]

4.2 Розробка організаційно-технічних заходів по забезпеченню нормальних санітарно-гігієнічних умов праці під час перевезення лісу

Під час постановки транспортних засобів під вантажнорозвантажувальні роботи вживаються заходи, що попереджують самовільний їх рух. Транспортування, навантаження та розвантаження вантажів 2-ї та 3-ї категорій на усіх постійних та тимчасових вантажно-розвантажувальних площадках (пунктах) повинно бути механізовано. Під час завантаження кузова автомобіля

навалочним вантажем він не повинен підійматися над бортами кузова (стандартними або нарощеними) і повинен розміщуватися рівномірно по усій площині кузова. Штучні вантажі, що підіймаються над бортами кузова, необхідно ув'язувати міцним справним такелажем (канатами, мотузками). Забороняється користуватися металевими канатами та дротом. Під час установа вантажів неправильної форми та складної конфігурації на транспортні засоби, крім вантажів, які не допускається кантувати, їх слід розташовувати таким чином, щоб центр ваги знаходився найнижче. Вантажі, що перевищують габарити транспортного засобу по довжині на 2 м і більше (довгомірні вантажі), перевозять на автомобілях з причепами розпусками, до яких вантажі повинні надійно кріпитися. При одночасному перевезенні довгомірних вантажів різної довжини коротші вантажі повинні розміщуватися зверху. Забороняється: перевозити вантажі, що виступають за бокові габарити автомобіля; загороджувати вантажем двері кабіни водія; навантажувати довгомірні вантажі вище стояків причепа. Під час навантаження довгомірних вантажів (труб, рейок, деревини тощо) на автомобіль з причепом-розпуском необхідно залишати зазор між щитом, який установлений за кабіною автомобіля, і торцями вантажу для того, щоб на поворотах та розворотах вантаж не чіпляв за щит. Для запобігання переміщення вантажу при гальмуванні та під час руху під уклон вантаж повинен бути надійно закріплений. Навантаження і розвантаження напівпричепів-панелевозів повинно проводитися шляхом плавного опускання (підіймання) панелей без ривків і поштовхів. Напівпричепа повинні завантажуватися, починаючи з передньої частини (щоб уникнути перекидання), а розвантажуватися – із задньої частини. Вантажно-розвантажувальні роботи в охоронних зонах повітряних ліній електропередач допускається виконувати тільки після проведення цільового інструктажу і оформлення наряду-допуску, що видається організацією, відповідальною за виконання робіт [25, 26, 27].

4.3 Моделювання небезпечних ситуацій під час роботи на трелювальній машині

Отже, проаналізувавши та виявивши небезпечні зони можна змоделювати виникнення небезпечних умов, а в подальшому і ситуацій при недотриманні хоча б однієї з вище перерахованих вимог. Наприклад розглянемо по одній небезпечній умові, що може виникнути в кожній небезпечній зоні [28,29] (додаток А)..

Небезпечна умова один НУ1 – надлишковий тиск у гідросистемі. НУ2 – машина знаходиться у відчепленому стані поза майданчиком. НУ3 – не закріплений вантаж. НУ4 – працівник не провів ТО у встановлений строк. НУ5 – рухомі частини агрегату не захищені. НУ6 – механізатор не пройшов інструктаж перед початком робіт. НУ7 – нехтування вимогами виробничої санітарії [28, 29].

Наведені вище небезпечні умови при поєднанні з небезпечними діями працівника можуть призвести до виникнення небезпечних ситуацій, а в подальшому і до отруєнь, аварій, травм чи захворювання. Так, НД1 – працівник знаходиться поблизу гідросистеми. НД2 – навіска агрегатів до трактора. НД3 – працівник не розраховував габарити. НД4 – налагодження чи проведення технічного огляду. НД5 – робота без засобів індивідуального захисту. НС1 – порив магістралей гідросистеми. НС2 – падіння вантажу при під'єднанні до трактору. НС3 – наїзд на працівника. НС4 – травмування працівника при налагодженні агрегату. НС5 – зоонозні захворювання можуть потрапити організм працівника [28,29].

Для попередження виникнення аварій, травм, отруєнь чи захворювання необхідно дотримуватись всіх вимог безпеки в усіх небезпечних зонах, так як порушення хоч однієї з них в кінцевому результаті може призвести до небажаних наслідків [28, 29].

Висновки по розділу

Оскільки більше половини дорожньо-транспортних пригод трапляється по вині водія, то особливу увагу потрібно приділяти його кваліфікації, стану здоров'я, досвіду та відповідальності, а також здійснювати контроль за дотриманням вадієм режиму роботи та відпочинку. Для цього необхідно встановити на транспортних засобах супутникові системи GPS-моніторингу транспорту, що унеможливить перевищення використання робочого часу під час перевезення вантажів лісової промисловості. Система в режимі онлайн на інтерактивній карті дозволяє відстежити повний маршрут автомобіля, швидкість та погодинний графік руху, стоянки, використання пального [24. 25].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У роботі на підставі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень розв'язано важливе науково-практичне завдання щодо підвищення ефективності роботи трелювально-транспортних засобів шляхом обґрунтованого вибору їх параметрів та варіантів транспортування деревини. Внаслідок проведених досліджень та їх аналізу отримано такі результати:

1. Вперше розроблено узагальнену математичну модель коливань трелювально-транспортного засобу, яка на відміну від існуючих дала змогу розглядати спільно крутильні коливання в трансмісії, лінійні та кутові коливання машини у вертикальній поздовжній площині з урахуванням реальних умов експлуатації для обґрунтованого вибору параметрів конструювання машини.

2. Розроблено методику тягових випробувань і досліджень плавності руху трелювально-транспортної машини. Створено оригінальний комплекс вимірювальної апаратури, який дозволяє досліджувати транспортні засоби різної комплектації.

4. Встановлено закономірності процесу рушання і розгону трелювальної машини у напівнавантаженому і навантаженому положеннях, порівняльний аналіз яких засвідчив переваги останнього, оскільки робота буксування зменшується на 10%, максимальні значення моментів у трансмісії знижуються на 24%, а тривалість і шлях розгону зменшуються відповідно на 14 і 11%.

6. Встановлено, що зі збільшенням швидкості руху трелювальної машини зростають вертикальні пришвидшення її мас, максимальні значення яких спостерігаються для швидкості руху 6,5-7,5 км/год та 10,5-11,5 км/год. Порівняння сортиментовозів з напівприцепом та з розпуском засвідчили переваги останнього: середньоквадратичні пришвидшення є меншими на 5-12%, а критична швидкість руху – вищою на 5-6%. Дослідження засвідчили, що під час переїзду перешкоди пришвидшення на сидінні тракториста змінюються в межах 1,1-2,4 м/с² та повністю відповідають встановленим нормам.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Библиук Н.І. Лісотранспортні засоби: Теорія. – Львів: Видавничий дім “Панорама”, 2004. – 253 с.
2. Білик Б.В., Адамовський М.Г. Теорія самохідних лісових машин. – К.– Львів: ІЗМН, 1998. – 208 с.
3. Библиук Н.І., Борис М.М. Математична модель перехідних процесів руху лісотранспортної системи//Лісове господ., лісова, папер. і деревообр. пром-сть: Респ. міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Світ. – 1992, вип. 23. – С. 35-41.
4. Борис М.М. Методи, вимірювальна апаратура і особливості дослідження плавності ходу колісної лісотранспортної машини// Лісове господ., лісова, папер. і деревообр. пром-сть: Респ. міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Світ. – 1995, вип. 25. – С. 43-48.
5. Білик Б.В. Проектування самохідних лісових машин. – К.: ІЗМН, 1998. – 140 с.
6. Mitschke M. Theoretische und experimentelle Schwingungsuntersuchungen am Kraftfahrzeug. “Automobiltechnische Zeitschrift”, 1963, t/65, № 7. – P. 197-205.
7. Mikleš M., Janeček A., Bybljuk N. Dynamika lesných strojových systémov a určovanie ich optimálnych parametrov. – Zvolen: Vydavateľstvo TU vo Zvolene, – 1998. – 76 с.
8. Білик Б.В., Мощенко Р.С. До питання про вибір розрахункової схеми при дослідженні динаміки трансмісії лісовозного автомобіля//Лісова, папер. і деревообр. пром-сть: Респ. міжвід. наук.-техн. зб. – К.: Будівельник. – 1971, вип.8. – С. 3-8.
9. Борис М.М. Аналіз тягових властивостей колісної трелювальної машини// Науковий вісник: Збірн. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 2001, вип. 11.1. – С. 73-78.
10. Стиранівський О.А., Библиук Н.І., Борис М.М., Герис М.І. Типаж і головні параметри перспективних колісних лісотранспортних машин// Науковий вісник: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ. – 2006, вип. 16.6. – С. 62-69.

11. Міклеш М., Данко Б., Библюк Н.І., Стиранівський О.А., Борис М.М.. Вплив плавності ходу трелювально-транспортних машин на їх техніко-економічні показни- 123 ки// Науковий вісник: Лісовий комплекс напередодні ХХІ століття: освіта, наука, виробництво// Збірн. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 1999, вип. 9.6. – С. 71-76.
13. Борис М.М. Вплив профілю дороги на швидкість руху колісних лісотransпортних засобів// Науковий вісник: Лісова інженерія: техніка, технологія і довкілля. – Львів: УкрДЛТУ. – 2004, вип. 14.3. – С. 64-67.
14. Библюк Н.І., Стиранівський О.А., Борис М.М. Вплив параметрів компоновки на плавність ходу колісних трелювальних агрегатів// Лісове господ., лісова, папер. і деревообр. пром-сть: Респ. міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Світ. – 1995, вип. 24. – С. 38-44.
15. Библюк Н.І., Борис М.М. Математична модель коливань підсистеми двигун–трансмсія–шини колісного трактора// Вісник ЛДАУ: Агроінженерні дослідження. – Дубляни: ЛДАУ. – 1998, вип. 2. – С. 106-113.
16. Библюк Н.І., Борис М.М., Бойко М.М. Моделювання коливань лісотransпортного засобу у вертикальній поздовжній площині// Науковий вісник: Збірн. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 1998, вип. 8. – С. 21-26.
17. Борис М.М., Кіцул А.Я. Дослідження плавності руху колісної лісотransпортної машини //Лісове господ., лісова, папер. і деревообр. пром-сть: Міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: УкрДЛТУ. – 2004, вип. 29. – С. 86-90.
18. Борис М.М., Герис М.І., Олексюк П.С. Особливості застосування колісних тракторів для транспортування деревини// Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ. – 2004, вип. 71. – С. 278-281.
19. Максимов, О. М. (2019). Підвищення експлуатаційних властивостей трелювального засобу.
20. Коли потрібно укріплення кабін трелювальних тракторів
<https://oppb.com.ua/news/koly-potribno-ukriplennya-kabin-trelyuvalnyh-traktoriv>

21. Библюк Н.І., Бойко А.А., Стиранівський О.А., Борис М.М., Герис М.М. Статистична оцінка геометричних параметрів лісових доріг. Праці НТШ. Том II. Екотехнології. – Львів: НТШ, 1998. – С. 628-637.
23. E. Rónay, J. Dejmal. Lesna Ťažba. – Bratislava.: Príroda, 1991. – 359 p.
24. Тихонін В.І. Вантажознавство. / В.І. Тихонін. – Одеса: ОНМУ, 2016. – 236 с
25. Rozumnyi Yu. L. Development of some measures to increase freight transportation efficiency: qualification work of the bachelor on a specialty – Ternopil: TNTU, 2023. – 58 p.
26. Правила перевезення вантажів автомобільним транспортом в Україні. К.: Державтотрансдідпроект, 1998. – 129 с.
- 27 О.Л. Ляшук, О.П. Цьонь, В.О. Дзюра, М.В. Бабій, М.Є. Кристопчук, С.В. Лисенко, Ю.Д. Бодоря. Дослідження безпеки дорожнього руху на автошляхах. Центральнoукраїнський науковий вісник. Технічні науки, 2022, вип. 5(36)_1. С. 311-317.
28. Качурівський М.М. «Обґрунтування параметрів машини для поверхневого внесення добрив». Умань, 2022: 76 с.
29. Прокопенко Е.В., Лісовий І.О., Лісова Т.С. Моделювання виробничих небезпек та зменшення їх шкідливого впливу при проведенні механізованих робіт. Збірник наукових праць Уманського НУС. Умань, 2015. Вип. 87. Ч. 1: Агрономія. С. 79–86.

ДОДАТКИ

