

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко-технологічний факультет

УДК 631.372-027.45

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного

(назва кафедри)

менеджменту ім. М.П.Момотенка

Вячеслав БРАТШКО

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«_____» 2023 р. «_____» 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Удосконалення того-зціпних властивостей автопоїздав процесі
транспортування зернового озбижжя»

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Валерій ВОЙТЮК

(підпис)

(ім'я, прізвище)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доц. каф.

Олександр НАДТОЧІЙ

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

(ім'я, прізвище)

Виконав: Владислав ХОМЧКОВ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

КИЇВ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко-технологічний факультет

НУБІП України

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту ім. М.П.Момотенка

д.т.н., проф. Іван РОГОВСЬКИЙ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я, прізвище)
« » 2023 р.

ЗАВДАННЯ ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Владиславу Вікторовичу Хомічкову
(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(код і назва)
Освітня програма «Автомобільний транспорт»
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи «Властивості тягово-зчіпних властивостей автомобіля в процесі транспортування зернової збіжки»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 р. № 1944 «С»
Термін подання завершеної роботи на кафедру
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література: результати науково-дослідних робіт по тягово-зчіпних властивостей автопоїзда в процесі транспортування зернової збіжки

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз стану питань досліджень, мета, задачі дослідження.
2. Теоретичне вивчення впливу параметрів технічного стану транспортного засобу та тягово-зчіпних властивостей автопоїзда в процесі транспортування зернової збіжки.
3. Методика розрахунку алгоритму визначення тягово-зчіпних властивостей автопоїзда в процесі транспортування зернової збіжки.
4. Результати експериментальних досліджень тягово-зчіпних властивостей автопоїзда в процесі транспортування зернової збіжки.

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 14 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи Олександр НАДГОЦЬКИЙ
(підпис) (ім'я, прізвище)
Завдання прийняв до виконання Владислав ХОМІЧКОВ
(підпис) (ім'я, прізвище)

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ 19

ВСТУП 20

РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ, ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК У
СФЕРІ БАГАТОЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ 25

1.1. Огляд і аналіз досліджень дво- і триланкових автопоїздів 25

1.2. Огляд досліджень коливань та динаміки навантажень автопоїздів 32

1.3. Аналіз запатентованих конструкцій зчіпних пристроїв автопоїздів 42

1.4. Огляд методик дослідження транспортних засобів із причіпними ланками та їх
складових 48

РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ СПОСОБУ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ
НАВАНТАЖЕНЬ В ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТАХ БАТЗ ПЛЯХОМ ЇХ ПРУЖНО-
ДЕМПФУВАЛЬНОГО З'ЄДНАННЯ 53

2.1. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчіпних пристроїв
транспортних засобів 53

2.2. Метод поєднаної диз'юнкції 61

2.3. Розроблення технічного рішення для тягово зчіпного пристрою 65

Висновки до розділу 2 66

РОЗДІЛ 3. ФОРМУВАННЯ МЕТОДИКИ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ
ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ 68

3.1. Дослідження роботи зчіпних пристроїв багатоланкових транспортних засобів за
допомогою графів 68

3.2. Узагальнена математична модель руху багатоланкових автопоїздів 74

Висновки до розділу 3 99

РОЗДІЛ 4. АПРОБАЦІЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ
НАВАНТАЖЕНЬ ТЯГОВО ЗЧІПНИХ ПРИСТРОЇВ КОЛІСНИХ
БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ 100

4.1. Методика експериментальних досліджень тягово зчіпних пристроїв колісних
багатоланкових транспортних засобів 100

4.2. Перший та другий етапи апробації комп'ютерних досліджень динамічних процесів у багатоланкових автопоїздів та їх результати	103
4.3. Третій етап апробації математично-комп'ютерного інструментарію щодо дослідження динамічних процесів у БАТЗ та його результати	106
Висновки до розділу 4	108
РОЗДІЛ 5. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	110
5.1. Дослідження роботи тягово-зчіпних пристроїв	110
5.2. Моделювання руху триланкових автопоїздів	113
5.3. Моделювання процесу розгону триланкового автопоїзда	114
5.5. Методика розрахунку пневматичного тягово-зчіпного пристрою	122
5.7. Рекомендації щодо покращення характеристик ТЗП	131
Висновки до розділу 5	132
ВИСНОВКИ	134
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	137

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

НУБІП України

АП – автопоїзд

БЛАП – багатоланковий автопоїзд

НУБІП України

БЛТЗ – багатоланкові транспортні засоби

ДЛАП – дволанковий автопоїзд

ЕТЗП – експериментальний тягово-зчіпний пристрій

ЗП – зчіпний пристрій

КБТЗ – колісний багатоланковий транспортний засіб

НУБІП України

КТЗ – колісний транспортний засіб

ОЗП – опорно-зчіпний пристрій

ПДЗ – пружно-демпфувальне з'єднання

ПМ – програмна модель

НУБІП України

ПТЗП – пневматичний тягово-зчіпний пристрій

ТЗП – тягово-зчіпний пристрій

ТЛАП – триланковий автопоїзд

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Підвищення ефективності перевезень і зменшення кількості автомобілів на дорогах можна досягти за рахунок збільшення їх загальної довжини і повної маси, якщо використовувати транспортні засоби як багатоланкові автопоїзди. З таких міркувань у Швеції та Фінляндії у 1997р. було дозволено використання БЛАП загальною довжиною 25,25 м і повною масою до 60 т.

Використання ТЛАП дає змогу підвищити вантажність і корисний об'єм автопоїзда на 40–60 % порівняно з ДЛАП. При цьому зменшується кількість їздок, а скорочення пробігу для еквівалентного обсягу вантажоперевезень становить близько 32 %; зменшується навантаження на дороги, оскільки для перевезень потрібна менша кількість автопоїздів. Можливість перевезення більшої кількості вантажу спричинить деяке підвищення витрати палива на один кілометр пробігу. Але загальна витрата палива щодо еквівалентного обсягу вантажоперевезень зменшиться приблизно на 15 % [12]. У разі застосування ТЛАП відповідно знижується і рівень викидів шкідливих компонентів відпрацьованих газів (відносно еквівалентного обсягу вантажоперевезень), а це відповідно сприяє зменшенню шкідливого впливу АТ на довкілля.

Але при цьому зростають довжина автопоїзда і його вага. Перехідні режими руху стануть складнішими. Відповідно, це слід враховувати під час проєктування тягово-зчіпних пристроїв. У ЄС реалізується програма “ЄвроКомбі” щодо досліджень та оцінювання ефективності застосування багатоланкових автопоїздів [13]. В Україні, на жаль, чинна законодавча нормативна база щодо обмеження габаритів АП та програмні й регулятивні акти Мінінфраструктури поки що не враховують ці нові тенденції використання багатоланкових автопоїздів. Відповідно відсутні науково обґрунтовані рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів і характеристик багатоланкових автопоїздів та їх ТЗП, хоча очевидна їхня актуальність для сфер аграрного та лісгосподарського секторів економіки.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ, ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК У СФЕРІ БАГАТОЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ

1.1. Огляд і аналіз досліджень дво- і триланкових автопоїздів

Дволанкові, а також триланкові автопоїзди як ефективний засіб збільшення вантажообігу автоперевезень, а також зменшення вартості витрат палива на тонно-кілометр, в Європі з'явилися ще до II світової війни. Їх поширення стримувалось фактично тільки недостатньою потужністю двигунів внутрішнього згорання [12]. Швидке зростання обсягів вантажних автоперевезень у післявоєнний період зумовило і відповідний розвиток використання автопоїздів. Однак це, поряд із різким зростанням автомобілізації суспільства й інтенсивності транспортних потоків на автодорогах, зумовило і поступове введення законодавчих нормативних обмежень як щодо допустимих навантажень на осі (як визначального чинника ресурсу самих автодоріг), так і габаритних характеристик — як з умов тих самих транспортних потоків, так і з умов маневреності, стійкості та керованості руху. Відповідно із початку 60-х років XX ст. у міжнародних автоперевезеннях у Західній Європі були прийняті законодавчі нормативні обмеження щодо максимально допустимої габаритної довжини причіпного автопоїзда — 18,3 м та автопоїзда із напівприцепом 16,4 м (за лімітованої габаритної довжини напівприцепа), що сьогодні відображено у чинних Директиві ЄС 96/53 та Технічному регламенті ЄС № 661/2009 [13]. Фактично це зумовило й переважання і повсякденне використання, насамперед у міжнародних автоперевезеннях, безкапотного компонування дво- і тривісних автомобілів-тягачів та стандартних напівприцепів або дво- і тривісних причепів у межах відповідних габаритних перевезень.

Разом із тим у США, СРСР, особливо в Австралії (де відсутня залізниця), Південній Африці паралельно теж зростало поширення автопоїздів, що супроводжувалось суттєво меншими габаритними обмеженнями. Це зумовило і відповідні відмінності у формуванні як габаритів самого автомобіля-тягача, так і причіпної техніки. Зокрема, у США домінувало використання автотягачів, в

Австралії – капотне компоновання, в Україні було чинне габаритне обмеження автопоїзда для внутрішніх перевезень – 22 м [14].

У США та Канаді за габаритних обмежень на кожен із двох причепів ТЛАП у 8 м дозволена повна маса досягає 86 т, у Бразилії габаритна довжина автопоїзда обмежена 30 м і повною масою 80 т, у ПАР, Ізраїлі, Зімбабве, Намібії габарит обмежено 24 м, в Австралії дозволена повна маса багатоланкових автопоїздів до 160 т.

Практично з кінця 60-х років ХХ ст., особливо у 70–80-ті роки, насамперед у сфері сільськогосподарських перевезень, дослідження питання великогабаритних

(“довгомірних”, за тодішнім визначенням) автопоїздів активізувалось як у науковій сфері, так і стосовно експериментальних зразків. Насамперед варто згадати роботи проф. Я. Х. Закіна, проф. Я. Є. Фаробіна та ін. [15–19], а також дисертацію В.

А. Павлова [20], дослідження Г. І. Гладова [21], А. І. Аكوпова [22–24] та ін. Слід

зазначити, однак, що основний акцент у цих дослідженнях зроблено на оцінювання і дослідження таких першочергових для експлуатації властивостей ТЛАП, як стійкість, керованість та маневреність руху. В Україні (УРСР) питання стійкості та керованості дволанкових автопоїздів достатньо фундаментально були

опрацьовані в Інституті механіки АН УРСР та КАДІ (В. П. Сахно та ін.), щодо динаміки навантажень на ТЗП можна виділити роботу [25].

Питання динаміки навантажень ТЗП (звичної колісної схеми ТЗП “так–петля”) досліджували мало, обмежуючись дволанковими автопоїздами, які переважали [26–28].

У Білорусії, РФ/Узбекистані та Україні фактично сформувались три окремі наукові школи щодо проектування і дослідження динаміки руху багатоланкових автопоїздів. Зокрема, слід виділити дослідження та методологію конструктивного синтезу автопоїздів, частково і ТЛАП, на МАЗ і [29, 30] з акцентом на методологію проектування і оцінювання ефективності багатоланкових автопоїздів.

У РФ, з акцентом на використання ТЛАП у аграрному секторі, слід виділити дві монографії [31, 32] та три кандидатські дисертації, предметом дослідження у яких були власне ТЛАП [33–35], однак в аспектах динаміки

гальмування, динаміки навантажень ланок та раціонального розподілу крутного моменту двигуна на ведучі осі тягача і напівпричепа. (Схема автопоїзда підвищеної прохідності актуальна власне для військової автотехніки [36, 37]).

Окрім цього, варто виділити дослідження та оцінювання впливу характеристик шин на курсову стійкість автопоїзда [29], врахування впливу мікропрофілю дороги на динаміку руху автопоїзда [39], а також засади модульної побудови – конструктивного синтезу багатоланкових автопоїздів т. зв. поздовжнього призначення на основі кінематики маневреності автопоїзда [40].

Загалом, після праць радянських наукових шкіл на території РФ (проф. Я. Є. Фаробін, Я. Х. Закін)

наукові дослідження у сфері автопоїздів (зокрема ТЛАС) сконцентровані переважно у сфері військової автотехніки, із відповідним бюджетним фінансуванням [30, 35, 34] та, меншою мірою, у сфері сільського господарства [30–32].

Тематика триланкових, великогабаритних автопоїздів (у плані їхньої ефективності, маневреності та стійкості руху) знайшла відображення і у дослідженнях в Узбекистані, що пов'язано, очевидно, із транспортуванням бавовни-сирцю в аграрному секторі та перевезеннями у межах т. зв. Євразійського економічного простору [41, 42].

В Україні тематику досліджень автопоїздів суттєво розвинено на основі школи проф. В. П. Сахна, проф. О. П. Кравченка, проф. Б. І. Кальченка, проф. В. А. Макарова. Зокрема, відзначимо дисертаційні роботи І. С. Мурованого [43] та В. В. Стельмашука [44] власне щодо стійкості й керованості руху триланкових автопоїздів [45–49]. Однак питання динаміки ТЗП не досліджувались.

Проблематика триланкових автопоїздів актуалізувалась упродовж останніх 10–15 років у країнах ЄС. Це зумовлено істотним зростанням обсягів вантажних автоперевезень за практично незмінної мережі автодоріг загального користування.

Зокрема у ФРН, згідно з даними [50, 51], у 1990–2005 рр. відбувся приріст обсягів вантажних автоперевезень на 70,3% з оцінкою подальшого росту в наступні 15–20 років ще на 60%. Це зумовило появу низки досліджень (завдяки фінансовій підтримці Міністерства транспорту) щодо оцінювання ефективності й

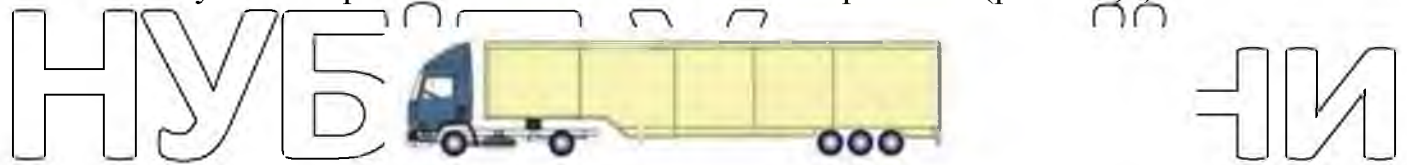
безпеки багатоланкових автопоїздів відповідно до обмежень габаритної довжини до 25,25 м та повної маси до 60 т – т. зв. Проєкту «ЄвроКомбі» (для розвитку уже узаконеної з 1997 р. практики використання таких автопоїздів для внутрішніх перевезень у країнах Скандинавії). Зазначимо, що теоретичні засади динаміки та конструктивного синтезу дво- і триланкових автопоїздів такої розмірності опрацював проф. Е. Гоепке (Е. Ноерке) [51, 52], а у 2011–2012 рр. з'явилась серія добровільних стандартів ISO [53–55], що формалізували певні граничні вимоги щодо стійкості й керованості автопоїздів.

Зростання інтенсивності руху на сучасних автомагістралях пов'язано з підвищенням безпеки руху транспортних засобів, особливо ці стосується багатоланкових автопоїздів для уникнення аварійних ситуацій, що несуть за собою погіршення здоров'я людей та значні матеріальні втрати при пошкодженні транспортних засобів та вантажів. Особливо гостро це питання стосується автомобільних поїздів, процес руху та гальмування яких набагато складніший ніж в одиничних автомобілів. Необхідно щоб гальмівна система дозволяла регулювати швидкість руху автопоїзда у широкому діапазоні, протидіяла заносам, а також унеможлиблювала складання ланок транспортного засобу та його зіткнення з іншими автомобілями, забезпечувала відповідну стійкість. При цьому водій повинен особливо контролювати поведінку транспортного засобу під час виникнення непередбачуваних перешкод і за необхідності швидко та безпечно зупинити цей транспортний засіб.

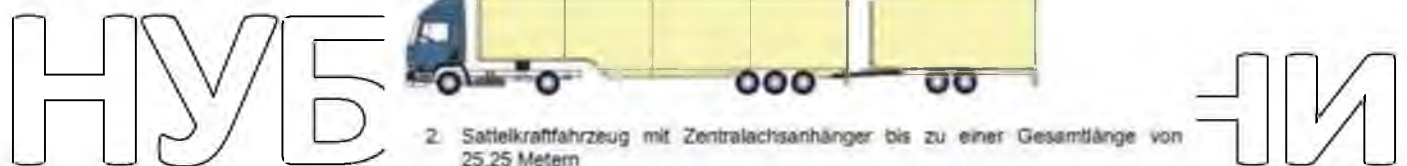
Покращення експлуатаційних властивостей багатоланкових автопоїздів у сучасних умовах руху є одним із найважливіших завдань для забезпечення безпеки та їх експлуатації. Зміни, які можуть відбутися у гальмівній системі ланок триланкового автопоїзда можуть спричинити порушення оптимальних показників регулювання і розподілу гальмівних сил по його осях та можуть призвести до втрати стійкості руху триланкового автопоїзда навіть при незначних швидкостях.

Згідно проєкту «Євро Комбі» з восьми можливих варіантів концепцій-структур автопоїздів в дослідженнях [50, 56] було відбрано три–чотири прийнятні компонування, у яких, окрім звичних додаткового причепа до

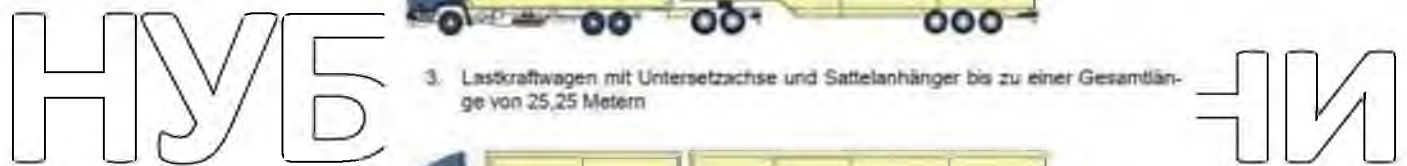
причіпного автопоїзда (рис. 1.2,а) та причепа до сідлового автопоїзда (рис. 1.2,в) розглянуто також тягач – вантажівку із опорним візком типу Dolly під стандартний напівпричіп (рис. 1.2,с), а також конфігурації автопоїзда із сідлового тягача та коротшого і стандартного напівпричіпів із використанням тривісного візка типу Dolly як опорно-зчіпної ланки обох напівпричіпів (рис. 1.2,d) – т. зв. B-Duble.



1. Sattelzugmaschine mit Sattelanhänger (Sattelkraftfahrzeug) bis zu einer Gesamtlänge von 17,80 Metern



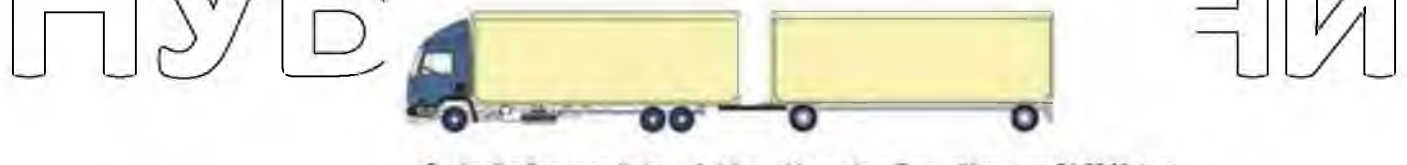
2. Sattelkraftfahrzeug mit Zentralachsanhänger bis zu einer Gesamtlänge von 25,25 Metern



3. Lastkraftwagen mit Untersetzachse und Sattelanhänger bis zu einer Gesamtlänge von 25,25 Metern



4. Sattelkraftfahrzeug mit einem weiteren Sattelanhänger bis zu einer Gesamtlänge von 25,25 Metern



5. Lastkraftwagen mit einem Anhänger bis zu einer Gesamtlänge von 24,00 Metern

Рисунок 1.2) Компонувальні схеми автопоїздів за програмою “ЄвроКомбі” [44, 57]

При цьому розглядають причепа тільки з двома зближеними некерованими осями (з міжосьовою відстанню 1310 мм), що, як показали дослідження [44, 57], забезпечують кращу стійкість руху автопоїздів типу а і б (рис. 1.2), порівняно зі звичними рознесеними осями, передня з яких керована. (Остання оцінка

ґрунтувалась на результатах порівняльного дослідження під час виконання маневрів – зміна смуги руху тощо, зокрема згідно з [58]. Повна маса автопоїздів з тягачем колісної схеми 6×4 становила 60 т, із тягачем схеми 4×2 – 48 т.

Пріоритетом досліджень у межах фінансування центральних органів влади ФРН є оцінювання зміни характеристик стійкості та керованості руху цих автопоїздів збільшеної габаритної довжини вищезазначених компоновальних схем (рис. 1.2), а також порівняльна оцінка необхідної з умов безпеки руху довжини ділянки автодороги для руху колони стандартних сідлових автопоїздів (16,4 м) та пропонованих, видовжених до 25,25 м, у разі переміщення збільшеної

на 60 % кількості Європоїздів. Формування протяжності автоколон визначалось відповідно габаритною довжиною обох типів автопоїзда (16,4 м та 25,25 м), а також прийнятою за умовами безпеки дорожнього руху (гальмівного шляху).

відстанню між автопоїздами – 50 м. Як базу порівняння взято сто стандартних сідлових автопоїздів місткістю 34 європіддони кожен та визначено відповідну протяжність автоколон обох типів за прогнозованого збільшення обсягу перевезень у найближчі 15–20 років на 60%. Місткість автопоїзда типу “бортовий тягач-напівпричіп на візку Dolly” (рис. 1.2,с), який визнано найкращою комбінацією за умовами стійкості та маневреності руху, становить 52 європіддони.

Результати оцінювання засвідчили ефективність використання видовжених автопоїздів проекту “ЄвроКомбі” – протяжність автоколон, яка здійснює перевезення, еквівалентна кількості європоїздів (5440 шт.).

Відповідно потреба у 160 автопоїздах по 16,4 м та у 10,5 автопоїзда проекту “ЄвроКомбі” (25,25 м) зменшилась практично на 30 % – з 10,6 км до 7,9 км (рис. 1.2), що підтвердило ефективність програми “ЄвроКомбі” з погляду зниження завантаження автодоріг. Цей аспект є особливо актуальним і для України, зокрема для зони чорноземів зі значними обсягами сільськогосподарських автоперевезень та, найближчою до європейської, питомою протяжністю автодоріг, що відповідає такій площі території.

Порівняльні дослідження щодо стандартного сідлового автопоїзда 16,4 м

засвідчили допустиме збільшення поперечних прискорень автопоїзда 25,25 м під час регламентованих швидкісних маневрів та незначне збільшення гальмівного шляху (за зростання із 42 до 60 т повної маси) на 0,5–1,4 м [44, 48, 49], що загалом підтвердило допустимість використання їх у повсякденній експлуатації, зокрема і з огляду на проект відповідного нормативного акта ЄЕК ООН [55]. Використання дво- і триланкових автопоїздів збільшеної габаритної довжини (25,25 м), як показали результати вищезазначених досліджень, дає змогу зменшити необхідну кількість автопоїздів та відповідний сумарний пробіг до 32 % з економією моторних палив близько 15 % та затрат (собівартості перевезень) на 28 % за еквівалентного обсягу перевезень порівняно зі звичайними стандартними автопоїздами 16,4 м. Загалом така оцінка ефективності ТЛАН корелює і з результатами досліджень у ФРН [56, 57], а також у США та Канаді (із дещо відмінною законодавчою нормативною базою щодо масогабаритних параметрів автопоїздів) [59, 60].

Разом із тим, дослідження динаміки навантажень ОЗП у разі збільшення масогабаритних характеристик автопоїздів типу “ЄвроКомбі”, як і комбінації ЗП та ОЗП різних компоновальних схем видовжених автопоїздів (див. рис. 1.2), не проводились. Певною мірою питання цих навантажень частково розглянуто у дисертації Б. Маркса (B. Marx) [61] та роботі [62], однак дослідження вертикальних коливань та навантажень у них здійснено щодо колісних тракторів без звичної для автомобілів підвіски та причінного і навісного обладнання сільськогосподарського призначення, що докорінно відрізняє отримані результати і рекомендації щодо багатоланкових автопоїздів.

Практично необхідно констатувати реальність перспективи поступового впровадження автопоїздів типу “ЄвроКомбі” (рис. 1.2), для яких поряд із суттєвим, майже 1,5-кратним збільшенням повної маси, характерне додавання до звичного ЗП причіпних автопоїздів, чи ОЗП автопоїздів із напівпричепами додатково ЗП чи ОЗП. Очевидно, що ці обставини зумовлюють актуальність дослідження динаміки роботи та шляхів вдосконалення/розвитку конструкцій ТЗП автопоїздів. Останні формуються насамперед у вертикально-поздовжній

площині стосовно напрямку руху автопоїзда як рознесені послідовно багатомасові еквівалентні моделі з оцінюванням коливань (навантажень) у ОЗП у горизонтальному та вертикальному напрямках. Беручи до уваги реалії пріоритетного використання автопоїздів типу “ЄвроКомбі”/ТЛАП в Україні, насамперед у аграрному секторі з поганою якістю доріг, пріоритетними є дослідження та оцінювання динаміки роботи ОЗП власне у горизонтальній площині – напрямі руху.

1.2. Огляд досліджень коливань та динаміки навантажень автопоїздів

Питання коливань та відповідної динаміки навантажень на осях достатньо детально і ретельно досліджено щодо дво- і тривісних автомобілів, висвітлено у загальній теорії автомобіля [31, 32, 63] та у спеціальних дослідженнях динаміки підвіски [64–68]. Однак щодо автопоїздів, тим паче триланкових, основний акцент зроблено на пріоритетніших проблемах стійкості та керованості руху, маневреності [16, 30, 32, 33]. Очевидно, що динаміка вертикальних і горизонтальних навантажень в ОЗП триланкових автопоїздів формується кінетично взаємопов’язаними автомобілем-тягачем та причепами/напівпричепами, а їх теоретичне дослідження та аналіз ґрунтуються на відповідному розвитку двовимірних динамічних еквівалентних моделей автомобіля-тягача та послідовно з’єднаних причепів/напівпричепів.

Дослідження динаміки ТЗП автомобілів [26] були ще у 1960–1961р.р., і, звичайно, були основані на варіанті типу “гак-петля” та дволанковому автопоїзді зі звичною на той час потужністю тягача (80–90 кВт) з повною масою (14–16 т) дволанкового автопоїзда. При цьому конструктивно доцільне введення пружного елемента у ТЗП, що дає змогу під час рушання автопоїзда здійснити попередній розгін тягача у межах деформації пружного елемента і, відповідно, додатково реалізувати набуту кінетичну енергію тягача на ТЗП та збільшити істотно масу причепа, яку здатен зрушити тягач, порівняно із жорстким зчепленням тягача і причепа. Питання зменшення ударних навантажень у ТЗП загалом не

розглядалось як пріоритет [25–28].

Чинні у СРСР законодавчі нормативні обмеження щодо габаритної довжини автопоїздів і фактично тільки розгортання у 60–70-ті роки їхнього масового виробництва із порівняно малопотужними автомобільними тягачами зумовили акцент у науково-дослідних роботах у цій сфері власне на дволанкові автопоїзди.

Разом з тим перевезення вантажів малої питомої (об'ємної) маси привели до появи низки досліджень щодо триланкових причіпних автопоїздів. Зокрема, це роботи проф. А. І. Аксьонова [69, 70], проф. Г. І. Гладкова [71], кандидатські дисертації

В. К. Зикова [72], В. А. Павлова [73], дослідження у Ташкентському автодорожньому інституті [74] та проф. Я. Є. Фаробіна [14] канд. техн. наук

В. В. Аكوпова [15]. Однак, природно, в умовах розвиненої інфраструктури автодоріг у СРСР акцент досліджень змістився до проблем маневреності та стійкості руху й динаміки гальмування ТЛАП.

Питання динаміки навантажень ЗП в аспекті впливу зазору та податливості пружності зчипки на поперечну-горизонтальну стійкість руху розглянуто (на прикладі сіклового дволанкового автопоїзда) тільки у роботах В. В. Маланіка та В. В. Аكوпова [27–28, 31]. Щодо дволанкового причіпного автопоїзда динаміку

ЗП (на прикладі звичної у СРСР схеми “гак–петля”) розглянуто у кандидатській дисертації А. М. Проскуріна [75], де обґрунтовано доцільність нелінійної пружної характеристики ЗП.

Динаміку навантажень ТЗП автопоїздів розглянуто у [76] з акцентом на додаткове підвищення демпфуючих характеристик з умов зменшення коливань причепа/напівпричепа у поперечній площині до напрямку руху та збільшення відповідно максимальних швидкостей автопоїзда.

У [77–79] у дослідженнях динаміки гальмування дволанкових причіпних автопоїздів розглянуто питання динаміки навантаження у зчипному пристрої під час екстреного гальмування – зокрема на прикладі малотоннажного автопоїзда категорій М1+01, а також причепа [72], однак не під'єданого до робочої гальмової системи автомобіля-тягача, що не характерно для БЛАП.

У монографії проф. В. В. Аكوпова [31] під час розгляду ТЛАП акцент

зроблено власне на оцінку маневреності причіпних автопоїздів, питання актуальних сьогодні у Європі (програма "Єврокомбі") схем ТЛАП – комбінацій напівпричепа і причепа зі зближеними осями – взагалі не розглядалось.

З початку 2000-х років завдяки бюджетній підтримці активізувались дослідження у військовій сфері великогабаритних автопоїздів, зокрема із т. зв. активним напівприцепом – ведучими осями, наприклад, проф. В. А. Горелова [80, 81] та проф. А. А. Полунгіна [82] в МГТУ ім. М. Е. Баумана. У цьому плані практичний інтерес становлять питання оцінки руху автопоїзда в умовах бездоріжжя та математична модель ударних навантажень шарнірного пальця ОЗП сідлового автопоїзда під час руху бездоріжжям.

Разом із тим динаміка триланкових автопоїздів не розглядалась. Динаміка ОЗП сідлового автопоїзда була предметом дослідження у Білорусії, опрацьовано рекомендації щодо вдосконалення пружно-демпфуючих характеристик ОЗП у процесі експлуатації [83].

Однак загалом слід констатувати, що питання динаміки руху та навантажень ЗП великогабаритних триланкових автопоїздів, зокрема внаслідок чинних нормативних обмежень габаритної довжини автопоїзда у РФ та Білорусії, практично не досліджувались.

Питання динаміки ТЗП та розвитку/вдосконалення конструкцій у СРСР/РФ значно глибше розглянуто і досліджено щодо тракторних причіпних поїздів, що зумовлено й набагато важчими умовами руху в сільському господарстві (зокрема і на опорних поверхнях, що деформуються) [84–86]. У цих працях розглянуто математичну модель руху тракторного причіпного автопоїзда з урахуванням пружно-демпфуючих характеристик ТЗП. При цьому досліджували вплив пружно-демпфуючих характеристик ТЗП на стійкість руху (зокрема трактора з двома причепами) та динаміку гальмування. Також було розглянуто і вплив геометрії розміщення (висоти) ТЗП трактора та пружно-демпфуючих характеристик на розподіл навантажень на осі та величину пробуксовування ведучих коліс трактора-тягача на опорних поверхнях, що демпфуються. У нещодавній докторській дисертації Ю. В. Перчаткіна [87] безпосередньо динаміку

ТЗП не досліджено, однак практичний інтерес (зокрема з умов дослідження динаміки ТЗП) становить аналіз умов руху тракторних поїздів та відповідна їхня градація, що актуально і для розгляду умов руху автопоїздів, зокрема ТЛАН, під час здійснення перевезень в аграрному секторі економіки. Практично у РФ, насамперед у Саратовському аграрному університеті, здійснено низку досліджень щодо тракторних причепів, зокрема триланкових. У кандидатській дисертації С.А. Алексєєва [88] достатньо детально розглянуто вплив конструкції ТЗП, зокрема пружно-демпфуючих характеристик, на динаміку гальмування трактора з причепом, а у дисертації І. І. Мандрика [89] розглянуто вплив характеристик ТЗП на динаміку стійкості руху на поворотах тракторного триланкового поїзда.

При цьому дослідження ґрунтувались на двовимірній еквівалентній схемі триланкового причіпного тракторного поїзда (рис. 1.2) у поздовжній та поперечній площинах руху під час здійснення поворотів на горизонтальній дорозі із твердим покриттям (без урахування бічного відведення шин, для певних значень постійної швидкості руху).

Накладена умова руху із постійною швидкістю передбачає з відповідним тяговим зусиллям у ЗП відсутність зазору та відсутність впливу пружних та демпфуючих характеристик ЗП на динаміку руху, що проявляються на неусталених режимах (рушання, перемикання передач з розривом силового потоку, розгін, гальмування).

Разом з тим практичний інтерес становлять результати оцінки підвищення стійкості руху тракторного чи автомобільного поїзда під час руху на поворотах (чи апіорі прямолінійного за дії бічної сили вітру, наприклад) за рахунок відповідних складових зусилля на зчпному таку (рис. 1.3), що протидіють перекидальній дії відцентрової сили інерції $F_{in-pr-1}$ та $F_{in-pr-2}$ (чи відповідних бічних сил із відповідною протидією прямолінійному руху).

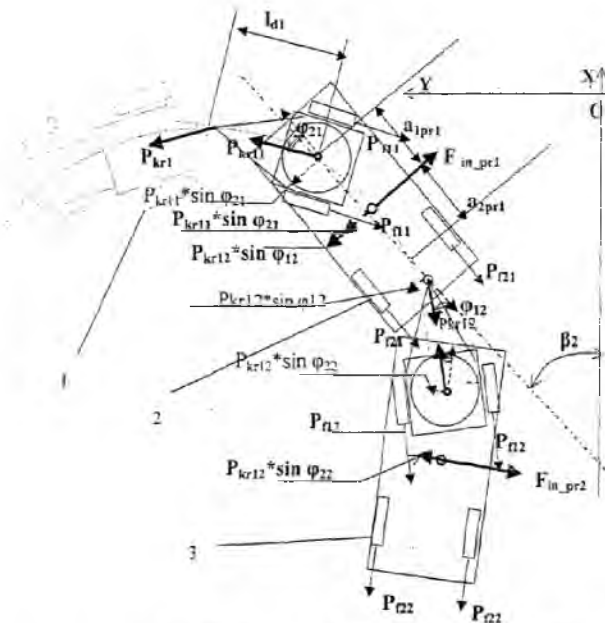
НУБІ

НУБІ

НУБІ

НУБІ

НУБІ



ІНИ

ІНИ

ІНИ

НИ

НИ

Рисунок 1.3 – Плоска динамічна еквівалентна схема руху триланкового тракторного поїзда і сил, що діють на причепи.
1 – трактор; 2 – 1-й причеп; 3 – 2-й причеп [89]



Рисунок 1.4 – Залежність необхідних зусиль на ЗП від швидкості руху (для радіуса повороту 15 м) [89]: 1 – сила інерції; 2 – необхідне тягове зусилля на ЗП; 3 – необхідне додаткове зусилля; 4 – сила опору руху причепи.

Відповідно отримано залежності відцентрової сили, що діє на причіп (повною масою 5 т), та додаткового і повного зусилля на ЗП, необхідних для створення певного рівня центра ваги на повороті, залежно від швидкості руху (рис. 1.4) та радіуса повороту (рис. 1.5) [89].

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУ

НУ



И

И

Рисунок 1.5 – Залежність зусилля на ЗП від радіуса повороту (за швидкості 25 км/год) [89]. 1 – сила інерції, 2 – необхідне тягове зусилля на ЗП; 3 – необхідне додаткове зусилля; 4 – сила опору руху причепів

Звичайно, досліджувані умови руху (швидкості 15–25 км/год та радіуси повороту 10–20 м) та характеристики мас (5 т) не характерні для існуючих автопоїздів (40 т) чи ТЛАП (до 60 т). Не враховано ефект бічного відведення шин, а щодо автопоїздів – вплив відповідної сили опору повітря на бічну проекцію, як правило, тентованого автомобільного причепа (напівпричепа залежно від кута відхилення від напрямку руху тягача автопоїзда). Разом із тим, заслуговує на увагу запропонований ТЗП – з активним підсилювачем осевого зусилля у з'єднанні “тягач–причіп” залежно від порогових датчиків кута повороту чи відцентрової сили інерції (рис. 1.6).

Призначення запропонованого активного ТЗП полягає у створенні додаткового осевого зусилля у ЗП в разі спрацювання одного із двох датчиків 6, 7 за рахунок створення додаткового тиску на поршень гідроамортизатора 2, що підвищує момент сил, які протидіють моменту перекидання АП під впливом відцентрової сили (при високо розмещеному центрі ваги) і збільшують поперечну стійкість руху АП.

НУБІП України

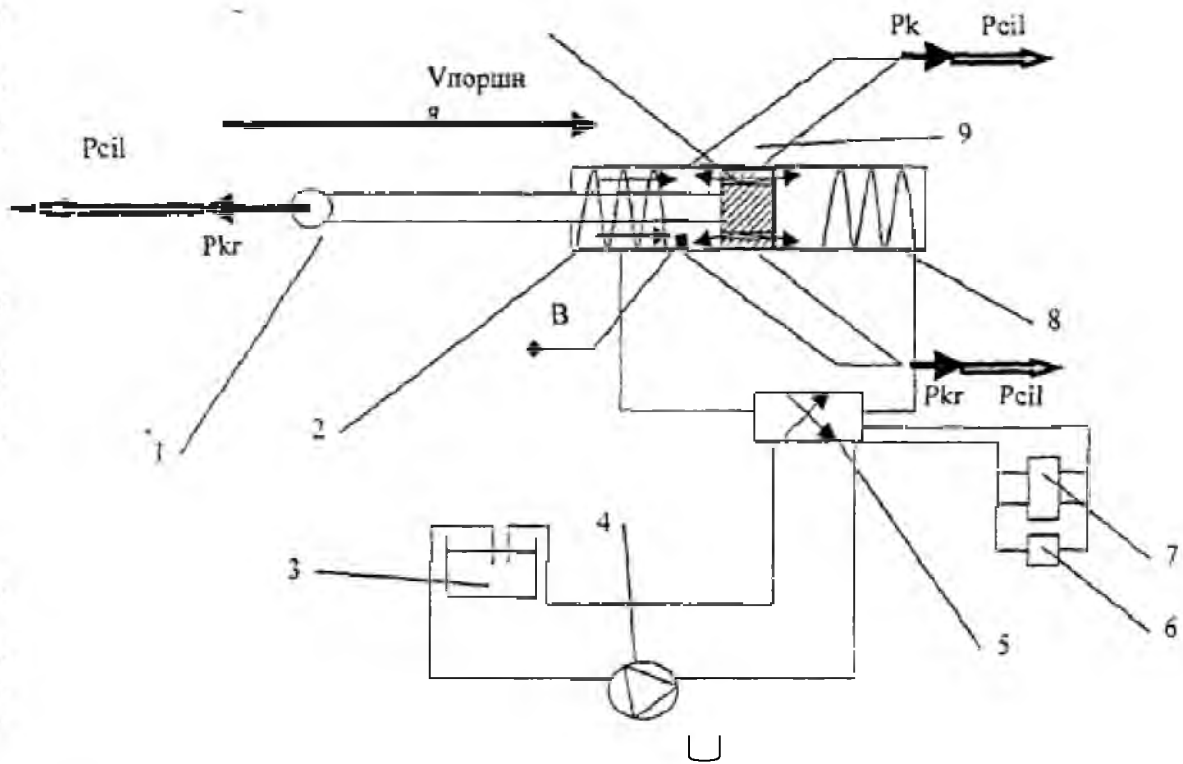


Рисунок 1.6 – Схема роботи запропонованого в [90] активного ТЗП:

- 1 – петля ЗП причепа; 2 – гідроамортизатор; 3 – гідрорезервуар; 4 – гідронасос;
- 5 – електрогідрозподільник; 6 – пороговий датчик кута повороту; 7 – пороговий датчик відцентрової сили повороту; 8 – пружина; 9 – шишль причепа

Заслуговує на увагу ще одна дисертаційна робота тієї самої наукової школи

Саратовського аграрного університету [90], в якій для зменшення амплітуди поперечних коливань причепа і збільшення допустимої, критично максимальної швидкості руху транспортного причіпного поїзда уже з урахуванням ефекту бічного відведення коліс причепа запропоновано десбладнання причепа додатковою системою з гідроциліндром коректування/стабілізації керованої осі причепа для зниження амплітуди його коливань [91], а також удосконалено ТЗП [92, 93], що детально розглянуто у дисертаційній роботі [90].

Ця робота найближча до тематики нашого дослідження, хоча автор обмежився тільки дволанковим тракторним поїздом зі звичним ЗП “так-петля” та рознесеними осями причепа, передня з яких керована, які практично вже не застосовують у сучасних автопоїздах. Динамічну еквівалентну схему трактора з причепом, використану для дослідження процесів рушання і розгону тракторного поїзда, подано на рис. 1.7.

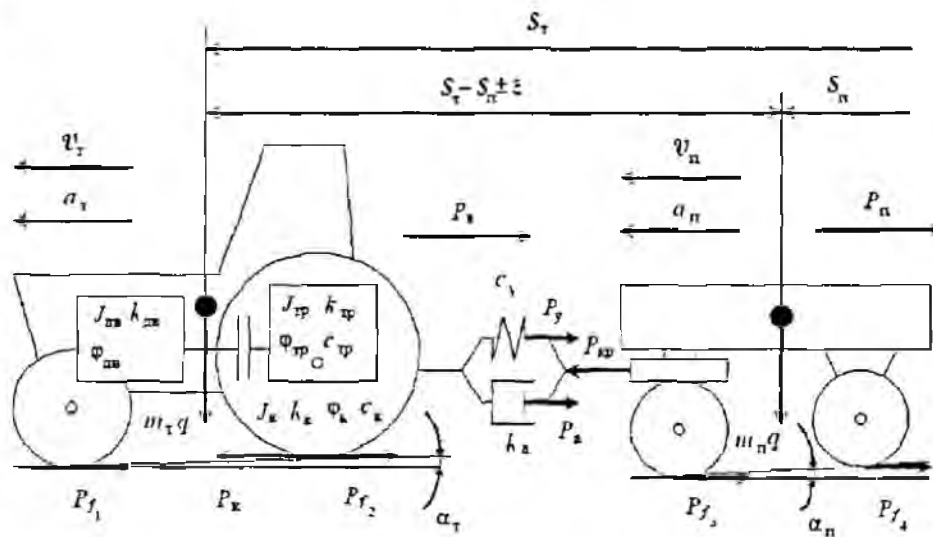


Рисунок 1.7 – Схема руху трактора із причепом [90]

Комп'ютерне моделювання процесів рушення з місця та розгону дволанкового тракторного поїзда (на прикладі МТЗ-80 та причепа ПТС-4 реалізовано у програмному середовищі MATLAB Simulink). Практичний інтерес становлять отримані експериментальне та за допомогою комп'ютерного моделювання (зі стандартним ЗП) залежності зміни швидкості трактора V_1 і причепа V_1 і зусиль у зчпному пристрої “так-петля” $P_{кр}$ та крутного моменту на півосях ведучих коліс трактора M_t (схема 4×2) і тягового зусилля P_k на ведучих колесах трактора під час рушення з місця (рис. 1.8–1.9).

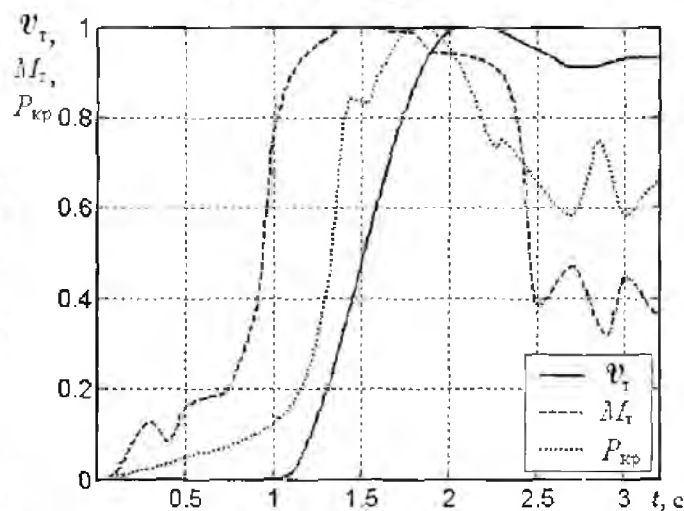


Рисунок 1.8 – Результати експериментальних досліджень динаміки рушення трактора МТЗ-80 та причепа ПТС-4 [90]

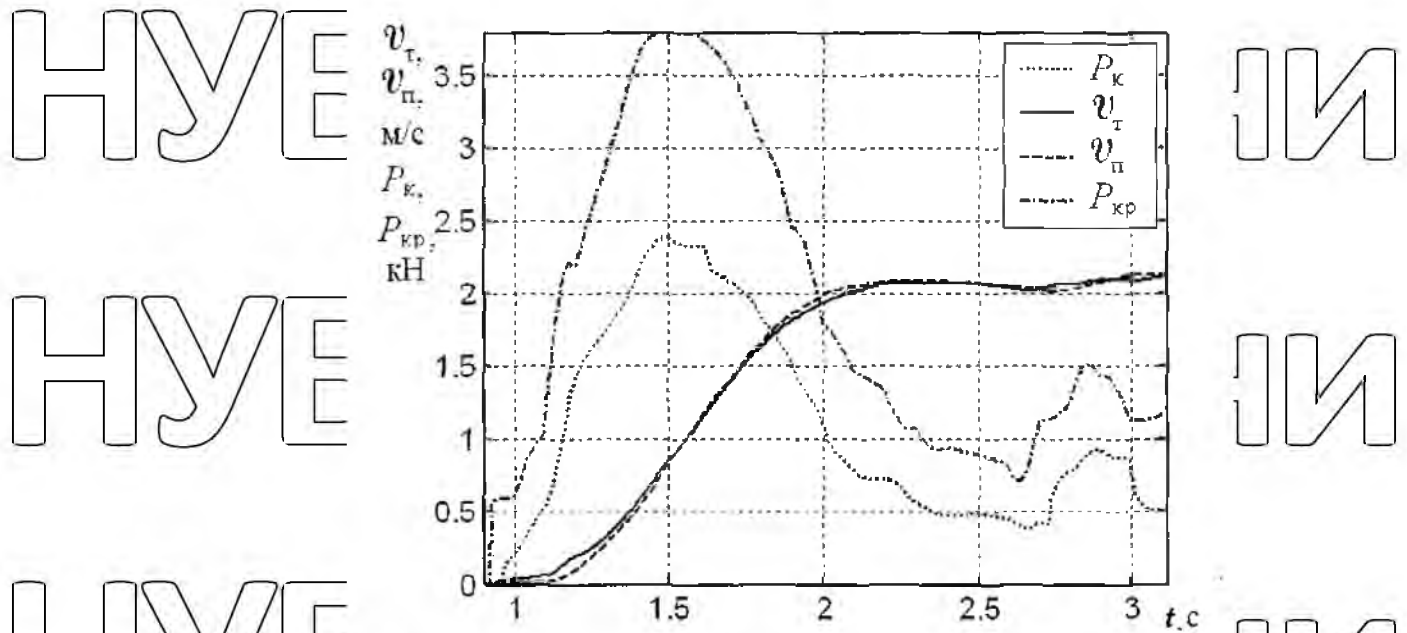


Рисунок 1.9 – Результати комп'ютерного моделювання динаміки рухання трактора МТЗ-80 та причепа 2ПТС-4 [90]

Подані результати приведено у безрозмірну форму відносно абсолютних значень кожного із параметрів, що відповідають значенням $V_t=2,1$ м/с, $M_t=2,72$ кН м, $P_{кр}=2,35$ кН.

Отримані результати свідчать про очевидне зміщення у часі тягового зусилля тягача-трактора M_t та зусилля у ЗП-Ркр (зі стандартною гідропружинною петлею) (рис. 1.6) з відповідним незначним зсувом швидкостей руху V_t і V_p ланок тракторного поїзда. Очевидно, що ця тенденція буде очевиднішою для другого причепа (у випадку ТЛАП) навіть за стандартно підпружиненої петлі ТЗП, яка стане коригованою величиною у разі оснащення відповідними пристроями, що підтверджує актуальність цього дослідження.

Безперечно, результати досліджень дволанкових тракторних поїздів неможливо адекватно перенести на динаміку сучасних ТЛАП, унаслідок як суттєвих конструктивних відмінностей ТЗП, так і габаритно-вагових параметрів, однак загалом вони підтверджують актуальність проблеми і можливості оптимізації процесу руху ТЛАП.

В Україні наукові дослідження власне триланкових автопоїздів ведуться

активніше, зокрема завдяки розвитку відповідних наукових шкіл проф. В. П. Сахна, проф. Б. І. Кальченка, проф. О. П. Кравченка та проф. В. В. Іванова, однак, як зазначено вище у підрозд. 1.1 та додатково у [94, 95], стосуються актуальніших за умов експлуатації проблем стійкості та керованості руху автопоїздів.

Динаміку навантаження ЗП у перехідних режимах руху щодо дволанкового автопоїзда категорії M1+01 розглянуто у роботі [95] для відповідного кульового ЗП без пружно-демпфуючих ланок, звичного для малотоннажних АП. Динаміку ЗП та ОЗП і у ранніх дослідженнях [96–99], і у сучасних європейських та

американських роботах опрацьовано достатньо ретельно. Щодо класичних дволанкових автопоїздів, зокрема і з прив'язкою до сучасних причепів зі зближеною двовісною схемою, без поворотної осі, що забезпечує кращу стійкість руху на вищих (до 90–100 км/год) швидкостях, насамперед з умов стійкості та керованості руху [100–104 та ін.]. Достатньо ретельно узагальнено дослідження

питання динаміки руху дволанкових автопоїздів, насамперед з умов стійкості, керованості та маневреності руху, однак проблематика ТЛАП та динаміка навантажень ТЗП не розглядалась [105]. Однак поява ТЛАП (у межах габариту 25,25 м за програмою “ЄвроКомбі”) у країнах Скандинавії зумовила появу і кількох

досліджень у цій сфері, насамперед щодо порівняльної оцінки можливих варіантів формування ТЛАП з огляду на стійкість, керованість та маневреність руху [92–95], зокрема двох дисертаційних робіт щодо стійкості руху ТЛАП [106–108].

Дослідження ці проводились у межах чинної нормативної бази ЄС щодо автопоїздів [13], а також проекту Правил СЕК ООН у цій сфері [58] та добровільних стандартів ISO щодо стійкості руху автопоїздів і дволанкових автобусів [53–55], зокрема на замовлення державних органів влади у сфері автомобільного транспорту [50, 56, 57]. Заслуговує на увагу дослідження [103], у

якому достатньо детально розглянуто динаміку ЗП кульового типу дволанкового поїзда з оцінюванням поздовжніх навантажень під час екстреного гальмування, зокрема із урахуванням пружних і демпфуючих характеристик ЗП, типових для серійних ЗП у виробництві. Разом з тим, динаміка ЗП для триланкових

автопоїздів, очевидно, неактуальних для Європи на час дослідження (1986 р.), не розглядалась.

В [61, 62] розглянуто питання динаміки коливань і навантажень (зокрема у ЗП) тракторних дволанкових поїздів на базі дволанкових моделей. Однак, як зазначено вище, швидкості, режими руху (до 25 км/год) та вантажність причепа (до 10–15 т) не характерні для сучасних автопоїздів і тому є потреба у дослідженні динаміки руху сучасних багатоланкових автопоїздів.

1.3. Аналіз запатентованих конструкцій зчіпних пристроїв автопоїздів

Корисна модель [109] належить до галузі автомобілебудування і може бути використана, наприклад, у транспортних засобах високої прохідності (рис. 1.10).

Технічний результат – поліпшення експлуатаційних якостей. Тягово-зчіпний пристрій автопоїзда містить дві вилки 7 і 8, з'єднані між собою віссю 6, одна з яких прикріплена до тягача, два гідроциліндри 11 і 12, встановлені в горизонтальній площині з двох сторін від осі 6, одні кінці яких пов'язані з причепом, а другі – з тягачем, розсувну трубу 18, що має нерухому ланку 19, жорстко прикріплену до тягача, і висувну ланку 20, жорстко пов'язану з вилкою 7.

Остання з'єднана пружиною розтягування 21 із тягачем.

На автопоїзді встановлено джерело тиску 24, поєднане із гідробаком 25, і гідророзподільник 26. Штокові порожнини кожного гідроциліндра попарно поєднані з поршневыми порожнинами протилежного гідроциліндра. Штокова і поршнева порожнини кожного гідроциліндра сполучені між собою через гідравлічний демпфер 17. Гідророзподільник 26 виконано з можливістю сполучення джерела тиску з усіма порожнинами 13–16 гідроциліндрів 11 і 12 одночасно.

Технічним результатом заявленого пристрою є поліпшення експлуатаційних якостей завдяки унеможливленню виникнення горизонтально-площинних коливань і перегинів автопоїзда під час маневрів і різкого гальмування.

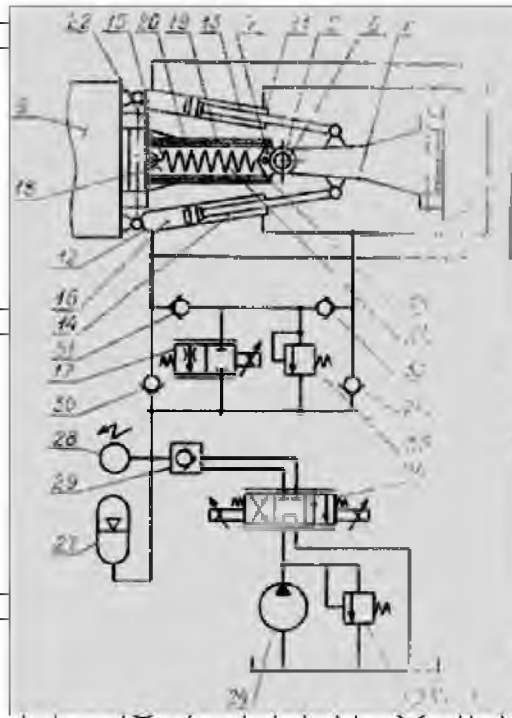


Рисунок 1.10 – Патент № 77827. Тягово-зчіпний пристрій автопоїзда

Буксирний пристрій транспортних засобів [110] створює додаткові зусилля, що підвищують тягові можливості евакопотягача (рис. 1.11), а отже, і прохідність евакопоїзда під час прямолінійного руху по ґрунтах із низькою несучою здатністю.

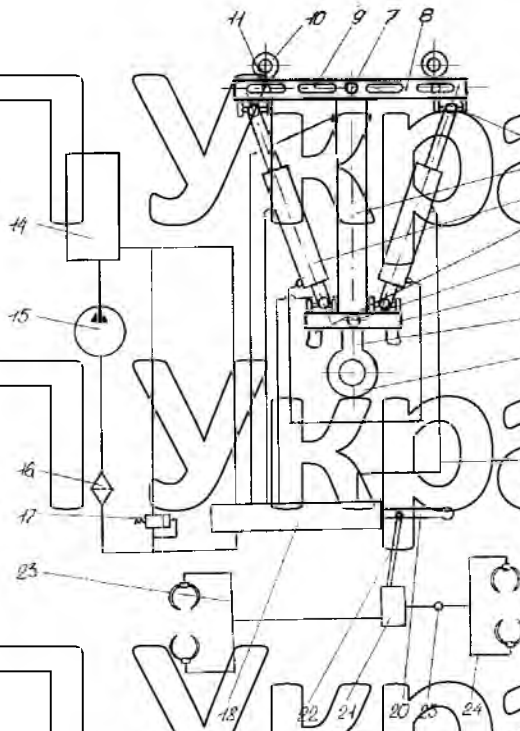


Рисунок 1.11 – Патент № 2101196. Буксирний пристрій

Цього досягають буксирним пристроєм, що містить перший зчпний елемент 1, жорсткий елемент 3, шарнірно пов'язаний із замковим пристроєм 8, і поперечиною 5/3 поперечиною 5 і замковим пристроєм 8 за допомогою шарнірів з'єднані симетрично розташовані відносно поздовжньої осі тяги, кожна з яких виконана у вигляді гідроциліндра 13. У пазах замкового пристрою встановлено другі зчпні елементи, виконані у вигляді петель. Пристрій забезпечений додатковим гідроциліндром, розміщеним у жорсткому елементі, причому шток гідроциліндра жорстко з'єднаний з першим зчпним елементом, а жорсткий елемент за допомогою кульового шарніра – із поперечиною.

Винахід [1] належить до буксирних пристроїв із гідравлічними амортизаторами (рис. 1.12). Технічне завдання запропонованого винаходу – підвищення динамічних характеристик тягово-зчпного пристрою. Цього досягнуто тим, що тягово-зчпний пристрій забезпечений другим плунжером із дроселювальними отворами, який сполучений з тягачем і розміщений всередині порожнини штока першого плунжера, із пружиною, клапанами, що регулюють зазор дроселювальних отворів першого плунжера. Входи управління клапанів з'єднані з виходом гідравлічного датчика, що перетворює деформацію ресори на зміну тиску масла. Площа поперечного перерізу дроселювальних отворів другого плунжера становить 0,4...0,95 площі поперечного перерізу дроселювальних отворів першого плунжера.

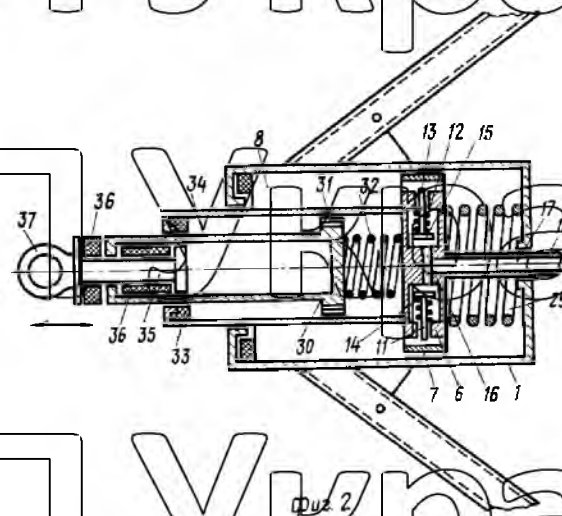


Рисунок 1.12 – Патент № 2127198 Тягово-зчпний пристрій для з'єднання тягача з колісним причепом

Наявність винаходу в пропонованому технічному рішенні доводить те, що в цьому тягово-зчіпному пристрої, на відміну від відомих конструкцій, можливо регулювати опір перетікання масла із однієї порожнини тягового гідроциліндра в іншу. Це забезпечить роботу тягово-зчіпного пристрою у широкому діапазоні змінних навантажень.

Пристрій [112] містить тягові важелі та гідроциліндр (рис. 1.13). Тягові важелі виконано у вигляді двох вантажонесучих вилкоподібних важелів (4, 5), шарнірно з'єднаних верхніми частинами своїх підстав із сідлом (6) і між собою.

Нижня частина кожного із важелів виконана в формі припливів (7), на яких розміщені пружні елементи (8). На кінцях вантажонесучих важелів зроблено посадкові отвори, через які пропущено й зафіксовано шпінтовим з'єднанням осі, шарнірно з'єднані в середній частині гідроциліндром односторонньої дії (11).

На кінцях осей містяться тіла кочення (12), розташовані в пазах напрямних (14), жорстко пов'язаних болтовим з'єднанням (15) з лонжеронами (16) рами тягача. Напрявні забезпечені вбудованими з боку відкритих прорізів їх пазів парами клинових рухомих елементів (17, 18) й утримуються в заданому положенні регулювальними гвинтами (19).

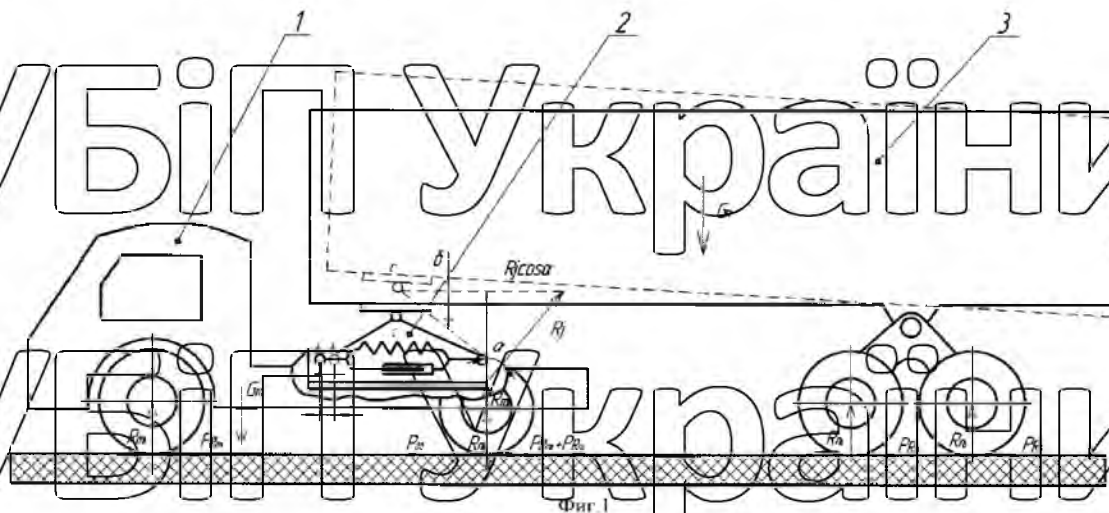


Рисунок 1.13 – Патент № 2361748. Сідлово-зчіпний пристрій

Між нероз'ємними торцевими стінками пазів напрямних, тілами кочення одного вантажонесучого вилкоподібного важеля, і між торцевими стінками, утвореними вбудованими в пази рухомими клиновими елементами і тілами

кочення іншого вантажонесущого важеля, встановлено пружні елементи (22) з відповідною формою поверхонь, що сполучаються. Підвищуються тягово-зчіпні властивості та плавність ходу транспортного засобу.

Винахід [113] стосується сфери автопоїздів і призначений для регулювання лінійного положення сідлово-зчіпного пристрою тягача під час руху транспортного засобу (рис. 1.14). Система для регулювання положення сідлово-зчіпного пристрою (4) тягача містить перемикаючий пристрій, блок управління. Блок управління тягача містить виконавчі засоби, пам'ять, середовище для зберігання даних. Під час регулювання лінійного положення сідлово-зчіпного пристрою (4) він переміщується вперед у відповідь на збільшення швидкості транспортного засобу, для зменшення зазору між кабіною (3) управління та напівприцепом (2) з більшою швидкістю у той час, коли тягач (1) виконує перемикання передач, ніж у той час, коли тягач (1) не виконує перемикання передач. Подають команду на гальмування напівпричепа (2) щодо тягача (1), коли необхідно здійснити переміщення сідлово-зчіпного пристрою (4) назад для збільшення зазору між кабіною управління (3) і напівприцепом (2) у відповідь на зменшення швидкості транспортного засобу, для сприяння, у такий спосіб, переміщенню сідлово-зчіпного пристрою (4) назад. Досягається регулювання зазору між кабіною тягача і напівпричепа під час руху транспортного засобу, поліпшення маневреності, зменшення споживання палива.

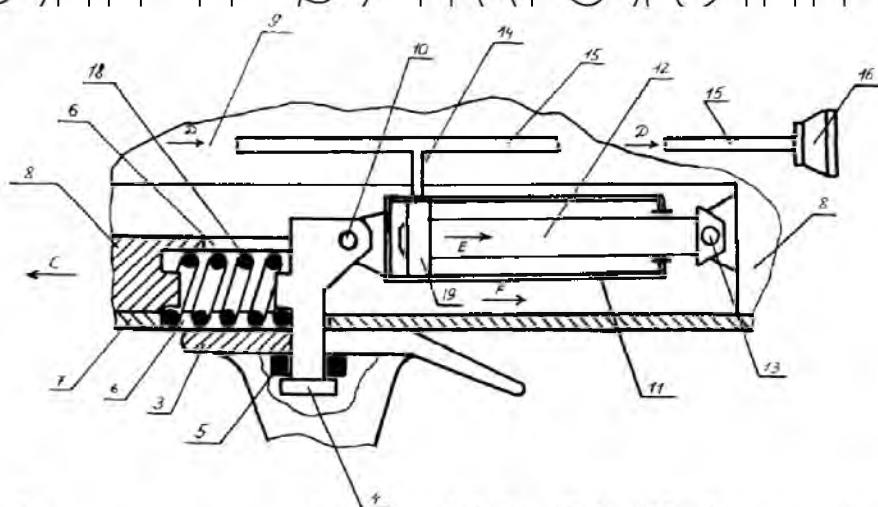


Рисунок 1.14 – Патент № 2483963. Спосіб і система для регулювання лінійного положення сідлово-зчіпного пристрою

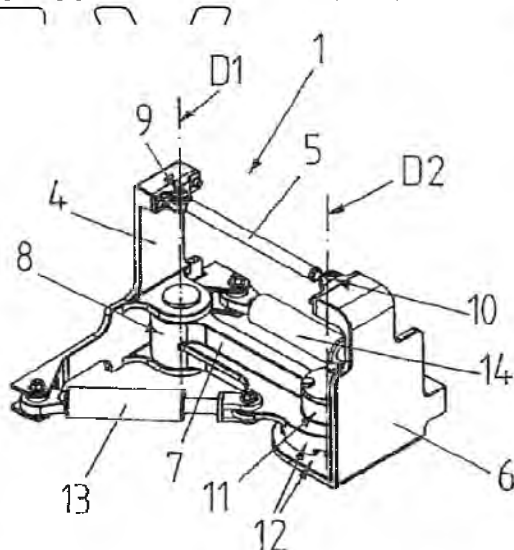
Винахід належить до безрейкових ТЗ [114]. У великовантажний автопоїзд входять тягач, обладнаний пневмогальмівною системою і сидловим пристроєм, який взаємодіє зі шворнем, жорстко закріплений на рамі напівпричепа; він містить також пневмогальмівну систему, з'єднану із пневмогальмівною системою тягача. Рама напівпричепа шарнірно з'єднана зі штоком пневмоциліндра, розташованого співвісно поздовжній осі його симетрії. Циліндр також шарнірно закріплений на шворні, рухомо розміщеному в напрямних рами напівпричепа і підпружиненому щодо останньої. Підпоршнева порожнина циліндра, розташована з боку шворня, підключена за допомогою трубопроводу до пневмогальмівної системи згаданого напівпричепа. Технічний результат – підвищення безпеки руху під час експлуатації великовантажних автопоїздів.

Автопоїзд складається із автомобіля-тягача, обладнаного сидлом, що має можливість кутового повороту і лінійного переміщення відносно шасі та взаємодіє зі шворнем, жорстко закріпленим на опорному листі виступу рами напівпричепа. Кінцева частина циліндричної поверхні шворня оснащена шлицями, взаємопов'язаними із відповідними виконаними всередині поворотної втулки. Втулка встановлена з можливістю кутових поворотів на кріслі й на своїй частині має декілька важелів. Важелі шарнірно пов'язані з тягами, кінці яких також шарнірно закріплені на шасі. Сидло за допомогою пружини з'єднане зі згаданим шасі автомобіля-тягача. Винахід спрощує конструкцію опорно-зчепного пристрою і знижує його металомісткість.

Група винаходів [115] стосується шарнірної конфігурації для з'єднання двох частин ТЗ в один ТЗ із керуванням шляхом складання шарнірно зчленованої рами з можливістю руху в дві колії та перехрещення мостів ТЗ. ТЗ містить дві частини ТЗ, кожна з яких з'єднана з іншою шарнірною конфігурацією (1).

Шарнірна конфігурація (рис. 1.15) (1) містить чотири структурні елементи (4, 5, 6, 7), з'єднані між собою за допомогою чотирьох шарнірних зчленувань (8, 9, 10, 11) так, що вони, перебуваючи в нормальному положенні, за якого сукупність центрів шарнірів шарнірних зчленувань (8, 9, 10, 11) утворює одну площину, спільно утворюють замкнену, по суті, чи незсувну уздовж площини

раму. Кожен із двох структурних елементів (4, 6), що утворюють дві протилежні сторони нерухомої рами, виконано з можливістю повороту в двох із чотирьох шарнірних з'єднань (8, 9, 10, 11) навколо осі обертання (D1, D2). Вісь обертання (D1, D2) лежить у нормальному положенні в площині, утвореній центрами шарнірів, щодо інших структурних елементів (5, 7).



Фиг. 1

Рисунок 1.15 – Патент № 2484996. Шарнірна конфігурація для з'єднання двох частин транспортного засобу й автомобіля

На основі проведеного огляду визначено основні напрямки вдосконалення ТЗП: а) покращення експлуатаційних характеристик автопоїздів (стійкості, плавності руху, маневреності, прохідності, аеродинаміки). б) конструктивних параметрів ТЗП (зменшення металомісткості, розширення меж використання – діапазону навантажень, спрощення конструкції).

1.4. Огляд методик дослідження транспортних засобів із причіпними ланками та їх складових

Усі етапи розроблення нової техніки можна згрупувати у чотири основні фази, що у загальних рисах описують увесь життєвий цикл створеного продукту: концептування, проєктування, конструювання, реалізація [116].

Під час фаз проєктування, конструювання і реалізації створені й розробляються програмні середовища, що дають змогу полегшити працю дослідників, конструкторів та експлуатаційників. Це середовища математичного

моделивання MathCad [117], MatLab [118], Matematica [119], Maple [120], Dymola [121], системи автоматизованого проектування AutoCad [122], CATIA [123], T-FLEX CAD [124], Компас [125], ANSYS [126], Unigraphics [127], SolidWorks [128], системи управління базами даних Microsoft Access [129], Lotus Approach [130], dBase [131], Visual FoxPro [132], Oracle [133], MS SQL Server [134].

У фазі ж концептування використовується феноменологістичний опис методів проектування (евристичні методи, методи ітерацій, морфологічного аналізу, декомпозиції, теорія вирішення винахідницьких завдань).

Феноменологістичний опис мислення людини накладає істотні обмеження на дослідження, аналіз і використання великих баз знань. Спроби використати успіхи сучасної математики досягають локальних результатів.

Напрямок системного синтезу, орієнтований на створення структур в технічних системах різного виду діяльності людини (зокрема і транспортних засобів), розвивається протягом усього періоду становлення системного синтезу.

Дослідження, що базуються на підході, умовно названому цільовим, можна вважати синтезом структур від цілей ("зверху") до кінцевої структури внизу. При застосуванні підходу морфологічного (термінального, лінгвістичного), синтез починався від аналізу простору станів, від елементів "знизу" вгору, до способів і принципів побудови.

Дослідження проводяться на базі математичної логіки, дискретної математики, кібернетичного підходу [135, 136] і були присвячені синтезу автоматів і схем шляхом введення правил взаємодії логічних елементів та мінімізації структур на основі логічних законів і теорем.

Ці середовища на основі сформованої бази вихідної інформації майбутнього агрегата автомобіля за визначеними критеріями формують необхідний перелік властивостей/характеристик, що є основою для подальшого проектування і конструювання агрегата. Упорядкування і структуризація знань – шлях до побудови такого середовища знань, яке б давало змогу моделювати людське мислення під час створення нових машин і механізмів та дослідження їх функціонування.

1.5. Аналіз проведених досліджень

Виконані огляд та аналіз літературних джерел дають підстави зробити такі узагальнення.

1. У зв'язку з зростанням обсягів перевезень і завантаженістю доріг актуальним є використання багатоланкових автопоїздів. При цьому виникають питання узгодження їх використання з нормативними документами.

2. Використання додаткових ланок автопоїздів і високі швидкості руху зумовлюють необхідність підвищеної безпеки руху – забезпечення стійкості руху.

3. Раніше проведені дослідження стосувалися ефективності роботи тракторних поїздів при порівняно невисоких швидкостях руху і дволанкових автопоїздів при високих швидкостях руху. Дослідження триланкових автопоїздів проводилися з метою покращення поперечно-горизонтальної стійкості руху.

Дослідження стійкості руху в поздовжньому напрямку майже відсутні.

Отже, рух автопоїздів, а особливо рух триланкових автопоїздів з пружно закріпленими ланками, є складним процесом, на який впливає низка чинників, зокрема й випадкових. Численні дослідження дали змогу встановити головні чинники, що впливають на плавність руху (маси тягача, причіпної ланки та вантажу, швидкість руху, параметри конструювання, жорсткісні та демпфуючі параметри ТЗП тощо), а також діапазони їх зміни.

4. Покращення конструкції ТЗП здійснюється у двох напрямках: а) покращення експлуатаційних характеристик автопоїздів (стійкості, плавності руху, маневреності, прохідності, аеродинаміки); б) конструктивних параметрів ТЗП (зменшення металомісткості, розширення меж використання – діапазону навантажень, спрощення конструкції).

5. Під час фаз проектування, конструювання нових зразків техніки, зокрема автомобілів та їх складових, створені й розробляються програмні середовища, що дають змогу полегшити працю дослідників, конструкторів та експлуатаційників. Ці середовища моделюють експлуатаційну поведінку транспортних засобів, допомагають визначати їх характеристики міцності та надійності, проводять параметричну оптимізацію конструкцій. Але в сутні середовища, що проводили

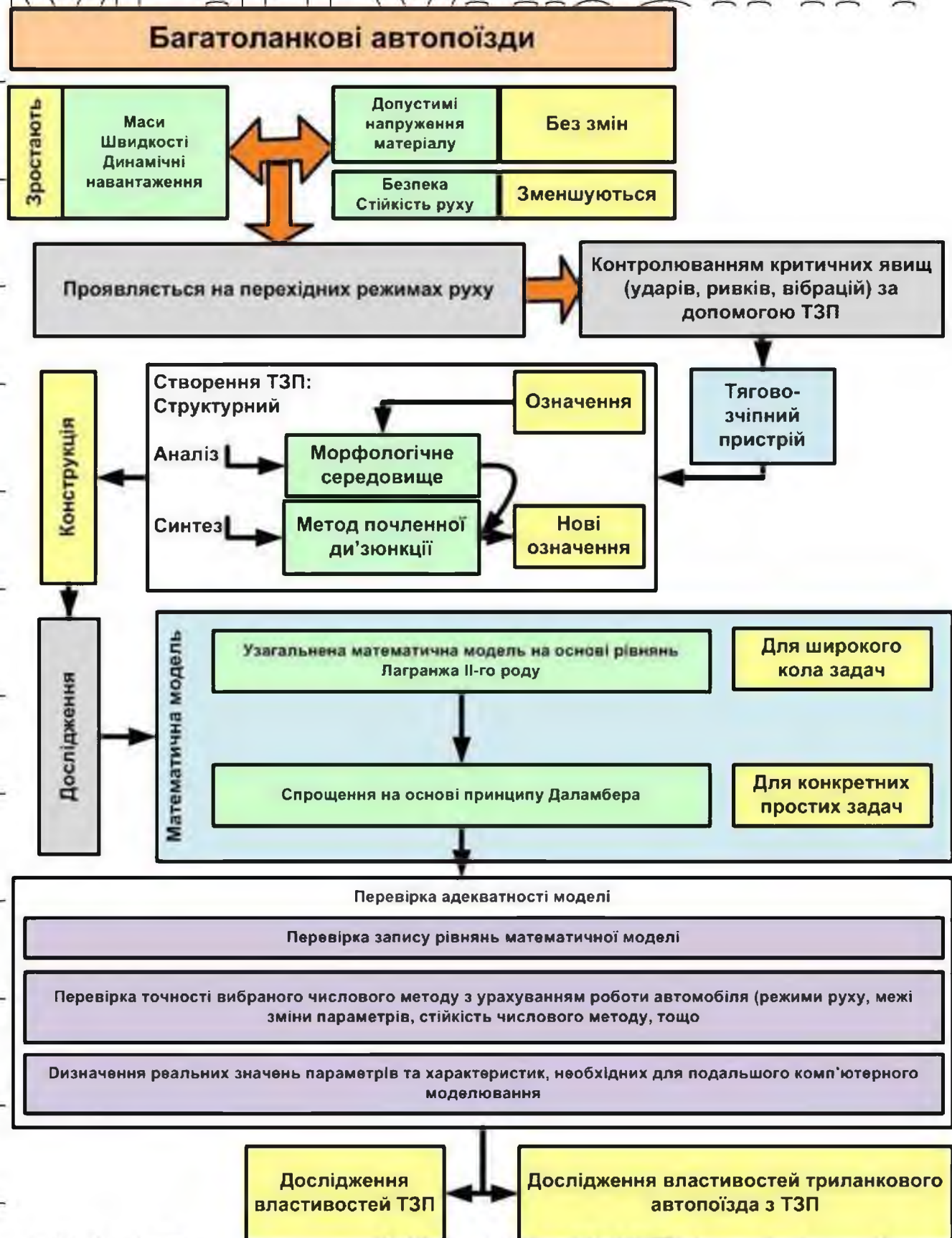


Рис. 1.16. Алгоритм дослідження поздовжньої стійкості руху БЛАП

В цілому дослідження БЛАП несистематизовані, а питання експлуатаційних властивостей в поздовжньому напрямі при русі в перехідних режимах (розгін, гальмування) практично не висвітлено. Огляд робіт, які стосуються цього питання, показав, що, незважаючи на велику зацікавленість автовиробників у використанні такого виду техніки, дотепер відсутній науково обґрунтований підхід до вибору компоновальних параметрів БЛАП і ТЗП їх ланок з урахуванням стійкості, керованості та плавності руху, які б сприяли підвищенню показників експлуатаційних властивостей.

Тому необхідно провести дослідження стосовно покращення безпеки і стійкості БЛАП з поглибленим вдосконаленням їх зчіпних пристроїв. Алгоритм такого дослідження представлено на рис. 1.16.

Висновки до розділу 1

На основі проведеного аналізу досліджень можна зробити висновок, що зменшення динамічних навантажень тягового приводу та підвищення стійкості руху триланкових автопоїздів великої тоннажності можна досягнути шляхом вдосконалення конструкції та ефективності пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв.

Для цього необхідно:

1. Виконати структурний синтез ТЗП, який би зменшував навантаження на тяговий привод ТЛАП і підвищував стійкість руху АП.
2. Провести теоретичне дослідження основних характеристик ТЗП в складі ТЛАП з послідовною розробкою математичної моделі руху ТЛАП і перевіркою її адекватності процесам роботи.
3. Дослідити вплив компоновальних, вагових і пружно-демпфуючих параметрів та експлуатаційних режимів руху ТЛАП на динаміку навантажень ТЗП.
4. Опрацювати пропозиції щодо вдосконалення конструкції ТЗП з покращеними експлуатаційними показниками та методику його розрахунку.

РОЗДІЛ 2. ОБГРУНТУВАННЯ СПОСОБУ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТАХ БАТЗ ШЛЯХОМ ЇХ ПРУЖНО-ДЕМПУВАНЬНОГО З'ЄДНАННЯ

2.1. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчпних пристроїв транспортних засобів

Життєвий цикл складної технічної системи, такої як автомобіль чи його агрегат, включає етапи [116]: Фаза концептування: 1) формування вимог до автомобіля і формування технічного завдання на його створення; Фаза проектування: 2) проектування автомобіля; Фаза конструювання: 3) конструювання, виготовлення, дослідження та доопрацювання дослідних зразків автомобіля; Фаза реалізація і утилізація: 4) серійне виробництво; 5) експлуатація; 6) модернізація автомобіля, 7) утилізація.

У фазі концептування виявляється мета, заради якої створюється автомобіль; уточнюється коло задач; визначаються умови його роботи, формулюються вимоги до технічних характеристик та показників якості автомобіля. При цьому визначаються структура і параметри автомобіля, варіанти побудови та способи практичної реалізації, конструкторська технологія виготовлення автомобіля та його агрегатів.

З проведених в розділі 1 досліджень літературних джерел було встановлено, що системний аналіз і синтез проводяться на феноменологічному рівні. Вже у наступних фазах проектування, конструювання застосовується параметричний синтез та оптимізація автомобіля та його елементів. Тому важливим є запропонувати середовище системного аналізу та синтезу нових конструкцій, яке б дало можливість підвищити ефективність процесу проектування та якість створених конструкцій.

Морфологічне середовище для моделювання технічних систем, таких як автомобілі, висвітлене в [2, 136, 137]. Об'єкти зовнішнього світу (багатовимірна інформація ззовні) завдяки рецепції відображаються у морфологічному середовищі або просторі (МП) на множину \mathcal{Q} (рис. 2.1). Формується модельна

підсистема відносин (МПВ) або положення (місцезнаходження) об'єктів у МП Ω . МПВ містить саму множину відображень об'єктів (МВО), її сигнатуру Σ та аксіоматику θ . Сигнатура Σ – група правил, що визначають процедуру порівняння.

Сигнатура містить множини правил для відтворення елементарних ознак і властивостей наборами правил побудови виразів із елементів, що входять в алфавіти. Аксіоматика (словник) θ – фундаментальні поняття, що характеризують властивості об'єктів. Аксіоматика містить множини понять, визначень, символів для відтворення елементарних ознак і властивостей сукупністю понять, визначень, символів і позначень, за допомогою яких утворюються алфавіти мов морфологічного простору.

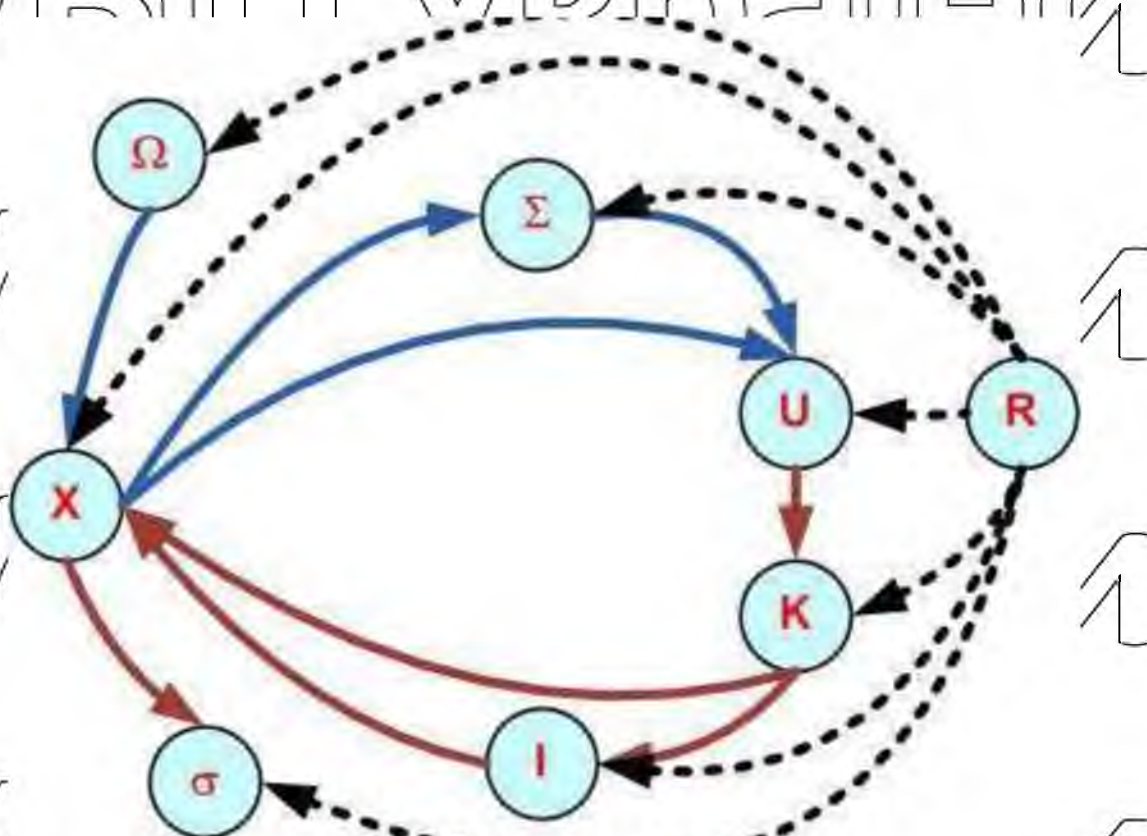


Рисунок 2.1 – Взаємозв'язки складових морфологічного середовища

У прагматико-процедурній підсистемі X (ППП) представлені різні перетворення, операції та дії із компонентами зі всіх основних підсистем теорії, а також процедури і правила виконання цих дій. Одночасно вона охоплює і різні аксіологічні оцінки різних компонент простору, а також явищ і об'єктів з її

науочної області. Ця підсистема може використовувати методи порівняння або синтезу (наприклад, метод почленної диз'юнкції).

Модельно-репрезентативна підсистема K відображає область досліджуваної реальності за допомогою концептуальних моделей. За її допомогою явища та об'єкти подають їх моделями, які співвідносяться із різними рівнями ієрархії усередині цієї підсистеми. Можна виділити рівні:

1) експериментальних моделей (що містить інформацію про об'єкти, отриману без використання МП); 2) повних моделей (для описання яких використовується концептуальний апарат МП); 3) власних моделей МП (для яких виконуються закони МП); 4) обмежень, представлених особливою підмножиною безлічі повних моделей.

Основна функція проблемно-евристичної підсистеми I полягає у відображенні тих сторін МП, які пов'язані із отриманням нового знання. Вона містить способи формування структур смислів для підсистеми X .

Взаємозв'язки між цими підсистемами представлені в підсистемі віднощостей R , яка забезпечує уніфікацію усіх вхідних і вихідних значень між підсистемами.

Підсистема розв'язків σ містить впорядковані кінцеві продукти функціонування морфологічного простору.

Загальний перелік критеріїв наведено в табл. 2.1. Вибір критеріїв здійснюватимемо за алгоритмом, наведеним на рис. 2.2.

Таблиця 2.1 – Критерії оцінювання ефективності функціонування машин

№ з/ч	Критерії	Основні
1	Функціональні (призначення), експлуатаційні	Продуктивність, точність (якість), надійність (безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність), спеціальні, прохідність, маневреність, динаміка функціонування, придатність до сервісного обслуговування

№ 3/Ц	Критерії	Основні
2	Технологічні	Трудомісткість виготовлення та експлуатації, можливість розчленування елементів, неперервність технологічного циклу
3	Часові	Час технологічного циклу, час елементів циклу, суміщення елементів циклу, час допоміжних операцій
4	Економічні	Затрати матеріалів, енергії, витрати на конструювання, зменшення габаритних розмірів, ощадність, вартість виготовлення та експлуатації
5	Антропометричні	Ергономічність (вібрації, шум), безпека, екологічність
6	Інформаційні	Забезпечення ефективності керування, прогнозування станів робочих процесів
7	Енергетичні	Робочий процес машини, забезпечення характеристик робочого тіла, оператор і обслуговуючий персонал, виробництво та технічне обслуговування машин
8	Соціальні	Необхідність, мода, краса, реклама

Оскільки ознак може бути багато, то для зменшення витрат праці на основі критеріїв відбору відсіюють несуттєві. Ознаки, що залишилися, проходять перевірку на сумісність (рис. 2.3). Перевірка відбувається на основі базової сукупності частинок знань: несумісність понять – круглий квадрат, суха вода тощо. Сформована множина ознак матрично формується в базу знань. При цьому доцільно записати об'єкт у процесі, в якому він задіяний, на основі таких критеріїв, як агрегатний стан, його зміна в певних межах, отриманий ефект, величина ефекту, техніко-експлуатаційні та економічні показники від ефекту.

Для ЗП із загальної множини критеріїв вилучаємо соціальні та інформаційні, оскільки вони стосуються найрізноманітніших об'єктів. Технічні об'єкти становлять їх підсистему. З переліку всіх критеріїв (табл. 2.1) частину критеріїв переводимо в основні (табл. 2.2), інші – в допоміжні або додаткові (табл. 2.3). Всі критерії є однозначними.

Виконуємо процедуру ранжирування для основних критеріїв:

продуктивність, надійність, витрати енергії на роботу, витрати матеріалів, вартість виготовлення та експлуатації, придатність до сервісного обслуговування.

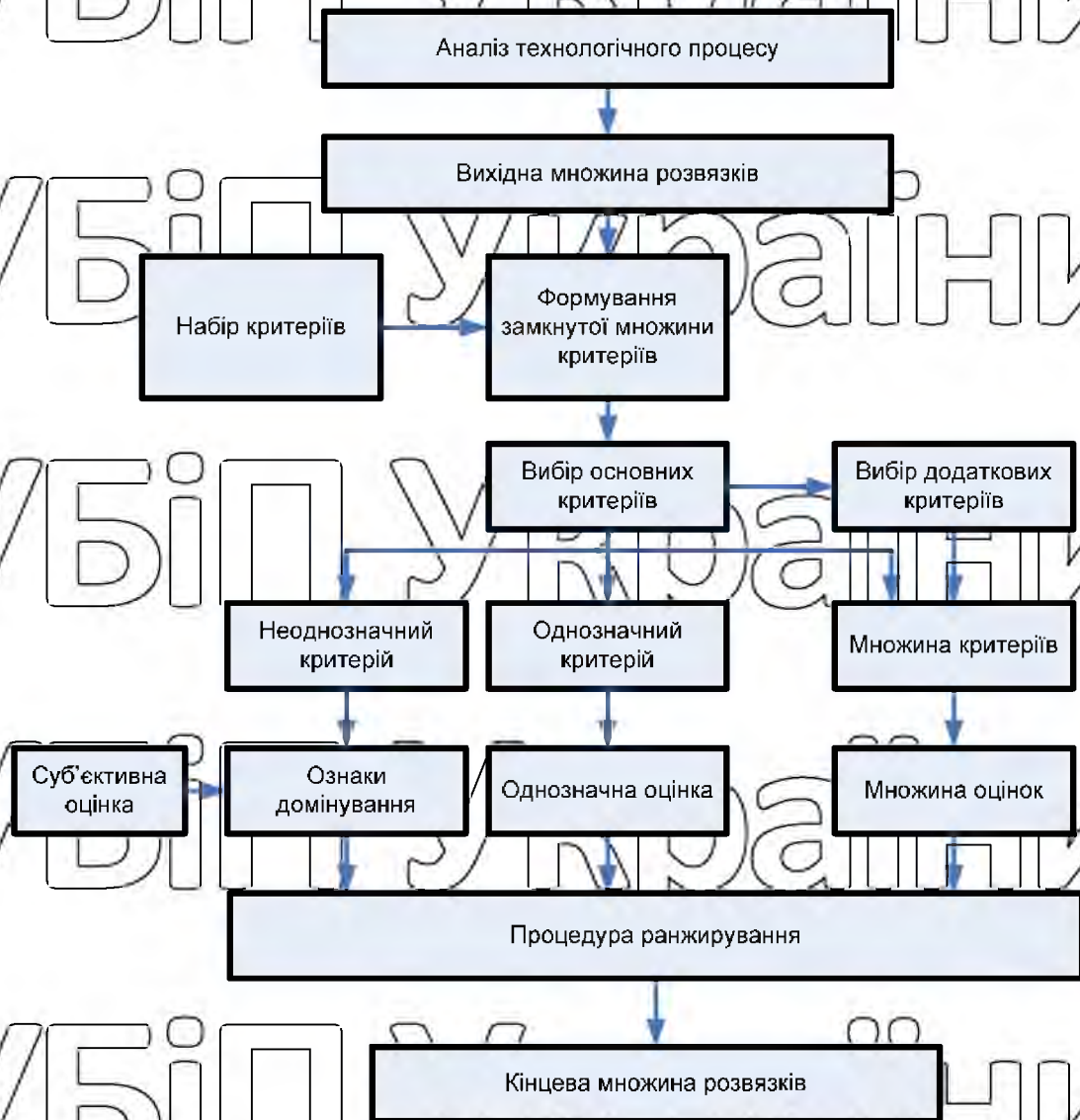


Рисунок 2.2 – Послідовність формування замкнутої множини критеріїв

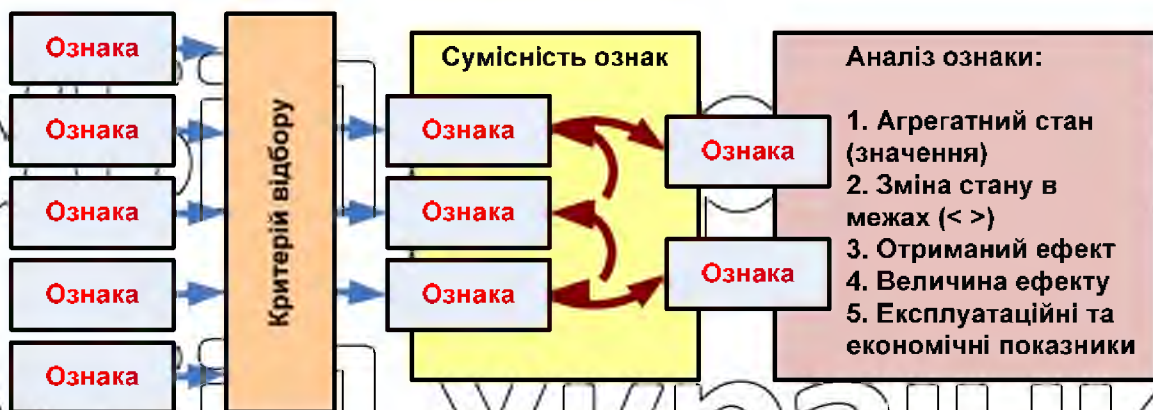


Рисунок 2.3 – Аналіз ознак об'єкта дослідження

Таблиця 2.2 – Основні критерії удосконалення ЗП

№ з/п	Критерії	Основні
1	Функціональні (призначення), експлуатаційні	Місткість, надійність (безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність), спеціальні: прохідність, маневреність, динаміка функціонування, придатність до сервісного обслуговування
2	Економічні	Витрати матеріалів, енергії, на конструювання, зменшення габаритних розмірів, ощадність, вартість виготовлення та експлуатації

Таблиця 2.3 – Додаткові критерії удосконалення ЗП

№ з/п	Критерії	Допоміжні
1	Технологічні	Трудомісткість виготовлення та експлуатації, можливість розчленування елементів, неперервність технологічного циклу
2	Часові	Трудомісткість виготовлення та експлуатації, можливість розчленування елементів, неперервність технологічного циклу
3	Антропометричні	Ергономічність (вібрації, шум), безпека, екологічність

Проводимо процедуру ранжирування для додаткових критеріїв: час технологічного циклу, час елементів циклу, суміщення елементів циклу, час допоміжних операцій, трудомісткість виготовлення та експлуатації, можливість розчленування елементів, неперервність технологічного циклу, ергономічність (вібрації, шум), безпека, екологічність, робочий процес машини, забезпечення характеристик робочого тіла, оператор і обслуговуючий персонал, виробництво та технічне обслуговування машин (табл. 2.3). При цьому враховуємо додаткові критерії стосовно агрегатних станів (табл. 2.4), отриманого ефекту (табл. 2.5), експлуатаційних ознак (табл. 2.6), зміни стану ознаки (табл. 2.7).

Процедура ранжирування дає змогу визначити важливість критеріїв, їхню

вагову частку. Відсіюємо другорядні, менш важливі критерії.

Таблиця 2.4 – Додаткові критерії з урахуванням процедури ранжирування

№ з/п	Характеристика	Значення 1 (ознака)
1	Проблема	Вантаж
2	Процес	Переміщення
3	Зміна стану	Багато
4	Отриманий результат	Економічний ефект
5	Спосіб реалізації	Технологія (як?), конструкція (чим?)

Таблиця 2.5 – Урахування принципу докладених зусиль й отриманого ефекту

	Автомобіль	Корабель	Літак
Затрати	min	middle	max
Ефект	min	middle	max

Таблиця 2.6 – Додаткові критерії з урахуванням транспортного засобу

№ з/п	Сигнатура ©	Аксиоматика U
1	Корабель	Транспортувати водою
2	Літак	Транспортувати повітрям
3	Автомобіль	Транспортувати землею
4		Транспортувати змішано

Таблиця 2.7 – Оцінка сигнатури “Багато”

	Сигнатура ©	Аксиоматика U	Оцінка
Багато	Транспортний засіб	Об’єкт	Нейтрально
	Технологічний процес	Швидкість	Негативно

Початкова інформаційна база для подальшого вдосконалення: конструкція ТЗ, патенти, технологічні процеси, наукові дослідження, способи досліджень.

Наступним етапом удосконалення ТЗП є перевірка на сумісність ознак.

Порівнюємо характеристики, наведені в табл. 2.4. Всі вони сумісні.

Далі вдосконалення ТЗП автопоїзда здійснюватимемо з урахуванням його ознак, вибраних із загального переліку ознак (табл. 2.8).

Таблиця 2.8 – Характеристики ознак об’єкта

№ з/п	Характеристика	Значення 1 (ознака)	Значення 2 (ознака)
1	Розмір	Великий Малий Посередній	
2	Матеріал (хімічний склад)	Сталь Чавун Сплав Пластмаса Дерево Камінь	Твердий М’який Пористий Суцільний Гладкий Абразивний Однорідний Неоднорідний
3	Положення (розміщення) відносно іншого об’єкта	Нахилене Вертикальне Горизонтальне	Внутрішнє Зовнішнє Проміжне
4	Структура	Суцільна Складова Змінна	Кристалічна Аморфна
5	Процес	Передає	Сортує/Переставляє
		Перетворює	Розділяє (дробить) Об’єднує Додає (збільшує)
6	Явища, задіяні в процесі	Накладання явищ Розділення явищ Збіг (резонанс)	Силовий (механічний) Гідравлічний Тепловий Ультразвуковий Світловий Електромагнітний Гравітаційний

7	Об'єкт, з яким взаємодіє	Найвигідний Відсутній Періодично взаємодіє	
8	Стан у часі	Постійні Змінні: спадають, зростають, пульсують	Повільна зміна агрегатного стану Різка зміна агрегатного стану (удар)

Отже, база знань для моделювання конструкції зчіпного пристрою містить вісім характеристик із відповідними ознаками.

2.2. Метод почленної диз'юнкції

Суть методу почленної диз'юнкції полягає в тому, що вибірку елементів, які мають спільні ознаки і властивості, перетворюють на основі заданого критерію [12,18]. Метод почленної диз'юнкції використовується для формування характеристик і властивостей автомобілів чи їх агрегатів. Це здійснюється на основі початкової інформації (вибірки) про автомобілі і їх застосування.

З вибірки предметів, які можуть мати спільні ознаки і властивості, а в цілому об'єднуватися між собою за сукупністю ознак можна вибрати ті предмети, що мають спільну властивість або критерій [7,18].

Метод почленної диз'юнкції дозволяє якісні ознаки технічної системи перепов'язувати між собою на основі вибраного критерію. Новий критерій перепов'язує ознаки системи і показує вагомість тої чи іншої ознаки при вибраному критерії.

За правилами морфологічного середовища [18] запишемо граф моделювання конструкції тягово-зчіпного пристрою розчленованого транспортного засобу, наприклад, автопоїзда. Застосуємо метод почленної диз'юнкції, який дає змогу перепов'язувати якісні ознаки технічної системи між собою згідно із вибраним критерієм. Новий критерій перепов'язує ознаки системи і показує вагомість тієї чи іншої ознаки за вибраним критерієм.

Під час упорядкування інформації, пов'язаної з удосконаленням конструкції машин, запропоновано питання, що стосуються проблеми функціонування машин, розділяти на взаємопов'язані множини: сукупність ознак, ознаки і характеристики ознак. Таке впорядкування дає можливість розділити загальний обсяг знань на окремі логічні області, а подання утворених предикатів у графічному вигляді сприяє візуалізації дослідженої проблеми і швидкому сприйняттю наповненості інформаційним матеріалом тих чи інших підрозділів тематики. Запропонований метод особливо ефективний для великих масивів знань. Для демонстрації суті такого впорядкування наведемо приклад із використанням тільки невеликої кількості елементів.

Множина "Сукупність ознак" $R = \{r^i\}$ містить три предмети – значення сукупності ознак, тобто $i = 1, \dots, 3$, де r^1 = тягово-зчіпні пристрої (ТЗП); r^2 = опорно-зчіпні пристрої (ОЗП); r^3 = комбіновано-зчіпні пристрої (КЗП).

Множина "Ознаки" $U = \{u^i\}$ містить три предмети – значення ознак, тобто $i = 1, \dots, 3$, де u^1 = жорсткі; u^2 = пружно-демпфуючі; u^3 = із напрямними.

Множина "Характеристики ознак" $L = \{l^i\}$ містить п'ять предметів – значень характеристики ознак, тобто $i = 1, \dots, 5$, де l^1 = „гак-петля“; l^2 = кульові; l^3 = вилка-петля; l^4 = фіксація шворня; l^5 = стопор бокових роликів.

Введемо достатньо чітко окреслену множину $Q = \{q^i\}$ областей інтелектуальних знань $q^i, i = 1, \dots, 8$, тобто:

$$Q = \{q^i\}, i = 1, \dots, 8 \quad (2.1)$$

Можна побудувати парадигматичну таблицю, що відображає зв'язок між областю локалізації інтелектуальних знань q^i і предметними змінними l, u, r (табл. 2.9).

Опишемо, що означає, наприклад, область локалізації інтелектуальних знань $q^1 = r^1 u^1 l^1$ = тягово-зчіпні пристрої \vee жорсткого типу зв'язку між ланками

автопоїзда \vee з'єднання „гак-петля”. $q_4 = r_2 u_2 l_4 =$ опорно-зчіпні пристрої \vee
пружно-демпфуючого зв'язку між ланками автопоїзда \vee із фіксацією шворня.
Виконаємо операцію почленної диз'юнкції якомога більшої кількості

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

споріднених рівностей [3]. Введення почленної диз'юнкції із використанням спорідненої рівності зумовлене необхідністю отримання локальних областей інтелектуальних знань. Такі області можуть містити більше ніж одну обчислювану обмежену кількість ознак і предметних областей досліджень.

Таблиця 2.9 – Зв'язок між областю локалізації інтелектуальних знань q^i та предметними змінними l, u, r

Сукупність ознак	Ознаки	Характеристики ознак	
r1 ТЗП	u1	l1 „гак–петля”	$r1u1l1 = q1$
r1 ТЗП	u1 жорсткі	l2 кульові	$r1u1l2 = q2$
r1 ТЗП	u1 жорсткі	l3 вилка–петля	$r1u1l3 = q3$
r2 ОЗП	u2 пружно-демпфуючі	l4 фіксація цвора	$r2u2l4 = q4$
r2 ОЗП	u2 пружно-демпфуючі	l5 стопор бокових роликів	$r2u2l5 = q5$
r1 ТЗП	u2 пружно-демпфуючі	l1 „гак–петля”	$r1u2l1 = q6$
r1 ТЗП	u2 пружно-демпфуючі	l2 кульові	$r1u2l2 = q7$
r3 КЗП	u3 напрямними	l3 „гак–петля”	$r3u3l3 = q8$

$$\begin{aligned}
 r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) &= q1 \vee q2 \vee q3; & r2u2(l4 \vee l5) &= q4 \vee q5; \\
 r1u2(l1 \vee l2) &= q6 \vee q7; & r3u3l3 &= q8.
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

Формуємо функцію переходу від предметної області інтелектуальних знань q до локальної області досліджень експерта m , у професійну діяльність якого входить ця область дослідження q .

$$q1 \vee q2 \vee q3 \vee q8 = m1; \quad q4 \vee q5 \vee q6 \vee q7 = m2.
 \tag{2.3}$$

Тобто експерт залежно від поставленої проблеми може звузати загальну предметну область знань до локальної відповідно до поставленого завдання або на основі прийнятих критеріїв. Це можна сприймати як формальні обмеження для локальної задачі.

Враховуючи залежності предметних областей інтелектуальних знань q від

предметних змінних r, l, u (2.2) та зв'язок між предметними областями інтелектуальних знань q і локальними сферами досліджень експерта m (2.3), залежності локальних областей m від предметних змінних r, l, u подамо у вигляді:

$$m1 = r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) \vee r3u2l1; \quad m2 = r2u2(l4 \vee l5) \vee r1u2(l1 \vee l2), \quad (2.4)$$

Предикат $P(r, l, u, m)$ до описує зв'язок між локальними досліджень експерта m та предметними змінними r, l, u , має такий вигляд:

$$P(r, l, u, m) = m1r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) \vee m1r3u2l1 \vee m2r2u2(l4 \vee l5) \vee m2r1u2(l1 \vee l2) \quad (2.5)$$

Предикат P можна наочно зобразити у графічному вигляді (рис. 2.4). З графічного зображення видно, що в локальних областях досліджень, де домінують дослідження для характеристик ознак $l1, l2$ (такі способи з'єднання

зчіпних пристроїв, як „гак-петля” і кульові), спостерігається накопичення однотипних знань. Тому дослідження в цій області проводиться інтенсивно і є актуальними.

Отже, база знань для моделювання конструкції зчіпного пристрою повинна стосуватися тягово-зчіпних пристроїв із переважанням інформації стосовно

пристроїв таких типів, як кульові $l1$ і „гак-петля” $l2$. Пристрої малого розміру, виготовлені зі сталі, задіяні в процесі передавання (у цьому випадку зусиль).

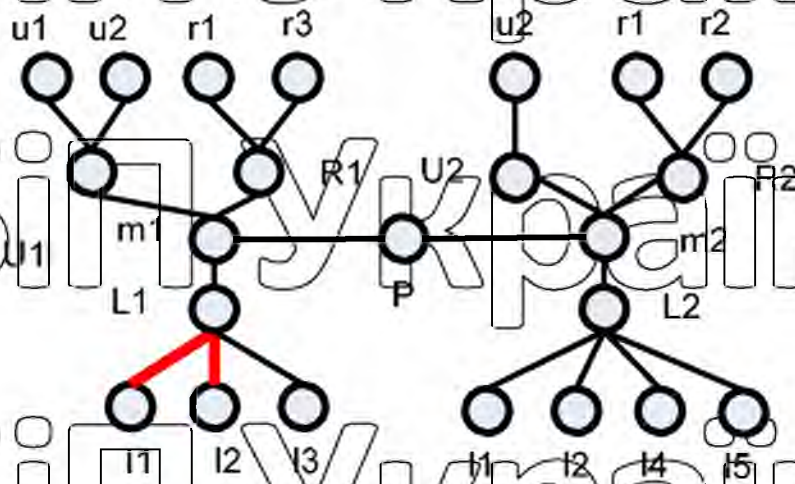


Рисунок 2.4 – Предикат P відношень значень змінної m локальних областей досліджень, пов'язаних із удосконаленням зчіпних пристроїв ТЗ, таких як „гак-петля” $l1$ і кульові $l2$

2.3. Розроблення технічного рішення для тягово зчіпного пристрою

На основі підбирання знань за вказаними ознаками (підр. 2.2) проаналізовано характерні конструкції, наведені в розділі 1, та їх здатність забезпечити функціонування ТЗП з певними експлуатаційними властивостями [8].

Результатом є конструкція [11] зчіпного пристрою плаваючого типу (рис. 2.5), який розміщений між тяговим органом і дишлем причепа, виконаного у вигляді повзуна, що рухається по напрямній, прикріпленій до тягового органу. Згідно з винаходом, між дишлем причепа і тяговим органом встановлено пневмобалон і амортизатор двосторонньої дії, а пневмобалон через клапан з'єднано із ресивером. Клапан керується блоком керування на основі сигналів від датчиків навантаження та пришвидчення.

Зіставлення конструкції із прототипом (див. рис. 1.5) дає змогу зробити висновок, що заявлене технічне рішення характеризується новизною, оскільки містить пневмобалон, жорсткість якого може змінюватись у різних режимах руху автопоїзда на основі інформації про експлуатаційні характеристики автопоїзда.

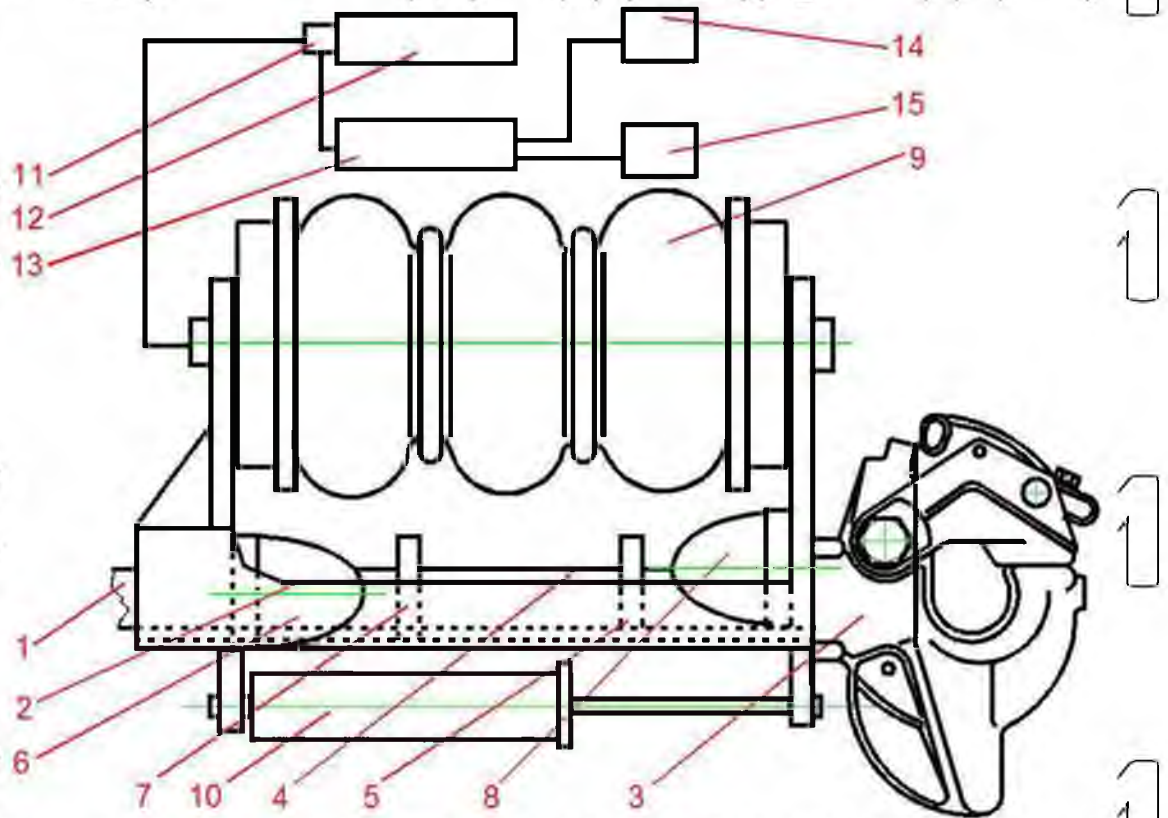


Рисунок 2.5 – Тягово-зчіпний пристрій

Тягово-зчіпний пристрій містить дишель причепа 1, який закінчується повзунком 2, напрямну 3, з'єднану із тяговим органом 4. На повзуні 2 встановлено обмежувальний буфер 6 і опорну пластину 7, на напрямній 3 – обмежувальний буфер 8 й опорну пластину 7, а на напрямній 3 – обмежувальний буфер 8 й опорну пластину 5. Дишлем 1 причепа тяговий орган 4 також пневмобалоном 9 з'єднано із амортизатором двосторонньої дії 10. Пневмобалон 9 через клапан керування 11 з'єднано із ресивером 12. Клапан керування 11 під'єднано до блока керування 13. До блока керування 13 також під'єднано датчик вантажності 14 і пришвидження 15.

Пристрій працює так. Коли автопоїзд рушає, завдяки інертності причепа двигун витрачає потужність тільки на зрушування маси тягача. Прицеп в цей час залишається нерухомим, оскільки повзун 2 дишля 1 ковзає по напрямній 3 доки опорна пластина 5 не впреться у буфер 6 напрямної 3. При цьому також розтягуються пневмобалон 9 і амортизатор. Після деформації буфера 6 через опорну пластину 5 тягове зусилля від двигуна передається на дишель 1 причепа і причеп рушає з місця. Швидкість рушення причепа визначається жорсткістю пневмобалона 9. Можливі ривки причепа згладжує амортизатор 10. Жорсткість пневмобалона 9 визначається кількістю повітря, що подається із ресивера 10 за допомогою клапана керування 11 на основі сигналу з блока керування 12. Блок керування 12 отримує інформацію із датчиків вантажності 13 та пришвидження 14, розміщених на причепі й на тягачі. Пристрій відповідно працює і під час гальмування, тільки тоді опорна пластина 7 впирається у буфер 8.

Висновки до розділу 2

У фазі концептування при визначенні структура і параметри автомобіля чи ТЗН системний аналіз і синтез проводяться на феноменологічному рівні.

Вже у наступних фазах проектування, конструювання застосовується параметричний синтез та оптимізація автомобіля та його елементів.

Запропоновано морфологічне середовище системного аналізу та синтезу нових конструкцій, яке б дало можливість підвищити ефективність процесу проектування та якість створюваних конструкцій.

Морфологічне середовище дає змогу формувати базу знань заданої структури і на основі визначених критеріїв відсиловати менш вагомую інформацію.

Це дає можливість опрацювати і впорядкувати великі обсяги інформації, зокрема щодо конструкцій ТЗП та характеристик ланок БЛАП, і запропонувати ефективні конструктивні рішення.

Для подальшої побудови математичних моделей руху багатоланкових автопоїздів зі зчіпними пристроями різних конструкцій запропоновано використовувати в морфологічному середовищі метод почленної диз'юнкції. Для

випадку концептування автопоїзда чи його ТЗП запропоновано використовувати

додаткові критерії з урахуванням процедури ранжирування типу транспортного засобу. Також передбачено урахування принципу докладених зусиль й отриманого ефекту. Проведена оцінка сигнатури "Багато".

На основі структурного аналізу і синтезу ознак ТЗП запропонована конструкція для подальших досліджень.

РОЗДІЛ 3. ФОРМУВАННЯ МЕТОДИКИ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

3.1. Дослідження роботи зчепних пристроїв багатоланкових транспортних засобів за допомогою графів

При дослідженні експлуатаційних властивостей автопоїздів, їх ТЗП слід враховувати особливості конструкції, кінематики, геометричні і силові параметри, умови та режими руху.

Для загальних випадків доцільно використовувати рівняння Лагранжа другого роду оскільки вони мають єдину методику вирішення якнайширшого кола задач для різних технічних систем.

Але точна модель реальної роботи автопоїзда призводить до занадто складних рівнянь, що містять велику кількість невизначених параметрів і модель втрачає практичну цінність.

Тому в випадках вузьких завдань досліджень доцільно використовувати спрощені варіанти повної математичної моделі. Спрощені або наближені моделі не враховують в повному об'ємі фізичні процеси, що протікають при функціонуванні БЛАП, але є простішими в використанні.

Тому в таких випадках доцільно скористатися записом робочих процесів руху автопоїзда за допомогою принципу Даламбера. Такий підхід зменшує трудозатрати при формуванні математичної моделі і її відлагодженні.

Використання графів структури ТЛАП дозволяє класифікувати і систематизувати їх конструкції і також зменшити трудозатрати.

Побудуємо кінематичну схему ТЛАП (рис. 3.1) із використанням графів його структури [6].

Під графом структури конструктивної схеми машини розуміємо такий граф, який показує зв'язки елементів машини з урахуванням її будови і зовнішніх впливів. Елемент схеми – жорстке інерційне тіло різноманітного конструктивного

змісту відображають кружком; жорсткий кінематичний зв'язок між двома елементами – прямою лінією, пружкий зв'язок – хвилястою.

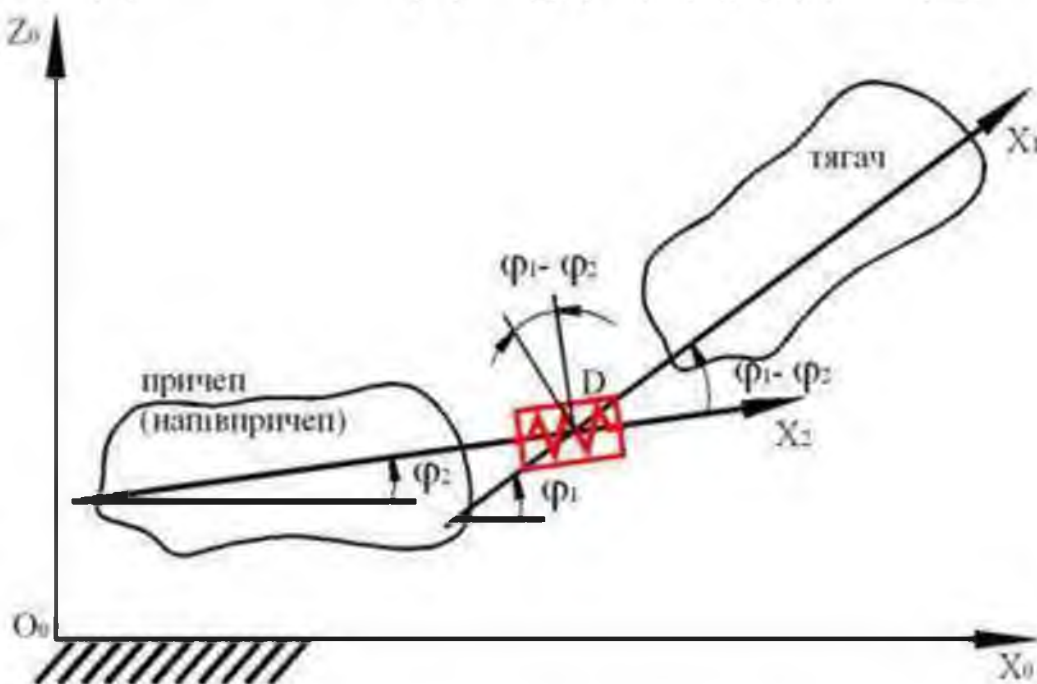


Рисунок 3.1 Приклад ДІАН "Автотягач – причеп (напівпричеп)" із ТЗП, що рухається у нерухомій вертикальній площині: $X_0 O_0 Z_0$ – нерухома вертикальна позовжня площина руху ТЗП, D – тягово-зчіпний пристрій

Конструкції різних транспортних засобів відповідають тим функціям, для яких вони створені. В якомусь одному класі ТЗ можна виконати класифікацію, яка, зазвичай, зорієнтована на функціональне призначення машин, і провести дослідження конструкцій та експлуатаційних властивостей. Отримані результати стосуються тільки невеликої частини машин цього класу.

Конструкцію ТЗ зручно зображати за допомогою графу конструктивної схеми, на основі якого, залежно від поставлених завдань досліджень, можна сформувати граф структури рівневих зв'язків узагальнених координат математичної моделі. Під графом структури рівнів узагальнених координат математичної моделі розуміємо такий граф, який показує перелік узагальнених координат у математичній моделі та структуру їх рівнів. Для відображення структури рівнів узагальнених координат їх розміщують за рівнями і позначають ці рівні послідовно знизу вгору, починаючи з нульового; на одному рівні

розташовані узагальнені координати однакового фізичного змісту.

НУБІП УКРАЇНИ

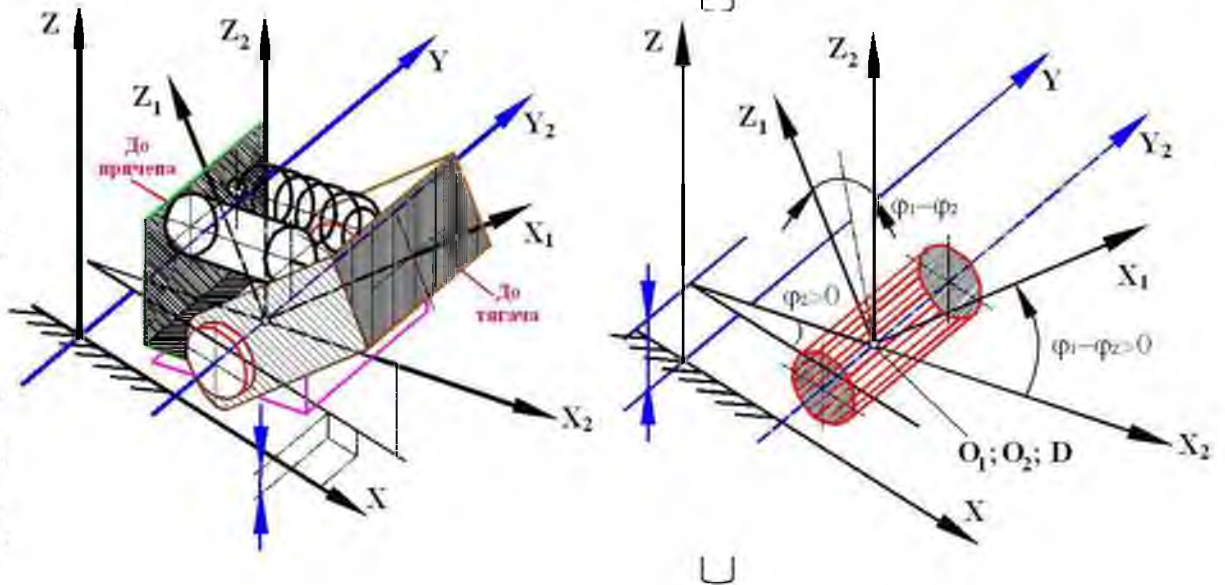


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема загального випадку ТЗП під час руху ТЛАП у вертикальній поздовжній площині

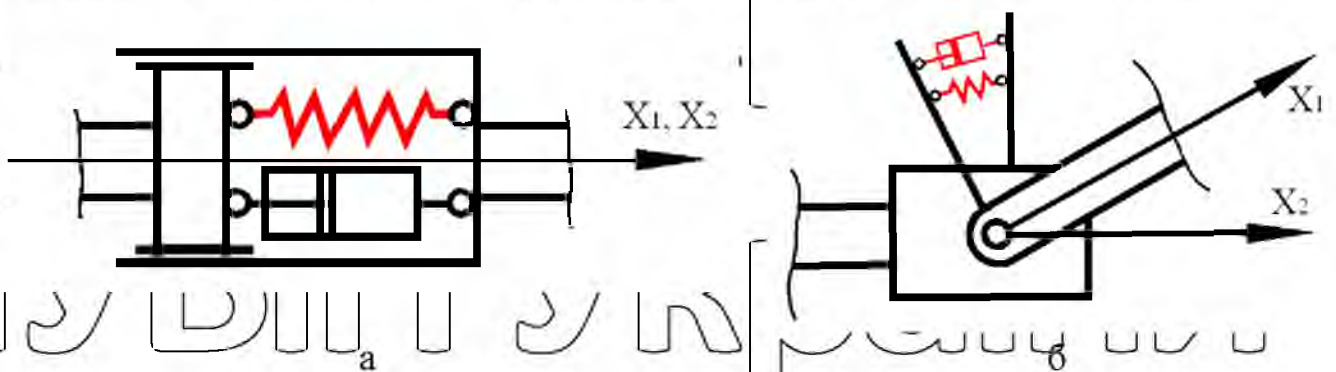
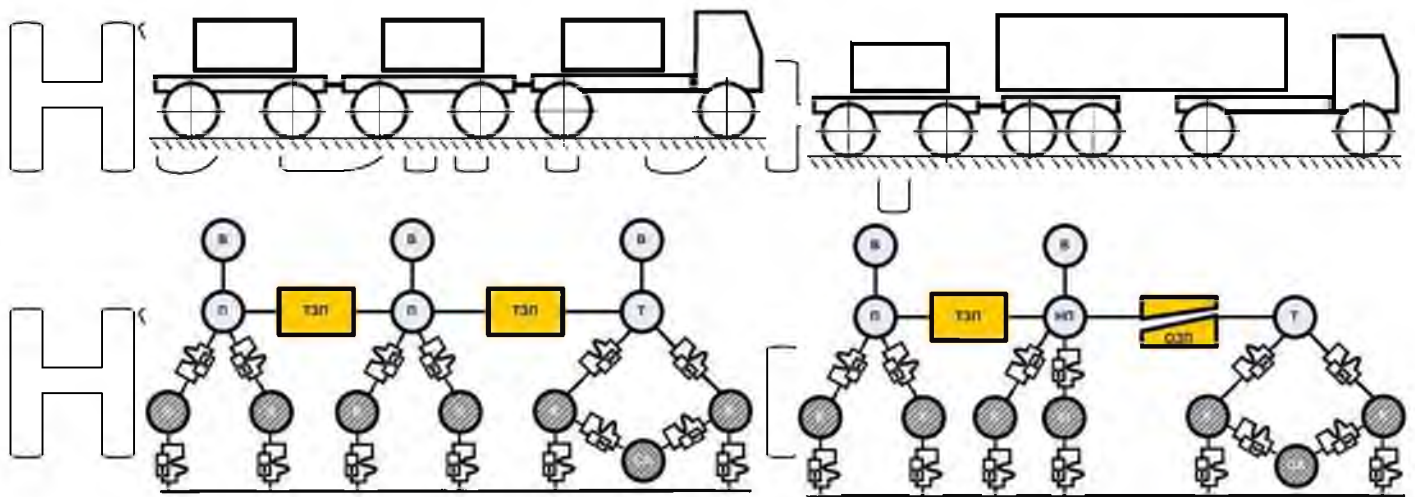


Рисунок 3.3 – Конструктивні схеми часткових випадків ТЗП під час руху ТЛАП у вертикальній поздовжній площині: а – поступальна пара; б – ебертальна пара

Графи структури рівнів узагальнених координат дають змогу побудувати математичні моделі роботи ТЛАП із заданим видом ТЗП з урахуванням зовнішніх механічних характеристик їх силових агрегатів, трансмісії, якості покриття та профілів доріг, якими вони рухаються. При цьому можна під різн конструкції зчідних пристроїв використовувати подібні математичні моделі.

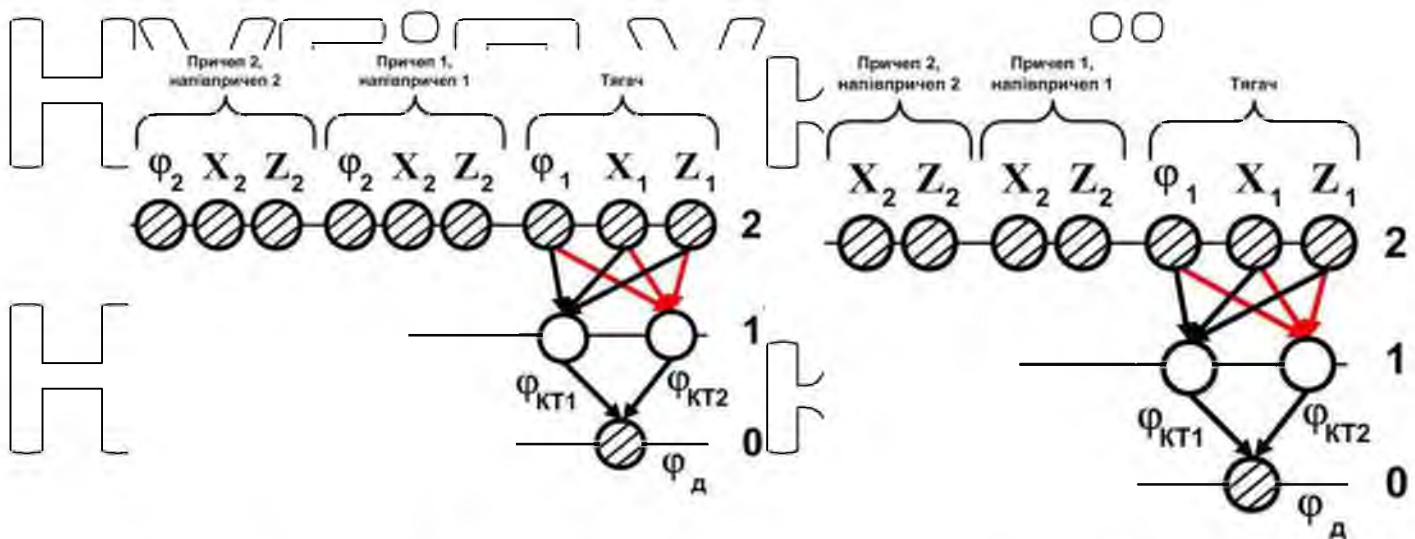
НУБІП УКРАЇНИ



а

б

Рисунок 3.4 – Граф структури конструктивних схем ТДАП із причепом (а) і напівпричепом (б); Т – тягач; П – причеп; НН – напівпричіп; СА – силовий агрегат із трансмісією; **—** – пасивний жорсткий кінематичний зв’язок між елементами ТДАП; – пасивний пружно-дисипативний кінематичний зв’язок між елементами ТДАП; – елемент, на який діє зовнішнє кінематичне збурення (від профілю дороги); – елемент, на який діє зовнішнє силлове збурення (крутний момент, що діє на колінчастий вал двигуна)



а

б

Рисунок 3.5 – Кінематичні діаграми конструктивних схем ТДАП із причепом (а) і напівпричепом (б); $\varphi_{KT1}, \varphi_{KT2}$ – кут повороту причепа і напівпричепа відповідно; φ_d – кут повороту тягача

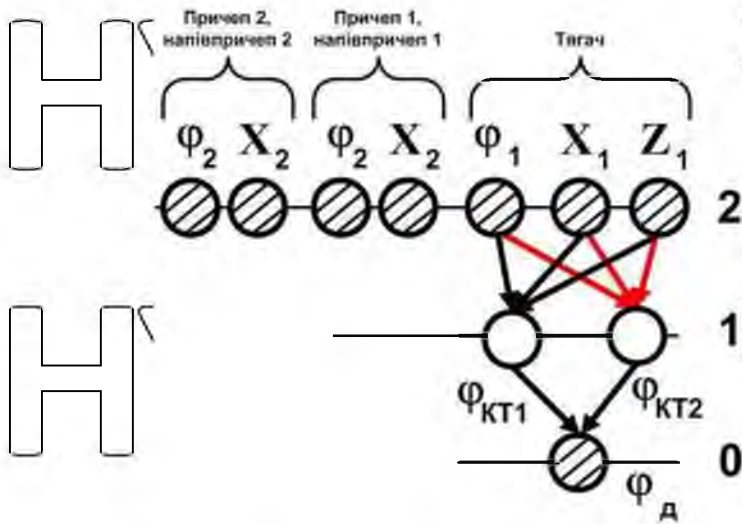


Рисунок 3.6 – граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи ТЛАП із ТЗП, що

містять конструктивні схеми загального та часткових випадків:

а – відповідно до конструктивної схеми ТЗП на рис. 3.2;

б – відповідно до конструктивної схеми ТЗП на рис. 3.3,а;

в – відповідно до конструктивної схеми ТЗП на рис. 3.3,б

ϕ_0 – кут повороту вихідного вала силового агрегату, приведеного до півосі ведучого колеса тягача; ϕ_{KT1}, ϕ_{KT2} – кути повороту півосей ведучих коліс тягача;

$X_i, \phi_i, Z_i, i=1,2$ – координати початків O_i систем координат X_i, O_i, Z_i , що жорстко пов'язані із корпусом тягача ($i=1$) і рамою напівпричепа ($i=2$); 0, 1, 2 – номери рівнів узагальнених координат математичної моделі ТЛАП.

На основі загального рівняння динаміки механічної системи інерційних жорстких тіл, записаного в узагальнених координатах [9] для ТЛАП з графами структури конструктивних схем (рис. 3.4), в яких використано ТЗП загального випадку (рис. 3.2) і яким відповідає граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи цих ТЛАП (рис. 3.5, а), можна побудувати математичну модель, яка у матричному записі має вигляд:

$$\begin{bmatrix} \ddot{X}_1 & \dots & \ddot{X}_p \\ \ddot{Z}_1 & \dots & \ddot{Z}_r \\ \ddot{\phi}_1 & \dots & \ddot{\phi}_s \\ \ddot{\phi}_{KT1} & \dots & \ddot{\phi}_{KTl} \\ \ddot{\phi}_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & \dots & a_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{k1} & \dots & a_{kn} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{s1} & \dots & a_{sn} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{l1} & \dots & a_{ln} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & \dots & a_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_1 & \dots & \ddot{X}_p \\ \ddot{Z}_1 & \dots & \ddot{Z}_r \\ \ddot{\phi}_1 & \dots & \ddot{\phi}_s \\ \ddot{\phi}_{KT1} & \dots & \ddot{\phi}_{KTl} \\ \ddot{\phi}_0 \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

де $n, k, p, r, w, f, d \in \{1, \dots, N\}$.
 Тобто математична модель роботи ТЛАП, побудована із використанням графів із рис. 3.5, а, повинна містити дев'ять звичайних диференціальних рівнянь

другого порядку. За допомогою цієї математичної моделі можна досліджувати

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

вплив на ефективність роботи ТЛАП:

- 1 – зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, параметрів трансмісії;
- 2 – характеристик складових трансмісії, якості покриття та профілю дороги;
- 3 – вагових та геометричних характеристик вантажу;
- 4 – пружно-демпфуючих характеристик підвіски тягача та причепа (напівпричепа);
- 5 – характеристик ТЗП;
- 6 – чинників, що впливають на паливну економність.

Як видно з перелічених можливостей математичної моделі, побудованої на графах структури рівнів узагальнених координат (рис. 3.5), вона достатньо потужна і дає багато можливостей моделювання реальних процесів експлуатації ТЛАП. Недоліком такої математичної моделі є її багатопараметричність та громіздкість.

У випадку, коли необхідно дослідити окремі аспекти роботи ТЛАП або роботу їх окремих складових, доцільно будувати математичні моделі на основі часткових випадків графів структури конструктивних схем ТЛАП (рис. 3.4) та графів структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи ТЛАП (рис. 3.5). Якщо не досліджується вплив трансмісії та двигуна тягача на його роботу, доцільно будувати математичні моделі роботи ТЛАП з різними ТЗП на основі часткових випадків графів структури рівнів узагальнених координат, які наведено на рис. 3.5. Ці математичні моделі неспроможні моделювати рушання ТЛАП та перемикання передач коробки передач під час їх руху, але максимально пристосовані для виконання поставлених завдань конкретного дослідження, тобто ними простіше користуватись під час дослідження роботи ТЛАП, який рухається на певній, незмінній передачі коробки передач.

Дослідження роботи ТЛАП із різними ТЗП під час руху тягача із наперед заданою швидкістю доцільно проводити за допомогою математичних моделей, що побудовані на основі часткових випадків графів структури рівнів узагальнених координат, наведених на рис. 3.5. Вони неспроможні моделювати вплив роботи двигуна та трансмісії тягача на рух ТЛАП, але максимально пристосовані для

виконання поставлених завдань конкретного дослідження. ○○

Математична модель роботи ТЛАП під час руху тягача із наперед заданою швидкістю із ТЗП конструктивної схеми (рис. 3.3,б) на основі графу структури рівнів узагальнених координат (рис. 3.5,в) матиме такий вигляд:

$$\begin{array}{cccc|c|c} a_{22} & a_{23} & a_{25} & a_{26} & Z_1 & Q_1 \\ a_{32} & a_{33} & a_{35} & a_{36} & \Phi_1 & Q_3 \\ a_{52} & a_{53} & a_{55} & a_{56} & Z & Q_5 \\ a_{62} & a_{63} & a_{65} & a_{66} & \Phi & Q_6 \end{array} = \begin{array}{c} * \\ * \\ * \\ * \end{array} \quad (3.2)$$

Дослідження автономної роботи тягача ТЛАП (рис. 3.6) доцільно здійснювати за допомогою математичної моделі (3.2), що побудована на основі часткового випадку графу структури рівнів узагальнених координат, які подано на рис. 3.5. Така модель простіша порівняно із моделлю руху ТЛАП.

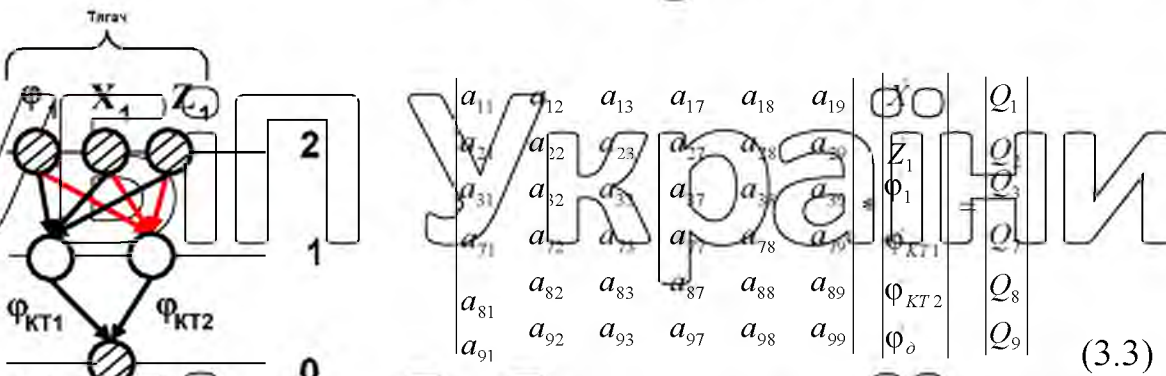


Рисунок 3.6 – Граф структури рівнів узагальнених координат та математична модель автономної роботи тягача ТЛАП

Ілюстрацією використання графів для побудови математичної моделі роботи ТЛАП, яка максимально пристосована до виконання поставлених завдань конкретного дослідження, може бути приклад дослідження роботи легкового автомобіля із напівприцепом [70], який має ТЗП, наведений на рис. 3.2.

3.2. Узагальнена математична модель руху багатоланкових автопоїздів

Математичну модель функціонування ТЛАП із причепом сформуємо на

основі розрахункової схеми (рис. 3.7). У розрахунковій схемі КБТЗ виділено

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

основні елементи КТЗ із ТЗП та пружно-демпфувальні зв'язки між ними, ведучі та керовані колеса.

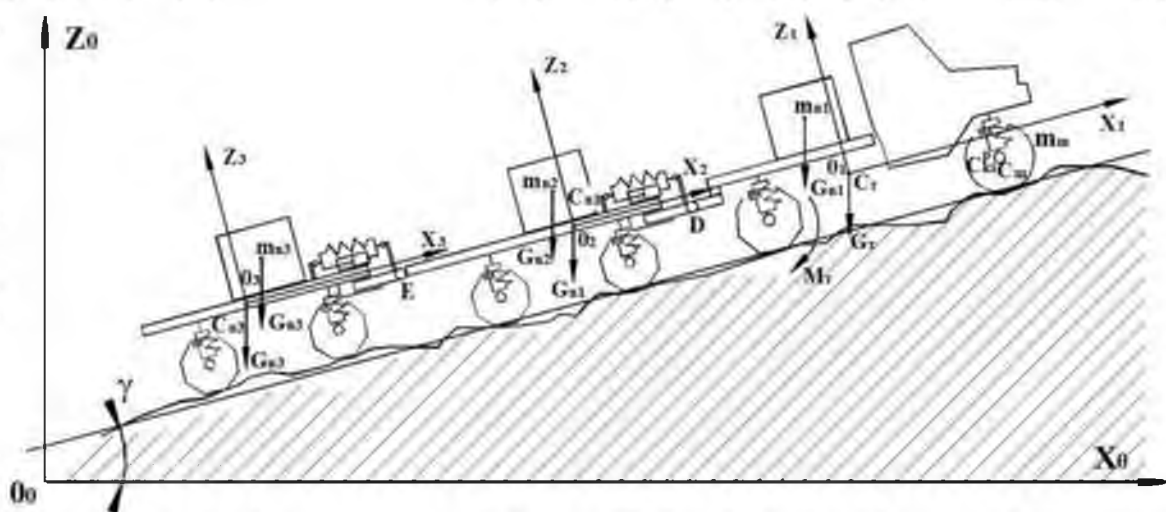


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема ТЛАП із причепом асс напівпричепом

Надалі використані загальноприйняті для досліджень функціонування ТЛАП припущення [70, 72, 96, 137–139]:

1. Обмежуючи дослідження неусталеного руху ТЛАП плоским, розрахункову схему вважаємо плоскою.

2. Тягач та причепи ТЛАП – жорсткі інерційні тіла.

3. Інерційність елементів приводу ходової частини тягача приведена до ведучих коліс і розподілена пропорційно до розподілу між ними крутного моменту від силового агрегату.

4. Механічна характеристика силового агрегату тягача побудована на базі тягових характеристик двигуна ТЛАП.

5. Колеса ТЛАП мають радіальну податливість, а колеса його ведучих мостів ще і тангенціальну податливість, яка залежить від кута їх закручення.

6. Сумарний момент гальм коліс ТЛАП функціонально залежить від часу.

7. Величини сил опору руху коліс ТЛАП функціонально залежать [89] від сил притискання X до дороги.

8. Негоризонтальний і непрямолінійний макропрофіль дороги є функцією поздовжньої координати X_d нерухомої системи XOZ , а мікропрофіль дороги має

Також для порівнянні результатів обчислень знаходимо величину динамічного навантаження усього три ланкового автопоїзда:

$$F_{Ta} \in m_{Ta} j_{a\max}$$

де m_{Ta} – загальна повна маса триланкового автопоїзда;

$j_{a\max}$ – максимальне сповільнення триланкового автопоїзда, яке вираховуємо за рівнянням (3.22) у разі розгону і за рівнянням (3.34) – у разі гальмування. Такий підхід щодо динаміки навантажень та покращення пружно-емфуючих характеристик ТЗП триланкового автопоїзда дає змогу підібрати раціональні значення параметрів ТЗП між окремими ланками триланкового автопоїзда.

3.5. Спрощена математична модель триланкового автопоїзда

В параграфах 3.3 і 3.4 на основі принципу Даламбера було проведено спрощення математичної моделі (3.4). Метою є визначення динамічних навантажень триланкового автопоїзда під час неусталених режимів руху (розгону і гальмування) з урахуванням характеристик ТЗП.

Враховуючи значні жорсткості несучих конструкцій триланкового автопоїзда, прийmemo поширені у техніці певні допущення, надамо розрахункову схему у вигляді динамічної системи, що складається із абсолютно жорстких елементів із зосередженими податливостями у ТЗП триланкового автопоїзда. Для спрощення математичної моделі доцільно зовнішні сили, що діють на зчпні ланки триланкового автопоїзда, зображати на розрахунковій схемі еквівалентними складовими, які прикладені в певних точках і являють собою проєкції результуючих поздовжніх сил на осі інерціальної системи координат, рис.3.12.

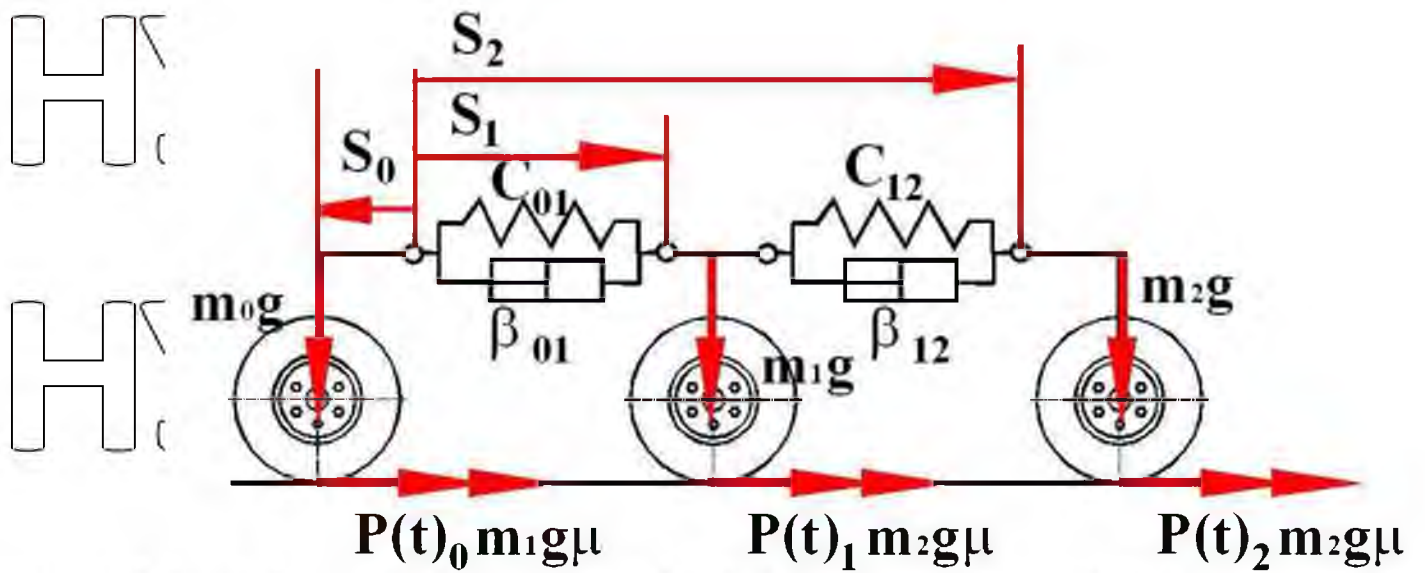


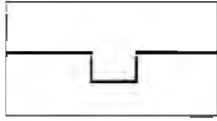
Рисунок 3.12 – Спрощена розрахункова схема триланкового автопоїзда

Диференційні рівняння, які описують нерівномірний рух триланкового автопоїзда, із запропонованими зчипними пристроями між тягачем, першим і другим причепом (див. рис. 3.16), з урахуванням їхніх горизонтальних відносних переміщень цих ланок запишемо у такому вигляді [4, 5]:

Також створіємо набір найпоширеніших моделей профілю дороги [4, 37, 39] (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Найпоширеніші приклади моделей профілю дороги

Графік функції	Вигляд функції
	$f(x) = A \sin x$
	$f(x) = A \sin x$
	$f(x) = AH(x) + B[H(x-a) - H(x-b)]$
	$f(x) = AH(x) - B[H(x-a) - H(x-b)]$



НУБІП України

Продовження таблиці 3.1

Графік функції	Вигляд функції
	$f(x) = x \operatorname{tg} \alpha$
	$f(x) = Ax + B \sin x$ $f(x) = A \sin(\sin x)$

Характер розвитку перехідних процесів від час руху автопоїзда залежить ще і від початкових умов. Вихідними умовами наступних складових руху є кінцеві умови попередніх. Поєднання таких складових дасть змогу досліджувати вже особливості динаміки руху автопоїзда на заданій ділянці дороги.

Надалі були використані числові методи інтегрування систем звичайних диференціальних рівнянь (на прикладі Mathcad 14 компанії РТС). Математична модель інтегрована в програмне середовище і містить механічну систему, підсистему задавання параметрів моделювання і підсистему задавання числових значень параметрів обладнання і початкових умов. Програмне забезпечення дає змогу досліджувати різні експлуатаційні режими роботи багатоланкових автопоїздів. Як приклад розглянуто режим переїзду триланкового автопоїзда через одиночну перешкоду.

Систему звичайних диференціальних рівнянь (3.4) розв'язано числовим методом, для відповідно вибраних параметрів системи, і результати розрахунків представлені у вигляді графічних залежностей на рис. 3.13, 3.14, де наведено вигляд зміни швидкості відносних поздовжніх коливань і зміни кутових коливань автопоїзда для таких характеристик ТЗП, як величина попереднього підтискання



Рисунок 3.13 – Характер зміни швидкості відносних поздовжніх коливань у ТЗП триланкового автопоїзда від його відносних поздовжніх переміщень у разі неусталеного руху автопоїзда

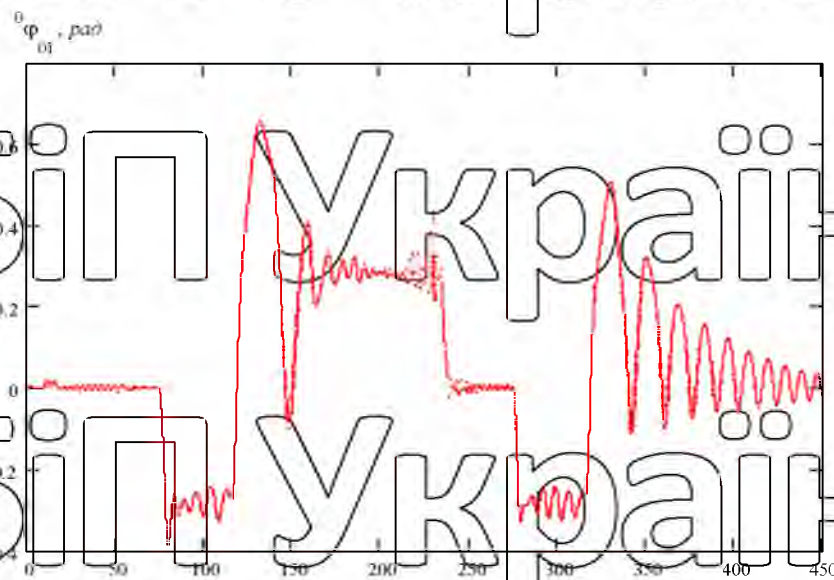


Рисунок 3.14 – Характер зміни кутових коливань автопоїзда у поздовжньо-вертикальній площині залежно від відносних горизонтальних переміщень ланок триланкового автопоїзда

Для прикладу змодельовано також переїзд першого причепа триланкового автопоїзда через одиночну перешкоду (рис. 3.15).

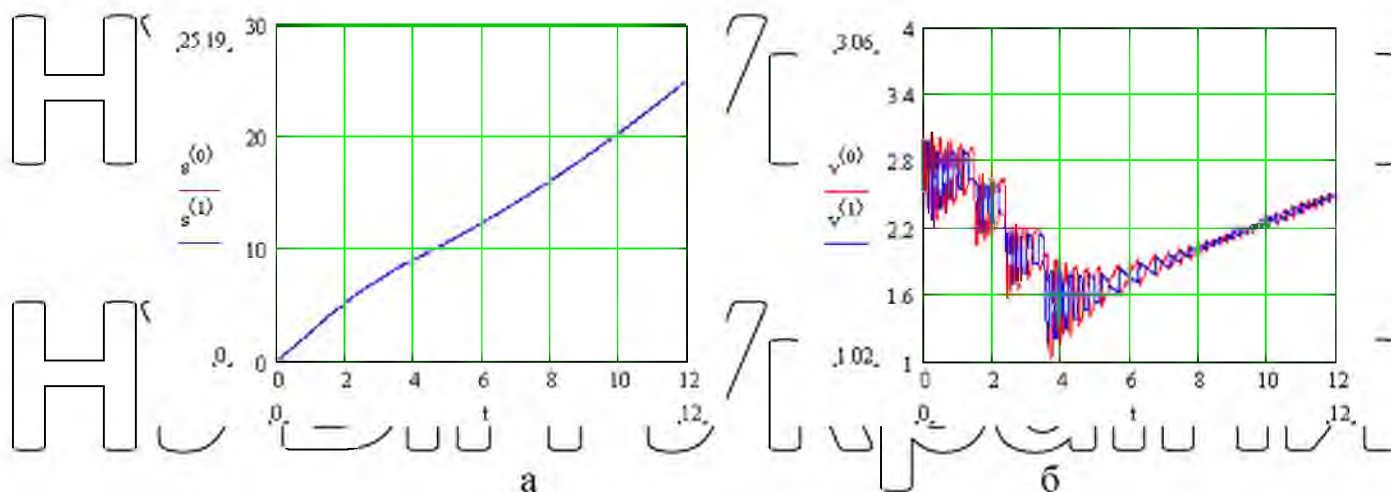


Рисунок 3.15 – Характери пройденого шляху s , м (а) та швидкостей (б) v , м/с ланки автопоїзда як функції часу t під час переїзду через одиночну перешкоду

Попередній аналіз отриманих параметрів і характеристик показав правильність отриманих результатів. Але для дослідження широкого кола спрощених задач необхідна більш поглиблена апробація програмної моделі.

Результатом проведених досліджень була запропонована методика теоретичного дослідження динамічних навантажень багатоланкових автопоїздів:

1. Визначаємо конструктивні схеми БЛАЦ, ЗП на основі їх графів.

2. Узагальнена математична модель руху КБТЗ дає змогу досліджувати найрізноманітніші конструкції та режими руху. На основі поставлених завдань досліджень визначаємо необхідність спрощення узагальненої моделі. В разі необхідності на основі графів структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи ТЛАП з ТЗП спрощуємо узагальнену математичну модель для часткового випадку.

3. Для часткового випадку математичної моделі записуємо механічну підсистему триланкового автопоїзда. Формуємо основні параметри і характеристики складових математичної моделі (масові, інерційні, жорсткісні характеристики ланок автопоїзда, ЗП, режими руху, характеристики профілю дороги, початкові умови руху тощо).

4. У разі необхідності (за відсутності деяких параметрів чи характеристик) проводимо неповний натурний експеримент, щоб отримати їх. Завдяки цьому

можемо перевірити точність матмоделі для конкретних досліджень.

Висновки до розділу 3

Математична модель інтегрована в програмне середовище і містить механічну систему, підсистему задавання параметрів моделювання і підсистему задавання числових значень параметрів обладнання і початкових умов. Програмне забезпечення дає змогу досліджувати різні експлуатаційні режими роботи багатоланкових автопоїздів. Як приклад розглянуто режим переїзду ланки автопоїзда через одиночну перешкоду.

Побудовано математичну модель роботи ТЛАП ТЗП із використанням графів структури їх конструкції (рис. 3.4) і рівнів узагальнених координат (рис. 3.5). Графи дають можливість систематизувати різнотипні конструкції ТЗП і формувати конструкцію такої складності, яка максимально відповідає виконанню поставлених завдань конкретного дослідження.

На основі узагальненої математичної моделі (3.4) запропонована спрощена математична модель (3.37) для дослідження поздовжніх відносних переміщень у ланках ТЛАП.

Розроблено блоки математичної моделі, які описують характеристики трансмісії у різних режимах руху, характеристики зміни навантажень у ТЗП під час розгону за наявності зазору, без зазору і з наявністю експериментального пружного елемента у тягово-зчіпному пристрої триланкового автопоїзда залежно від коефіцієнта жорсткості пружного елемента, які побудовані на основі розв'язання системи диференціальних рівнянь (3.24) за допомогою Mathcad 14.

Головним результатом є розроблена методика теоретичного дослідження динамічних навантажень БЛАП, зокрема безпосередньо визначено величини максимальних динамічних навантажень на ТЛАП в перехідних режимах його руху (зокрема розгону і гальмування) та досліджено, при цьому, характеристики впливу ТЗП різноманітних конструкцій.

Для дослідження широкого кола спрощених задач необхідна більш поглиблена апробація програмної моделі.

РОЗДІЛ 4. АПРОБАЦІЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ НАВАНТАЖЕНЬ ТЯГОВО-ЗУПНІХ ПРИСТРОЇВ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

4.1. Методика експериментальних досліджень тягово-зупних пристроїв колісних багатоланкових транспортних засобів

Одним із основних способів перевірки математичних викладок є експериментальні дослідження. Інженерний експеримент зазвичай пов'язаний із дослідженнями механічних, гідродинамічних, електричних, теплових та інших процесів, що відбуваються у транспортних засобах і їх механізмах. Експерименти й експериментатори можуть відрізнятися один від одного, але планування, проведення і аналіз відбуваються в однаковій послідовності. Залежно від галузі досліджень виникають певні особливості, які потрібно враховувати. Так, ефективність використання транспортного засобу можна поділити на ефективність функціонування самого автомобіля, характеристик взаємодії з оператором (водієм), взаємодії із довкіллям, ефективність обслуговування та ремонту. Тому необхідний плановий аналіз методик експериментальних досліджень з метою вироблення цілісного алгоритму, який би забезпечував ефективність проведених досліджень.

Постановка експерименту може бути зумовлена необхідністю:

- перевірки теоретичних висновків;
- визначення нових властивостей машини;
- демонстрації явищ;
- отримання необхідних значень і параметрів для математичного моделювання.

Математичне моделювання є ефективнішим для визначення експлуатаційних властивостей машин порівняно із повним натурним експериментом. Але для отримання достовірних результатів необхідне налагодження моделі – перевірка її адекватності. Для перевірки адекватності

математичної моделі й пакета прикладних програм доцільно використовувати їх тестування і порівняння з експериментальними даними, що складається з таких етапів [4, 7].

– перевірка адекватності моделей та пакетів на основі аналізу тестових задач статички і динаміки автомобіля або автопоїзда;

– зіставлення результатів відомих досліджень з отриманими результатами;

– зіставлення результатів числового і фізичного експериментів.

Під час проведення фізичного експерименту отримано значення параметрів, які надалі були основними для налагодження математичної моделі. При цьому

важливе значення має правильна організація досліджень. Організація проведення експериментальних досліджень – це визначення логічно взаємозв'язаних етапів робіт, підпорядкованих одній меті. До них належать [47–49]:

– конкретизація теми експериментальних досліджень;

– розроблення теоретичних основ і допущень під час проведення експериментальних досліджень;

– визначення основних і несуттєвих чинників, які впливають на об'єкт експериментального дослідження;

– обґрунтування міри точності вимірів і допустимих похибок під час виконання експериментальних досліджень;

– визначення методики під час здійснення експериментальних досліджень;

– проведення експерименту в природних умовах;

– аналіз і опрацювання отриманих результатів;

– формування висновків і рекомендацій.

На основі проведеного загального поділу експерименту на етапи створюємо варіант, який найбільше відповідає конкретній меті й умовам проведення.

Важливі розроблення методики експерименту (п. 5), організація проведення досліджень, яка істотно залежить від рівня досліджуваного об'єкта:

– мікрорівень характерний для систем типу: агрегати або системи транспортної машини;

– макрорівень характерний для систем, у яких підсистемами можуть бути

об'єкти мікрорівня або їх укрупнені об'єднання типу „машина – доквілля”, „комплекс машин – доквілля”.

– мегарівень – для систем типу “комплекси машин – доквілля” автомобілі в транспортних потоках, автомобілі на підприємстві (їх обслуговування або експлуатація).

На всіх рівнях важливо враховувати взаємозв'язки між об'єктом дослідження (транспортним засобом), технологічним процесом (режимами руху), в якому він задіяний, і середовищем його експлуатації.

Під час експериментальних досліджень особливого значення набувають завдання, пов'язані із організацією робіт, вибором умов і методів експерименту, плануванням натурних експериментів, використанням моделювання для оцінювання отриманих результатів. Тому під час вибору етапів експерименту

враховано можливості проведення експерименту, наявність та забезпеченість випробовувальної бази, допустимі умови роботи засобів забезпечення та вимірювання заданих параметрів, можливість використання інших методів для оцінювання шуканих характеристик та параметрів, можливість проведення конкретних експериментів для окремих агрегатів автомобіля чи складових автопоїзда.

Під час проведення експериментів обсяги експерименту нарощували поетапно, із переходом від менш складного до складнішого випробовування.

Так, для дослідження ТЗП, задіяних у колісному, гусеничному і рейковому транспорті, були прийняті режими роботи за одного варіанта завантаження: номінальні довготривалі режими натягу–стиску; максимальні навантаження; короточасні знакозмінні навантаження; ударні навантаження (ривки). Далі ТЗП досліджували за різних варіантів завантаження автопоїзда і таких режимів руху, як: розгін, гальмування, переїзд через перешкоду, ривок (кидок зчеплення).

Для проведення натурального експерименту використано вантажний автомобіль ЗІЛ-ММЗ-555 із двома двовісними причепами.

Розроблена методика для макрорівня досліджуваних об'єктів враховує всі етапи проведення експериментальних досліджень. До того ж вона дає змогу майже повністю виключити вплив індивідуальних особливостей роботи водія на

режимах рушання автопоїзда і значно зменшити цей вплив. У разі перемикання передач під час форсованого розгону автопоїзда, що забезпечує добру повторюваність результатів випробувань. На режимах рушання це досягається тим, що увімкнення зчеплення відбувається не за рахунок переміщення ноги водія разом із педаллю зчеплення із різним ступенем інтенсивності, а за рахунок швидкого і повного звільнення педалі зчеплення в її крайньому положенні повного вимкнення зчеплення. Завдяки цьому завжди досягається постійний і цілком визначений темп увімкнення зчеплення, що не залежить від індивідуальних властивостей водія. В цьому випадку темп увімкнення зчеплення визначається

зусиллями натискних і відтяжних пружин, приведеною масою педалі, кінематикою приводу і моментами тертя в шарнірах і опорах приводу, тобто тими чинниками, які для певного автопоїзда є величинами постійними.

4.2. Перший та другий етапи апробації комп'ютерних досліджень динамічних процесів у багатоланкових автопоїздах та їх результати

За допомогою програмної моделі змодельовані тривіальні випадки статички і динаміки руху автопоїзда.

Результати відомих досліджень динамічних процесів руху автопоїздів зіставлено із результатами роботи програмної моделі.

Результати роботи проєктованого ТЗП, отримані за допомогою програмної моделі, зіставлено із результатами натурного експерименту, що одержані за допомогою натурної експериментальної установки.

На першому етапі апробації програмної ПМ проводилася перевірка правильності запису рівнянь математичної моделі. Тому були розглянуті такі тривіальні випадки статички і динаміки ТЛАП:

1. ТЛАП перебуває на горизонтальній прямолінійній дорозі. В початковий момент часу всі його елементи у стані врівноваженого спокою (рівняннями динаміки описано нерухомий автомобіль, тобто статичку).

а) двигун та гальма вимкнені, тоді надалі основні елементи БАТЗ повинні

зберігати стан спокою. У цьому випадку результати роботи ПМ полягали в тому, що переміщення основних елементів БАТЗ (похибка точності) не перевищували 10^{-6} м, швидкості переміщень 10^{-5} м/с, присквиднення 10^{-3} м/с²; зусилля у пружних елементах зчленування не перевищувало 100 Н;

Отже, аналіз тривіальних випадків статичної і динамічної БАТЗ за допомогою ПМ показав його високу якість і надійність.

Метою другого етапу апробації програмної моделі є перевірка точності вибраного числового методу з урахуванням особливостей функціонування автомобіля (режими руху, межі зміни параметрів, стійкість числового методу,

тощо). Для цього проведено аналіз результатів відомих досліджень та їх зіставлення із результатами (рис. 4.1) [77], отриманими за допомогою розробленої ПМ (рис. 4.2). За допомогою ПМ ці задачі розв'язано за однакових з наведеними у літературних джерелах значень параметрів ТЛАП.

Зіставлення виконувалось так:

– користуючись можливостями програмної моделі, розв'язували відповідні задачі для дослідження динамічних процесів у БАТЗ. В відсмих літературних джерел вибирали результати розв'язання аналогічних задач динаміки БАТЗ;

– за допомогою програмної моделі розв'язували відповідні задачі за однакових із літературними джерелами значень параметрів БАТЗ.

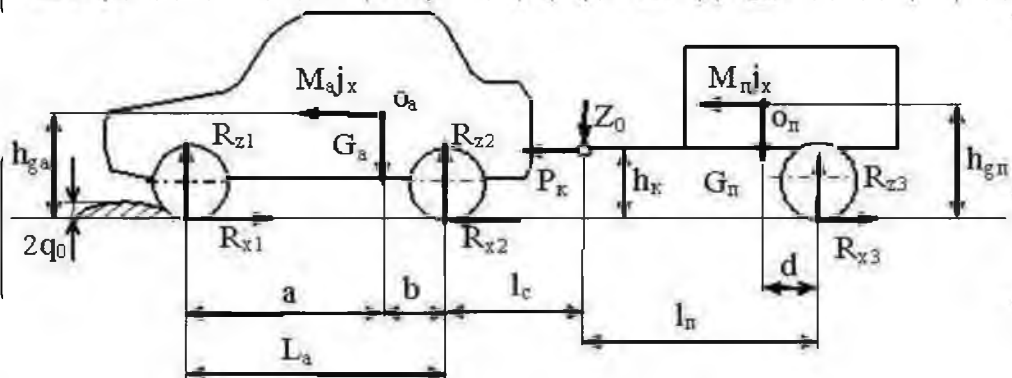


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема малотоннажного автомобільного поїзда

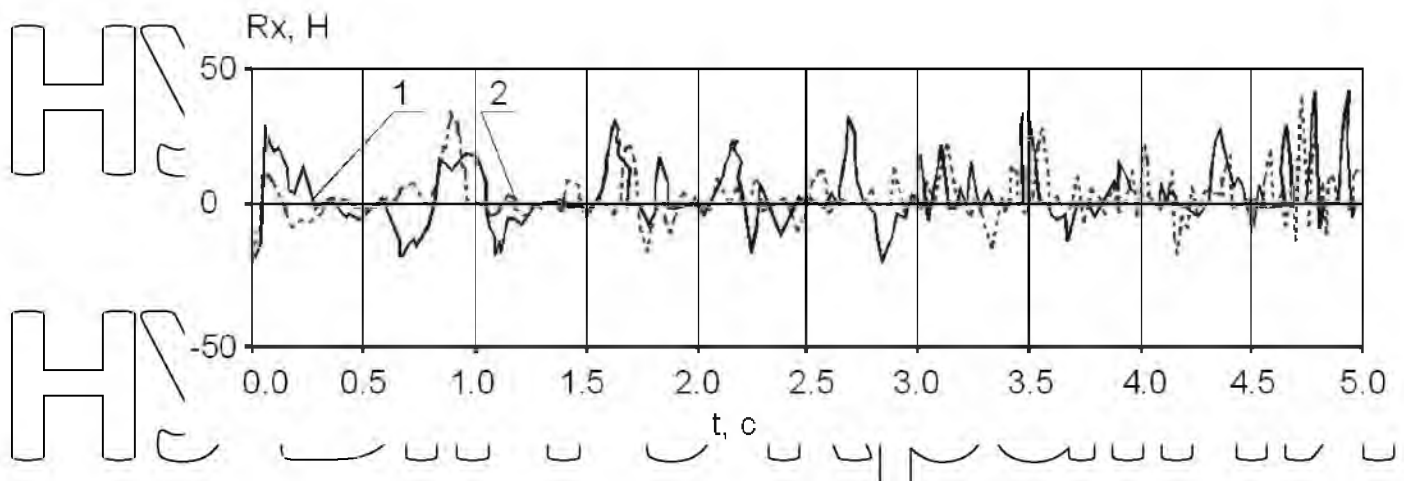


Рисунок 4.2 – Зіставлення результатів характеру зміни поздовжніх реакцій дороги у реальному часі, отриманих у роботі [77] під час нерівномірного руху малотоннажного автомобільного поїзда (крива 1), із результатами матмоделі (крива 2), під час нерівномірного руху триланкового автопоїзда.

Після зіставлення результатів розв'язання цієї задачі (рис. 4.2) зроблено висновок про адекватність розробленої програмної моделі для триланкового автопоїзда і показало невелику розбіжність їхніх значень. Розходження між цими значеннями є у межах 8–19 %. Тому можна стверджувати, що результати, отримані за допомогою розробленої у дисертаційній роботі математичної моделі можна вважати достовірними і придатними для практики.

4.3. Третій етап виробанні математично-комп'ютерного інструментарію щодо дослідження динамічних процесів у БАТЗ та його результати

Випробування багатоланкового автопоїзда (рис. 4.3) проводили на рівній горизонтальній ділянці із сухим асфальтовим покриттям і на ґрунтовому покритті.

Погода була сонячна, без опадів, температура повітря 10–16 °С, атмосферний тиск 760–780 мм рт. ст.



а



б



в



г



д

Рисунок 4.3 – Триланковий автопоїзд (а) із комплексом вимірювальної апаратури (б–д): 1 – інтегрований у вимірювальний комплекс автономний ПК із програмним забезпеченням на базі ноутбука; 2 – модем для дистанційного передавання даних; 3 – модуль АЦП-ЦАП із гальванічною розв'язкою, лініями цифрового введення – виведення; 4 – блок живлення датчиків; 5, 7 – датчики лінійних переміщень; 6 – вібродатчики; 8 – датчик кутових переміщень; 9 – датчик швидкості; 10 – акселерометр; 11 – тензодатчик

Комплекси виміральної апаратури і розроблена методика передбачають можливість розгляду і спеціальних питань: визначення поздовжніх динамічних навантажень ланок автопоїзда, максимально можливих для конкретних умов експлуатації; розмаху коливань крутного моменту в трансмісії під час руху автопоїзда по ґрунтовій дорозі; тих динамічних навантажень, які спричиняють поломки деталей трансмісії; циркуляції потужності в трансмісії повноприводного автопоїзда тощо.

Для реалізації мети оцінювальних випробувань розроблено спеціальну методику випробувань, особливістю якої є одночасне отримання необхідних для порівняння експериментальних характеристик із подальшим їх порівнянням із характеристиками, одержаними за допомогою пакета прикладних програм. Комплекс апаратури (рис. 4.4), дасть змогу всебічно оцінити низку параметрів і порівняти одержані результати із результатами, отриманими за допомогою пакета прикладних програм.



Рисунок 4.4 – Вимірвальний комплекс апаратури для визначення характеристик транспортних засобів: 1 – вимірвальний комплекс із програмним забезпеченням на базі ноутбука; 2 – модуль ЦАП-ЦАП з гальванічною розв’язкою, каналами цифрового введення – виведення; 3 – модем дистанційного передавання даних; 4 – карданний вал із тензомостом та інформаційним передавальним модулем; 5 – тахометр із датчиком обертів маховика; 6 – плата швидкості руху і переміщення; 7 – витратомір палива; 8 – вібродатчики; 9 – датчик лінійних переміщень; 10 – “п’яте” колесо із герконовим датчиком обертів; 11 – блоки живлення датчиків; 12 – акселерометр

До комплексу датчиків, що використовувалися в експериментальних дослідженнях (рис. 4.4), належать датчик обертів двигуна, витратомір палива, датчик переміщення автомобіля і визначення його швидкості руху ("п'яте" колесо), датчики переміщення ланок автопоїзда, датчики вібропришвидшень, акселерометр. Живлення комплексу забезпечувалося від акумуляторної батареї автомобіля із подальшим перетворенням напруги до необхідної робочої для блоків живлення, АЦП і модема. Блоки живлення забезпечували стабілізацію живлення і захист від перевантаження і наведень.

Базовими вважаються величини переміщень ланок автопоїзда. Додатково враховується інформація про оберти двигуна, його витрату палива і швидкість руху. Доповненням картини коливних процесів у автомобілі є інформація про прискорення ланок автопоїзда.

Швидкість руху автопоїзда із одним причепом близько 50 км/год, автопоїзда із двома причепами – близько 43 км/год. Як видно із графіка, у разі збільшення швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24%, до 30 км/год – на 27%, до 43 км/год – на 29%. При русанні швидкість 2,1 м/с стабілізується за $t = 2,8$ с, час перехідного процесу становить 2,6 с. При цьому із деяким запізненням відбувається зміна динамічних навантажень у ТЗП причепів. Поздовжні зусилля у причепах змінені на величини засерів у елементах автопоїзда, які розміщені між першим і другим ТЗП.

Висновки до розділу 4

Була проведена триетапна апробація математичної моделі.

Перший етап апробації ПМ полягав у перевірці правильності запису рівнянь математичної моделі. Були розглянуті тривіальні випадки статички і динаміки ТЗАП.

Другий етап апробації ПМ полягав у перевірці точності вибраного числового методу з урахуванням роботи автомобіля (режими руху, межі зміни параметрів, стійкість числового методу, тощо). Було проведено порівняння результатів відомих досліджень з результатами, отриманими за допомогою розробленої ПМ.

Третій етап апробації полягав у визначенні реальних значень параметрів та характеристик, необхідних для подальшого комп'ютерного моделювання.

Експерименти всіх етапів проводилися послідовно із нарощуванням обсягів експерименту і з переходом від менш складного до складнішого.

Сформовано вимірювальний комплекс апаратури для визначення характеристик транспортних засобів, зокрема багатоланкових автопоїздів.

Зі збільшенням швидкості дволанкового автопоїзда до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %.

Встановлено, що коливання останнього причепа визначають стійкість руху всього автопоїзда.

Проведена апробація ПМ підтвердили її адекватність.

РОЗДІЛ 5. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

5.1. Дослідження роботи тягово-зчіпних пристроїв

Встановлено, що динаміка коливань автопоїзда під час гальмування є суттєво нелінійною [70–72]. Головними чинниками, що її спричинюють, є наявність попереднього підтискання пружного елемента a , зазорів b між ЗП і причепом та наявність тертя в зчіпному пристрої (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Вхідні параметри для моделювання

Назва параметра	Значення параметра
Маса, кг	$m_0 = 43000$, $m_1 = 1940$
коефіцієнт тертя	$\mu = 0.025$
коефіцієнт сил опору, що пропорційні до швидкості, Н/с/м	$R = 10^4$
сила тяги, кН	$P = 4.5$
час переїзду колеса через перешкоду, с	$T = 0.1$
матриця часу подолання перешкоди елементами УТМ за заданої швидкості	$B = \begin{pmatrix} 0.00 & 3.95 \\ 3.95+3.00 & 3.95+3.00 \end{pmatrix}$
максимальна величина зміщення, м	$s_{\max} = 0.1$
величина попереднього підтискання, м	$a = 0$
коефіцієнт пружності, Н/м	$C = 1 \oplus 10^4$
початкова швидкість, м/с	$v = 0.1$
часовий інтервал моделювання, с	$0 \dots 12$
кількість точок моделювання	$NP = 10^4$

Для дослідження динамічних властивостей системи залежно від пружної характеристики зчіпного пристрою $c(s)$ варіювалось значення параметрів a (величина попереднього підтискання) і b (величина зазору), рис. 5.1

Так, у разі зчіпного пристрою із конструктивними параметрами $a = 0$, $b = 0.02$ для середнього значення сили, що розтягує зчіпний пристрій, амплітуда є найменшою, а частота найвищою, внаслідок чого пробивання пружного елемента

і руйнування зчпного пристрою найменш імовірне.

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

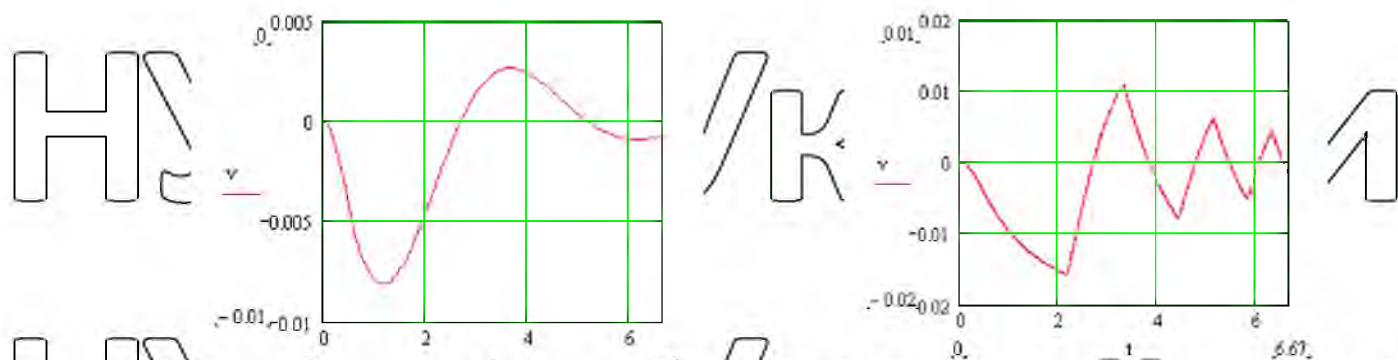
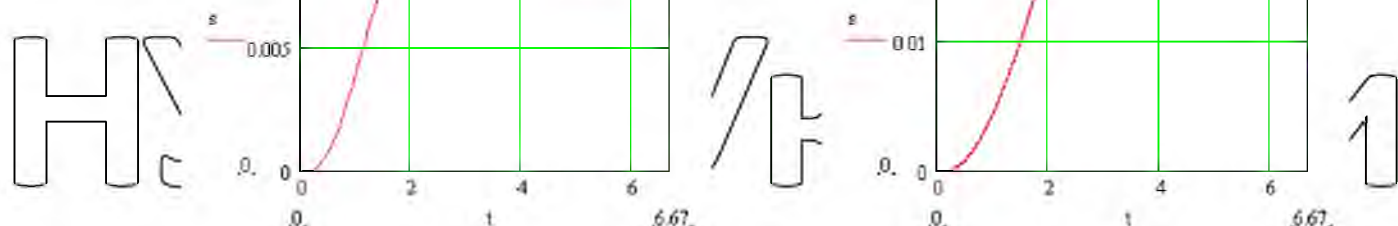
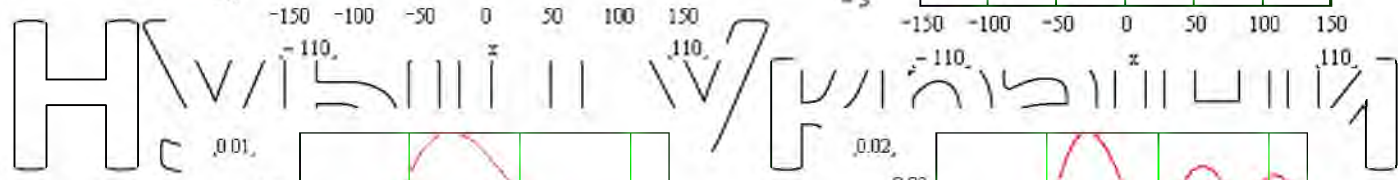
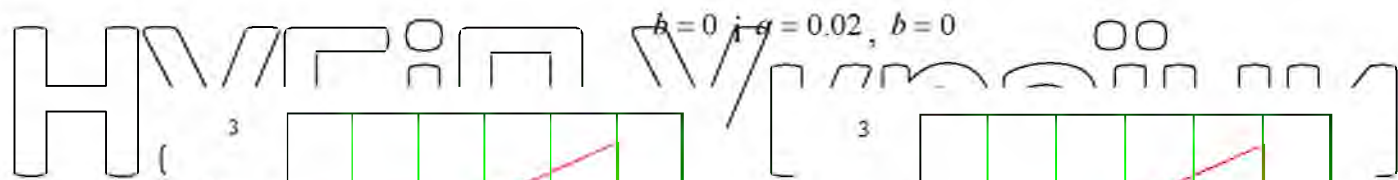
НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ



Рисунок 5.1 – Залежність пружної характеристики $c(x)$ від зміщення x , мм; залежність відносного переміщення ланок автопотяга s , м від часу t , с; залежність відносної швидкості ланок автопотяга v , м/с від часу t , с; залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова діаграма) для $a = 0$,



НУБІП І УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

$a=0, b=0.02$ НУБІП України

$a=0.02, b=0.02$ НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

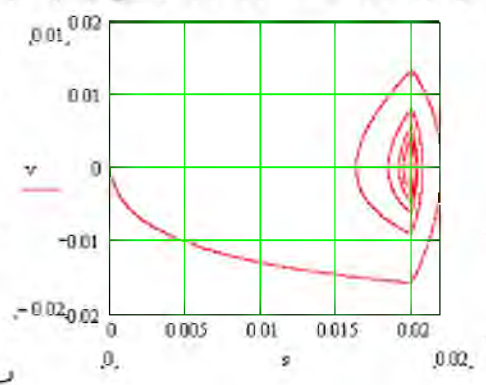
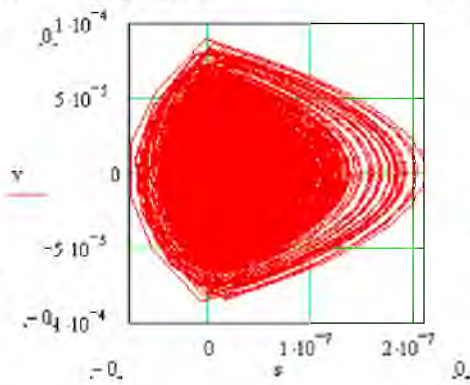
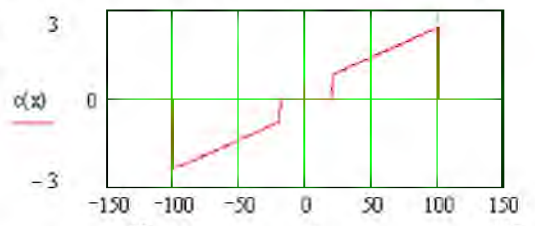
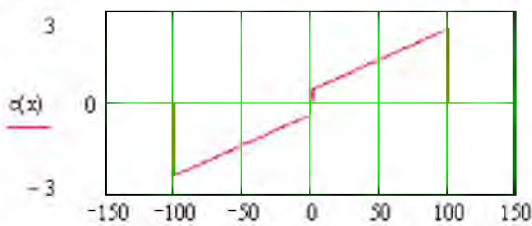


Рисунок 5.1 (продовження). Залежність пружної характеристики $c(x)$ від

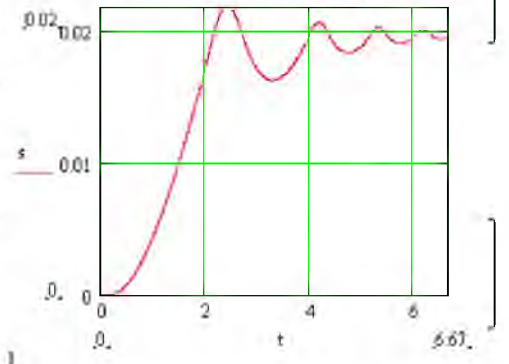
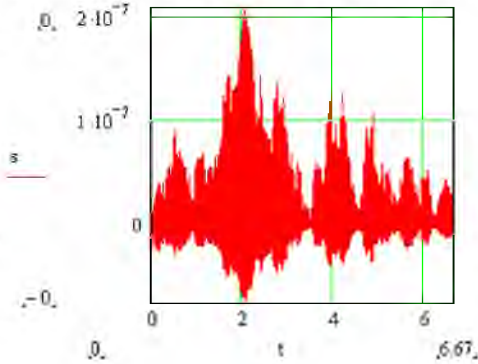
зміщення x , мм; залежність відносного переміщення ланки автополюга v , м від часу t , с; залежність відносної швидкості ланок автополюга v , м/с від часу t , с; залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова діаграма)

для $a=0, b=0.02$ і $a=0.02, b=0.02$

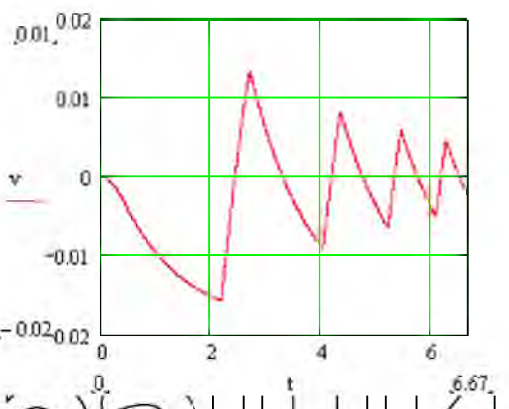
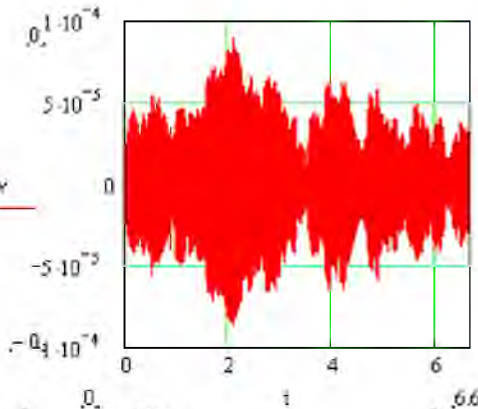
НУБІП України



НУБІП України



НУБІП України



НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Побудовані на рис.5.1 графічні залежності дають змогу виявляти вплив пружних характеристик, запропонованих тягово-зчепних пристроїв, на амплітуди відносних поздовжніх коливань між тягачем, першим і другим причепом триланкового автопоїзда.

5.2. Моделювання руху триланкових автопоїздів

Під час руху автопоїздів спостерігаються деякі небажані явища, зокрема, виникнення у точці зчеплення тягача і причепа змінного ударного навантаження, яке призводить до погіршення динамічних процесів руху транспортних засобів.

До того ж зі зростанням швидкостей руху погіршуються показники стійкості, керованості. Характеристики маневрості та надійності також залежать від конструкції зчепних пристроїв.

Створення програмного забезпечення для дослідження і аналізу роботи транспортних засобів, зокрема триланкових автопоїздів, дає змогу виділити етапи побудови моделі: побудова моделі механічної системи; задавання управляючих і збудовувальних дій; задавання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів тощо); задавання числових значень параметрів і початкових умов; проведення обчислювального експерименту.

Математичне моделювання руху автопоїзда виконано для системи КрАЗ-64372 + ТМЗ-803 за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення *MathCAD 2001*. Розв'язок системи диференціальних рівнянь (3.37) отримано методом Рунге – Кутти з адаптивним вибором кроку (вбудована функція *Rkadapt*).

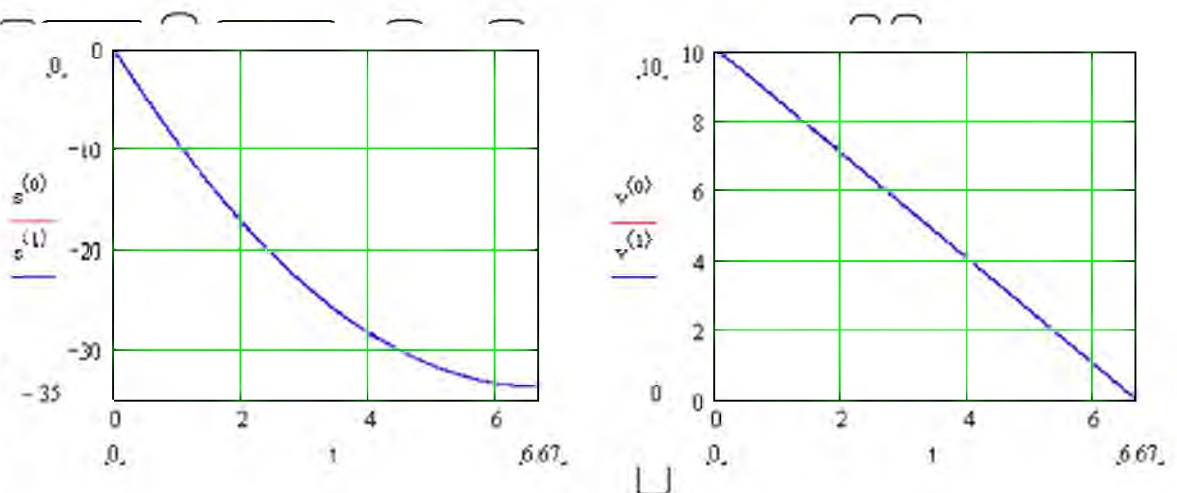


Рисунок 5.2 – Графіки залежностей пройденого шляху s , м (а) та швидкостей (б) v , м/с обох причіпних ланок автопоїзда за функцією часу

5.3. Моделювання процесу розгону триланкового автопоїзда

У випадку використання точних моделей, найближчих до реальної роботи автопоїзда, рівняння руху будуть дуже складними. Тому деколи доцільно використовувати спрощені варіанти узагальненої математичної моделі залежно від поставлених завдань дослідження. Спрощені моделі наближено враховують фізичні процеси, які відбуваються під час функціонування БУТЗ, але простіші у використанні. Методика моделювання механічної системи триланкового автопоїзда основана на використанні принципу Даламбера [139, 140].

Механічну систему триланкового автопоїзда подаємо у вигляді ланок із зосередженими масами із абсолютно жорстких елементів із зосередженими податливостями (рис. 5.3). Для спрощення математичної моделі доцільно зовнішні сили, що діють на ланки, зображати на розрахунковій схемі еквівалентними складовими, які прикладені в певних точках і являють собою проєкції результуючих сил на осі інерціальної системи координат. Разом з тим, з метою виразнішої порівняльної оцінки стандартного та запропонованого ТЗП

(і підбирання кращих пружно-демпфуючих характеристик останнього) динаміка рушення АП із місця розглядається не на абсолютно плоскій поверхні дороги, а з урахуванням поширених в експлуатації висот мікропрофілю, характерних для реальних умов на розбитих дорогах із твердим покриттям (звичайно, в умовах бездоріжжя, із деформацією опорної поверхні, для військової чи сільськогосподарської автотехніки таке порівняльне дослідження є ще наочнішим, але значно складнішим із умов додатковсі террамеханіки взаємодії шин із опорною поверхнею).

На відміну від спрощеної розрахункової схеми (рис. 3.12), розроблена розрахункова схема, показана на рис. 5.3,б дає змогу точніше описувати конструкцію БНАП: кількість коліс і геометричні параметри панок, зусилля, які до них прикладені.

Ураховуючи значні жорсткості несучих конструкцій, прийнемо поширені у техніці допущення, подамо розрахункову схему у вигляді складної динамічної системи (рис.5.3)

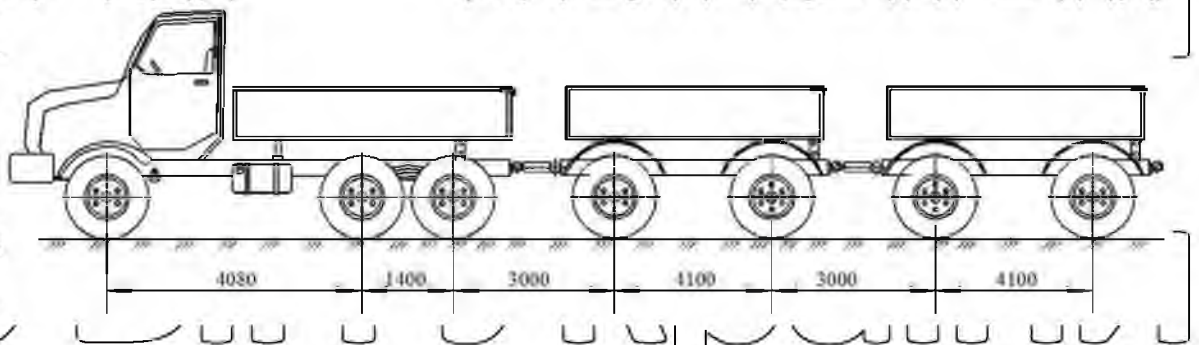


Рисунок 5.3,а – Досліджуваний триланковий автопоїзд

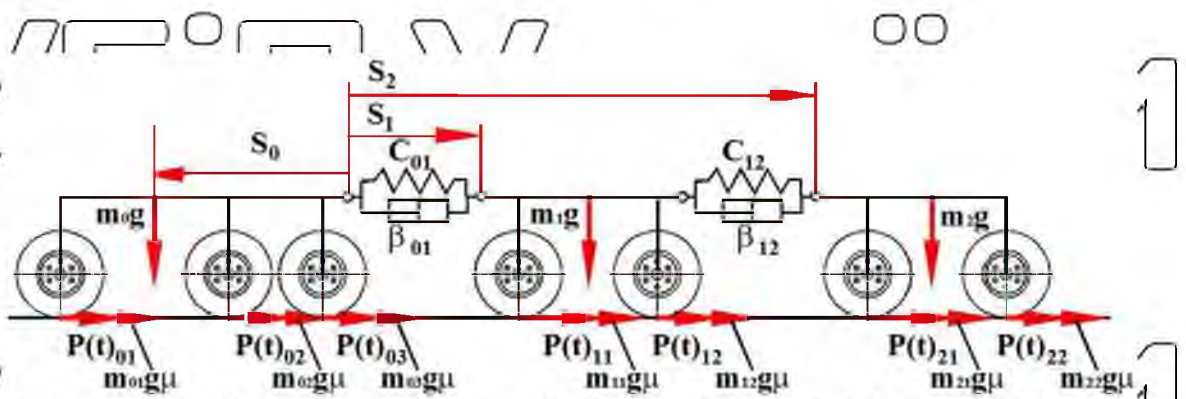


Рисунок 5.3,б – Розрахункова схема математичної моделі триланкового автопоїзда

Наявність пружно-демпфувальних з'єднань між ланками тягача, першим і другим причепами виникнення динамічних навантажень між ними і є основним об'єктом дослідження, зумовлює необхідність фіксації відповідних крайових умов – задавання в аналітичній (онлайн-функції третього порядку) формі відповідних характеристик ЗП, зрештою, як і функції висот мікропрофілю дороги – конкретних аналітичних або трансцендентних (на відміну від звичних під час дослідження коливань автомобіля ймовірних функцій), що необхідно з умов числового розв'язання системи рівнянь (5.1).

Нелінійність пружної характеристики зчіпного пристрою визначається характером конструкції пружного елемента (рис. 5.4).

Робота одосекційного пневмобалона описується поліномом четвертого степеня [141].

$$y = 0,0006x^4 - 0,0123x^3 + 0,0755x^2 - 0,0978x + 0,1026 \quad (5.2)$$

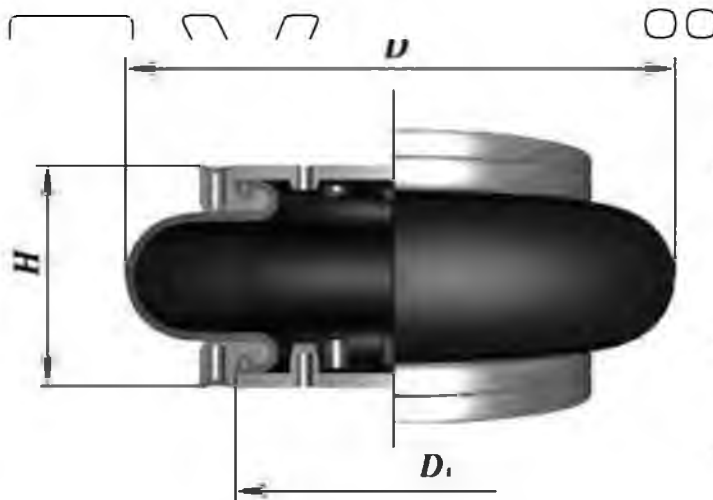


Рисунок 5.4 – Гумово-кордна оболонка моделі И-09. Конструктивні параметри ГКО:

- P – тиск у внутрішньому об'ємі ГКО за початкової висоти H ;
- Q –вантажопідйомність ГКО за тиску P та висоти H ;
- Z – максимальний хід від початкової висоти H

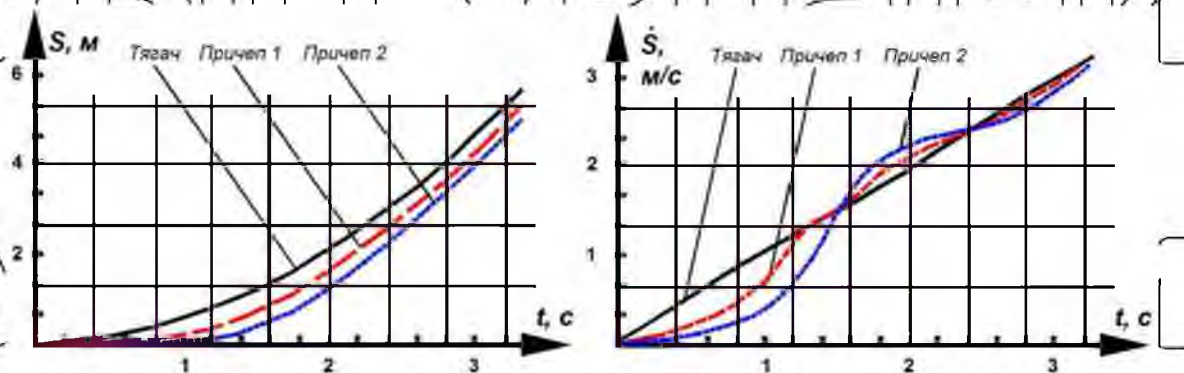
Окрім цього, досліджено і відповідну зміну відносної швидкості ланок, що дає змогу визначити оптимальні значення жорсткості ТЗП для конкретної моделі ГЛАМ (з урахуванням вищезазначених типів ТЗП). З умов практичної реалізації дослідження проведено і щодо автопоїзда КраЗ-65053 + КраЗ-А181К2 [1].

Систему звичайних диференціальних рівнянь (5.1) розв'язано числовим методом, для відповідно вибраних параметрів системи, за допомогою Mathcad 14 і результати розрахунків представлені у вигляді графічних залежностей на рис.5.6 і рис.5.7.

Результати моделювання щодо графічного представлення характеру зміни шляху (а) і швидкості (б) тягача, причепа 1, причепа 2 триланкового автопоїзда під час рушання у реальному часі подано на рис. 5.5–5.6.

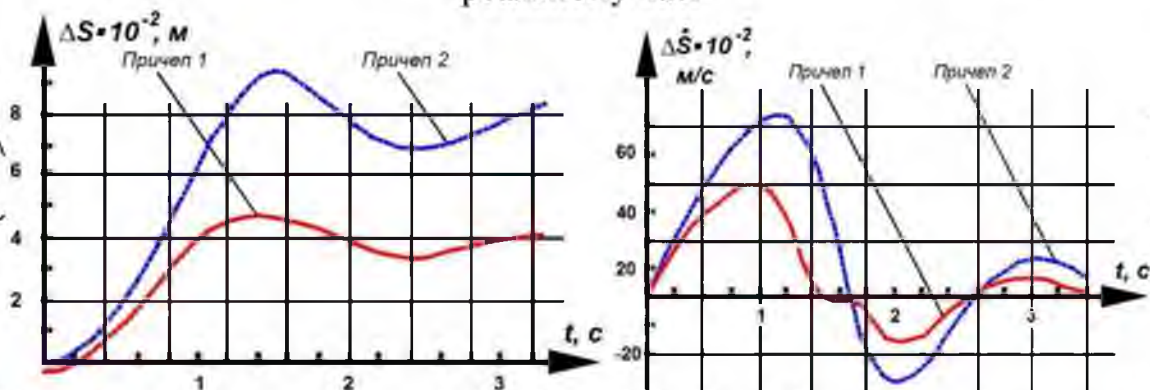
З рис. 5.5,а видно, що у разі використання експериментального тягово-зчіпного пристрою (ЕТЗП) коливання причепів відбуваються з меншими періодами, ніж без нього (різниця періодів 0,26–0,33 с), що пояснюється доволі ефективною роботою пристрою. Зниження періоду коливань становить 18,3–20,2 %.

Максимальні коливання спостерігалися в останнього причепа (рис. 5.6,б), тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда. Різке зростання амплітуди коливань спостерігалося у разі збільшення кількості причепів і швидкості руху. Швидкість руху автопоїзда із одним причепом становить близько 50 км/год, автопоїзда з двома причепами – близько 43 км/год. Як видно з графіка, у разі збільшення швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %. Досліджуючи процес рушання, бачимо, що швидкість 2 м/с стабілізується, якщо $t = 2,4$ с, час перехідного процесу до 4с (рис. 5.5). При цьому із деяким запізненням відбувається стрибок динамічних навантажень у зчіпних пристроях причепів. Поздовжні зусилля у причепах зміщені на величини зазорів у елементах автопоїзда, які містяться між першим і другим зчіпними пристроями.



НУБІП України

Рисунок 5.5 – Графічне представлення характеру зміни шляху (а) і швидкості (б) тягача, причепа 1, причепа 2 триланкового автопоїзда під час рушання у реальному часі



НУБІП України

Рисунок 5.6 – Графічне представлення характеру різниці між переміщеннями (а) і швидкостями (б) тягача, причепа 1, причепа 2 триланкового автопоїзда під час рушання

Бачимо також (рис. 5.6,б), що під час руху по ґрунтовій дорозі використання експериментального ТЗП дає змогу зменшити амплітуду коливань причепів на основних транспортних швидкостях від 0,18–0,218 до 0,126–0,154 м, знизивши її на 0,046–0,065 м (26,5–30,7%).

Дослідження показали, що пружно-демпфувальне з'єднання ланок автопоїзда (експериментальний тягово-зчіпний пристрій (ЕТЗП)) істотно знижує динамічні навантаження у тягово-зчіпних пристроях триланкового автопоїзда, а також зменшує період і амплітуду поздовжніх коливань причепів під час нерівномірного руху по ґрунтовій дорозі зі швидкістю 30 км/год із стандартним “гак-петля” і з експериментальним пружно-демпфувальним тягово-зчіпним пристроєм (рис.5.7).

НУБІП України

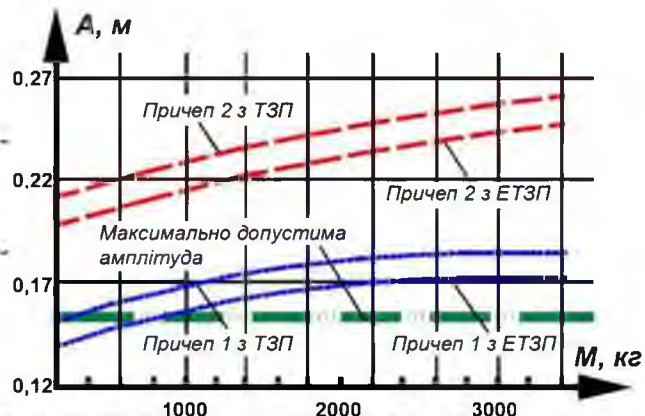
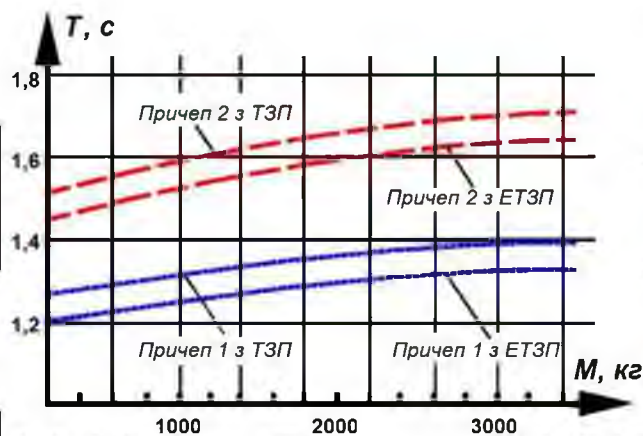


Рисунок 5.7 – Вплив маси вантажу, що перевозиться, на період T (а) і амплітуду A (б) поздовжніх коливань причепів під час нерівномірного руху по ґрунтовій дорозі зі швидкість 30 км/год із стандартним “так-петля” і з експериментальним пружно-демпфувальним тягово-зчіпним пристроєм.

На рис.5.8 показано характеристики зміни навантажень у ТЗП під час розгону за наявності зазору (1), без зазору (2) і з наявністю експериментального пружного елемента (3) у тягово-зчіпному пристрої триланкового автопоїзда залежно від коефіцієнта жорсткості пружного елемента, які побудовані на основі розв’язання системи диференціальних рівнянь (3.24) за допомогою Mathcad 14.

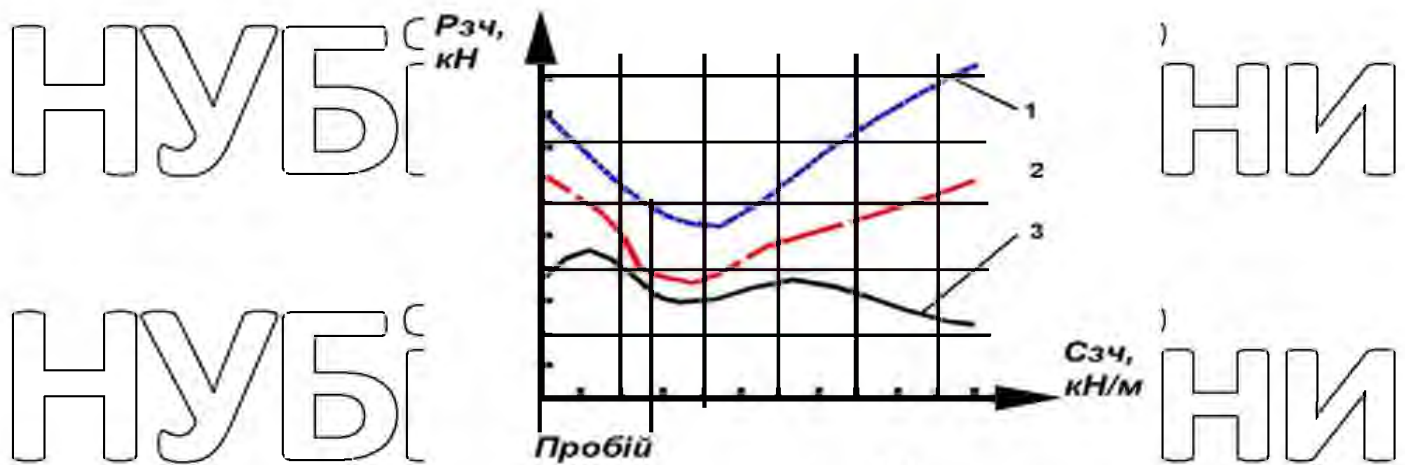


Рисунок 5.8 – Характеристики зміни навантажень у ТЗП під час розгону за наявності зазору (1), без зазору (2) і з наявністю експериментального пружного елемента (3) у ТЗП триланкового автопоїзда залежно від коефіцієнта жорсткості пружного елемента

Якщо коефіцієнт жорсткості $C_{зч0} = 0$, зокрема, у разі руйнування пружного елемента, процес динамічної взаємодії ланок автопоїзда має ударний характер, подібний до того, який спостерігається у разі вибору проміжку в ЗП (рис.5.8).

Причому величина $C_{зч0} = 0$ визначає ліву межу зони пробією ЗП, а права межа цієї зони відповідає значенню коефіцієнта жорсткості $C_{гр}$, за якого динамічна взаємодія у ЗП ланок автопоїзда відбувається без пробією пружного зв'язку між ними. Величина $C_{гр}$ залежить від певних чинників, зокрема від маси причепа,

інтенсивності гальмування або розгону, характеристик ТЗП тощо. З їх збільшенням значення $C_{гр}$ зростає. У межах зони пробією ТЗП збільшення початкової жорсткості пружного елемента призводить до зниження навантажень у зчпному пристрої за рахунок зміщення лівої межі зони вправо і зниження середньої за час гальмування жорсткості системи “тягач–причіп”. За межами цієї зони збільшення жорсткості пружного зв'язку супроводжується пропорційним зростанням навантажень у ТЗП для обох режимів руху. Отже, зниження навантажень у межах зони пробією ТЗП зумовлене особливостями зміни жорсткості пружного зв'язку. Це необхідно враховувати під час проектування нових конструкцій ТЗП автопоїздів.

З рис.5.9 бачимо, що амплітуда поздовжніх коливань у тягово-зчпних ланках двс – і триланкового автопоїзда зростає за параболічним законом

із збільшенням швидкості V під час нерівномірного його руху

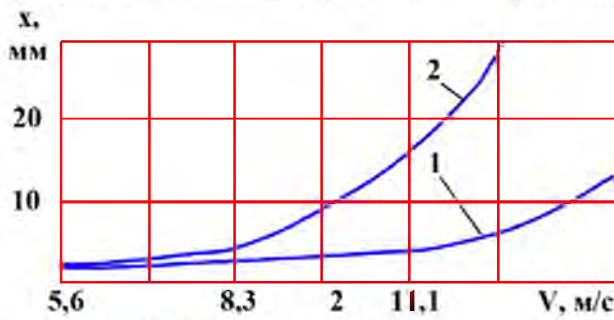


Рисунок 5.9 – Характер зміни амплітуди x поздовжніх коливань у тягово-зчіпних ланках дво – і три ланкового автопоїзда залежно від швидкості V нерівномірного їх руху: 1 – дволанкового; 2 – триланкового

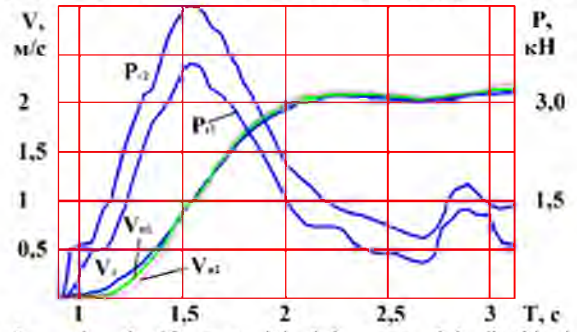


Рисунок 5.10 – Зміни зусиль P у тягово-зчіпних ланках триланкового автопоїзда залежно від швидкості V нерівномірного його руху: P – тягача, P_1 , P_2 – першого, другого причепів

Досліджуючи процес рушання триланкового автопоїзда, можна побачити, що за час $t = 2,2$ с від початку розгону і за швидкості не більшої, ніж 2 м/с динамічні навантаження у тягово-зчіпних пристроях значно зменшуються (рис. 5.10). При цьому максимальні динамічні навантаження у ТЗП причепів спостерігаються за 1,6 с від початку розгону триланкового автопоїзда. Поздовжні зусилля у причепах змінені на величини зазорів у елементах автопоїзда, які розміщені між першим і другим ТЗП. Поздовжні коливання другого причепа триланкового автопоїзда були найбільшими і тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда. Різке зростання амплітуди поздовжніх коливань причепів спостерігались у разі збільшення кількості причепів і швидкості руху. Встановлено, що оптимальна швидкість щодо стійкості руху автопоїзда з одним причепом близько 50 км/год, автопоїзда з двома причепами – близько 41 км/год. У разі збільшення швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %.

Результати розрахунків засвідчили, що за рахунок підбирання параметрів елемента ЗП можна досягти зниження динамічних навантажень у ЗП до 25 % (визначальним обмежувальним чинником є насамперед масогабаритні показники ТЛАН).

5.5. Методика розрахунку пневматичного тягово зчіпного пристрою

Проведені вище дослідження із використанням ЗП із пружними елементами керованої жорсткості показали, що доцільно використовувати такі ТЗП (Додаток А). Розроблено методику розрахунку ПТЗП, яка полягає у послідовному розрахунку амортизатора, пневмобалона, компресора, ресивера і пневмобалонів, що їх з'єднують (рис. 5.11). Вибираючи типорозміри, геометричні розміри і матеріали, враховують умови експлуатації, статичне навантаження на ТЗП, робочий тиск у пневмосистемі й режими руху ТЛАП.

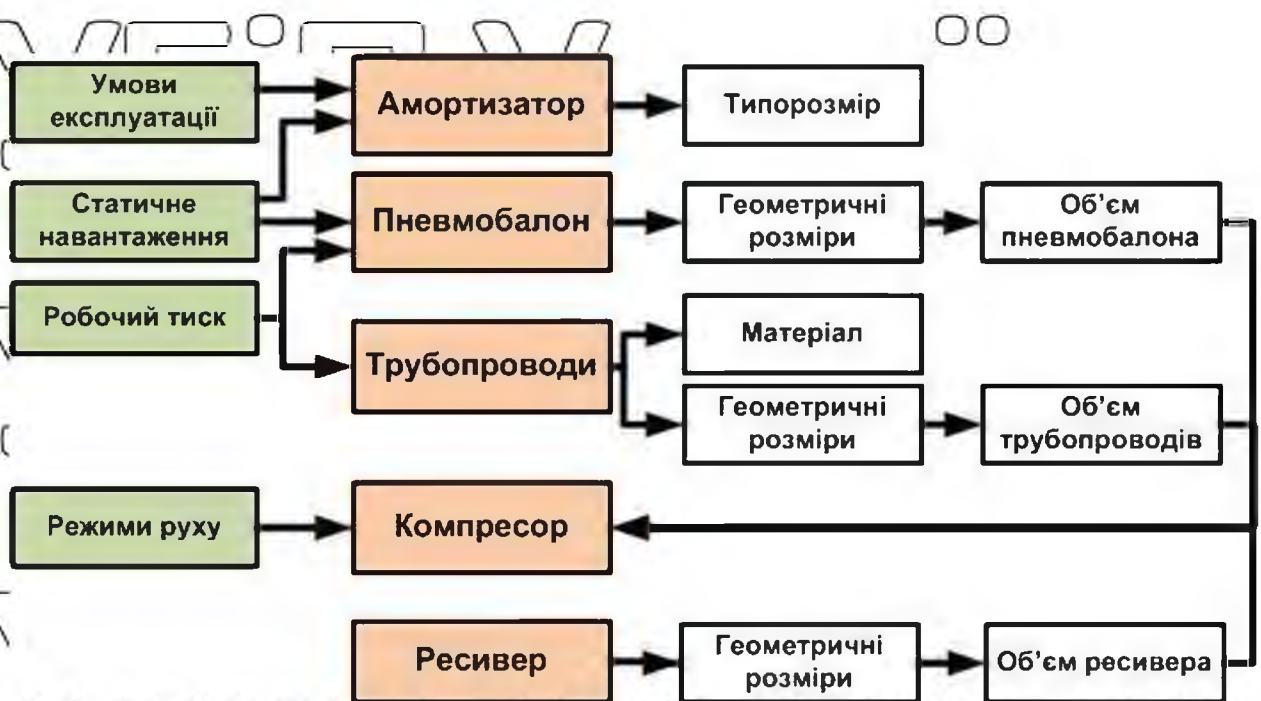


Рисунок 5.11 – Методика розрахунку ПТЗП

Пневмобалон вибирають на основі статичного навантаження, робочого тиску в системі та геометричних розмірів. Конкретний тип амортизатора вибирають із урахуванням умов експлуатації пристрою і за статичним навантаженням на амортизатор.

Як трубопроводи раціонально використати стандартні трубки, що застосовують на автомобілях. Поліамідні труби, призначені для трубопроводів гальмівного пневматичного приводу транспортних засобів, виготовляють із поліаміду і Rilsan MB3504HPnoir. Труби є одностінною циліндричною

конструкцією і виготовляються методом екструзії.

Об'єм трубопроводів обчислюють за формулою

$$V_{\text{ТП}} = \pi R^2 \cdot L_{\text{ТП}}$$

де $L_{\text{ТП}}$ – довжина трубопроводів, м;

R – внутрішній радіус, м.

Можна застосовувати поліамідні трубки із зовнішнім діаметром 14 мм і стінками завтовшки 1,5 мм. Відповідно внутрішній діаметр трубки становитиме

11 мм. Підставляючи необхідні дані, знайдемо внутрішній об'єм трубопроводів ПТЗП.

Нагнітальні трубопроводи розраховано за формулами тонкостінного циліндра:

$$Q_p = \frac{P \cdot d}{2S}$$

де Q_p – допустиме напруження матеріалу труби розриву (по колу), яке зазвичай вибирають таким, що дорівнює 30–35 % тимчасового опору, кПа;

P – максимальний тиск повітря, кПа;

d – зовнішній діаметр труби, мм;

S – товщина стінки труби, мм.

Теоретичне допустиме напруження визначають за формулою:

$$[Q_p] = 0,3 \cdot Q_{\text{в}}$$

Запас міцності знаходять за формулою:

$$n = \frac{Q_p}{[Q_p]}$$

Задані матеріал і геометричні параметри трубопроводів задовольняють міцнісні вимоги, крім того, ці трубопроводи застосовують у серійному

виробництві на автомобілях, що дає змогу знизити витрати на їх виготовлення. Доволі великий коефіцієнт запасу дає змогу трубокам витримувати значні перепади тиску, коли виходить із ладу регулювальний клапан.

Тиск повітря у системі ПТЗП забезпечується компресором. Усі подальші розрахунки системи виконано для ізометричного процесу стискування і розширення повітря.

Споживання повітря ПТЗП складається зі споживання повітря під час зміни навантаження причепа, рушання і гальмування ТП, компенсації витоків повітря і компенсації зміни об'єму повітря внаслідок зміни його температури.

Кількість повітря, яке повинен подати компресор з атмосфери (тиск 0,01...0,196 МПа) у разі зміни навантаження причепа, визначається формулою:

$$V_C = V_3 \cdot \Delta p_3,$$

де V_C – об'єм повітря, яке повинен подати компресор;

V_3 – об'єм пружного елемента і трубопроводів;

Δp_3 – зміна тиску в трубопроводі у разі зміни навантаження причепа (у нашому випадку ($p_3 = 0,7$ МПа).

Максимальним споживання повітря є за повного навантаження, коли тиск у пневмобалоні максимальний (також переїзд через одиночну перешкоду) і під час рушання чи гальмування ТП із великими амплітудами деформації пневмобалона. Споживання повітря обчислено за такою формулою:

$$V_H = \frac{\eta_C \cdot \eta_P \cdot V_C}{\tau},$$

де η_C – коефіцієнт змінності (нехай він дорівнює 0,2);

η_P – коефіцієнт нерівномірності (з регулятором без уповільнювача дорівнює 0,8);

τ – час до повного наповнення системи повітрям (прийнято 5 хв).

Продуктивність компресора, необхідну для забезпечення роботи ПТЗП, визначено за такою формулою:

$$V_{PH} = \eta_3 \cdot V_0,$$

η_3 – коефіцієнт запасу, який враховує, що компресор має бути завантажений

на 20–35%; приймаємо $\eta_3 = 3$.

$V_0 = V_P + V_H$ – споживання повітря ПТЗП під час експлуатації, що є сумою споживання під час руху V_P і споживання у разі зміни навантажень V_H :

$$V_0 = V_P \Rightarrow V_0 = V_P.$$

Об'єм ресивера ПТЗП вибрано із міркувань забезпечення довговічності компресора. Рекомендують, щоб компресор вмикався не більше ніж 15 разів за годину.

Тоді

$$V_H = \frac{V_0}{Z \cdot \Delta p} \cdot 60,$$

де $\Delta p = 0,5 - 1,5$ – коливання об'єму в ресивері, залежні від типу регулятора тиску, в розрахунках приймають $p_r = 0,01 \dots 0,196$ МПа;

V_0 – споживання повітря підвіскою під час експлуатації, л/хв: $V_0 = V_P$;

Z – максимально допустима кількість увімкнень компресора за годину,

$$Z = 15 - n';$$

n' – кількість розвантажень – навантажень за годину.

При розробці нового ПТЗП слід також враховувати економічну доцільність.

5.6. Економічна ефективність використання багатоланкових автопоїздів

Для визначення економічної ефективності за основу взято методику [11], в якій додатково враховано витрати на утилізацію ТЗП.

Економічна оцінка нового ТЗП починається із розрахунку капітальних вкладень [11]:

$$K = K_2 - K_1 \quad (5.3)$$

де K_2 – нові капітальні витрати;

K_1 – старі капітальні витрати.

У деяких випадках слід враховувати повні, тобто всі капітальні вкладення.

Це можливо, якщо старий процес виробництва виконувався вручну або роботи цього виду проводяться вперше; замінюване обладнання неможливо

використати за прямим призначенням і воно підлягає здаванню на металобрухт (у цьому випадку капітальні вкладення зменшуються на суму металобрухту, що реалізовується).

До складу раніше здійснених капітальних вкладень входить залишкова вартість використовуваної частини базового ТЗП, яка є неамортизованою частиною первинної вартості та визначається за формулою

$$K_1 = K_0(1-u) \quad (5.4)$$

де K_1 – залишкова вартість використовуваної частини ТЗП;

K_0 – первинна вартість ТЗП (з урахуванням витрат на монтаж і регулювання);

u – коефіцієнт, що враховує середній відсоток зношення для ТЗП.

Формула (5.4) застосовується на всіх стадіях визначення ефективності, коли невідома кількість років експлуатації базових зразків. Інакше залишкову вартість

K_1 розраховують за формулою

$$K_1 = K_0(1-\alpha T) \quad (5.5)$$

де α – річна норма амортизації ТЗП;

T – кількість років, відпрацьованих базовим ТЗП.

Отже, формулу (5.3) можна записати у вигляді

$$\Delta K = K_2 - K_1 = K_2 - K_0(1-u) \quad (5.6)$$

$$\Delta K = K_2 - K_1 = K_2 - K_0(1-\alpha T) \quad (5.7)$$

де ΔK – додаткові капітальні вкладення.

До складу нових капітальних вкладень входять вартість (оптова ціна)

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

цехів, придбання устаткування, зміну технології тощо.

Центральне місце займає економічне оцінювання роботи ТЗП в процесі експлуатації, тобто вплив упровадження нового ТЗП у виробництво на зниження витрат на виготовлення продукції або витрат на одиницю робіт.

До комплексу показників для встановлення техніко-економічної ефективності нової техніки, крім капітальних вкладень, входять як основна частина витрати, пов'язані з експлуатацією цих виробів. У випадку нового ТЗП, оскільки двигун автопоїзда працює не на повну потужність, зменшується витрата палива. У зв'язку зі зниженням пікових навантажень на елементи автопоїзда зменшуються витрати на технічне обслуговування і ремонт, а також зростає термін служби до першого капітального ремонту.

Витрати на паливо розраховуємо згідно з формулою

$$Z_n = \frac{A_n \cdot B_n}{Q} \quad (5.8)$$

де B_n – вартість палива;

Q – годинна продуктивність;

A_n – норма витрат палива, яку розраховуємо за формулою:

$$A_n = A_0 K_3 K_B, \quad (5.9)$$

де A_0 – годинна витрата палива;

K_3 – коефіцієнт, що враховує надбавку в витратах палива на зимовий період;

K_B – коефіцієнт використання за часом.

Норми витрат на технічне обслуговування та ремонт розраховуємо згідно із формулою

$$NTO = TTO \cdot BTO, \quad (5.10)$$

де ГТО, ВТО – сумарна питома трудомісткість технічного обслуговування та ремонту базового та нового автопоїздів.

Для повнішого і точнішого розрахунку ефективності обчислено вартість корисної моделі [11]. Вартість корисної моделі, що є результатом проведення проектних робіт, ґрунтується на визначенні сумарних витрат Z_c на її створення за весь час розроблення, які розраховуємо за формулою:

$$Z_c = \sum [(Z_{pi} - Z_{poi}) \times (1 + H_{pi} / 100) \times K_{ii} \times (1 + C_{di})^i] \quad (5.14)$$

де для i -го року:

Z_{pi} – сумарні витрати на розроблення корисної моделі (зарплата розробників, вартість витратних матеріалів, інші поточні витрати, пов'язані із розробленням);

Z_{poi} – витрати на правову охорону корисної моделі (оформлення охоронних патентів, оплата мита за подавання заявки, за отримання патенту і підтримання його чинності);

H_{pi} – норма прибутку, залежна від кон'юнктури ринку і прийнята за даними бухгалтерії;

K_{ii} – коефіцієнт інфляції, визначений як індекс зміни цін за період від усередненої дати розроблення до дати оцінювання;

C_{di} – ставка дисконту для i -го року, що враховує потенційну прибутковість фінансових вкладень у минулі періоди.

Одним із основних показників під час визначення економічної ефективності є умовно-річна економія E , тобто суми, отримані від зниження виробничих витрат на перевезення у результаті впровадження нового ТЗП:

$$E = C_1 - C_2 \quad (5.15)$$

де C_1 – собівартість перевезень до впровадження нового зразка;

C_2 – собівартість перевезень після впровадження.

Розрахунок ефективності доцільно виконувати на стадіях проектування – за розрахунковими даними, а після впровадження нової конструкції тягово-зчепного пристрою у виробництво – на підставі звітних матеріалів.

Фонд робочого часу на виготовлення нового ТЗП рекомендовано визначати за фактично відпрацьованим часом із урахуванням понаднормових робіт. Розрахунок додаткових капітальних вкладень і умовно річної економії проводять спочатку для одного ТЗП. Отриманий результат множать на кількість виготовлених і проданих у проєктному році нових ТЗП.

На стадіях проєктування, зіставляючи окремі варіанти, слід пам'ятати, що за інших рівних умов оптимальним виявиться варіант [11], за яким

$$K_1 < K_2 \text{ і } C_2 < C_1. \quad (5.17)$$

Упровадження нової техніки супроводжується економією на одноразових і на поточних витратах. Сума цих двох доданків і становитиме загальний економічний ефект за рік, тобто

$$E = (K_1 - K_2) + (C_1 - C_2), \quad (5.18)$$

де K_1 і K_2 – економія капіталовкладень для варіанта;

C_1 і C_2 – економія за (поточними) експлуатаційними витратами.

Коли впровадження нового пристрою або машини супроводжується додатковими капітальними витратами за економії на експлуатаційних витратах

$$K_1 < K_2 \text{ і } C_2 < C_1. \quad (5.19)$$

Варіант

$$K_2 < K_1 \text{ і } C_1 = C_2 \text{ або } K_2 = K_1 \text{ і } C_1 > C_2. \quad (5.20)$$

Про ефективність цього варіанта роблять висновок на підставі кількості років, упродовж яких будуть відшкодовані одноразові витрати.

Економічним також є варіант, коли знижуються витрати на капітальні вкладення, а експлуатаційні витрати залишаються незмінними. Це однаково стосується економії експлуатаційних витрат за незмінності капітальних вкладень.

Неефективне або малоекономічне зниження капітальних витрат у разі збільшення експлуатаційних витрат

$$K_2 < K_1 \text{ і } C_1 < C_2 \quad (5.21)$$

Економія за одноразовими витратами повинна бути достатньо великою, щоб протягом кількох років відшкодувати додаткові витрати під час експлуатації.

Зовсім неефективним є варіант, коли збільшуються капітальні та експлуатаційні витрати

$$K_2 > K_1 \text{ і } C_1 < C_2. \quad (5.22)$$

Після визначення додаткових або загальних капітальних вкладень і річної економії, досягнутої у сфері експлуатації, можна зіставити отримані величини і встановити термін окупності здійснених капітальних витрат.

Для встановлення економічної ефективності нового ТЗП необхідно зіставляти терміни окупності або коефіцієнти ефективності із нормативними.

Максимальний термін окупності визначається періодом часу, потрібним, щоб у результаті впровадження досконалішої техніки рівень суспільно необхідних (середньогалузевих) витрат на одиницю продукції або одиницю роботи, виконуваної машиною, знизився до рівня витрат, що були у момент упровадження машини. Тільки на підставі комплексного розгляду основних показників (додаткові капітальні вкладення, експлуатаційні витрати і термін окупності) можна правильно вибрати оптимальний варіант і добитися максимального економічного ефекту – найбільших результатів за найменших витрат.

Враховавши додаткові капітальні витрати і економію, отриману від впровадження нової техніки, можна точніше визначити ступінь ефективності нової техніки і визначитися із вибором оптимального варіанта впровадження ТЗП. Зіставлення цих величин дасть можливість достовірніше визначити термін, протягом якого окупляться капітальні витрати, і вирішити питання про доцільність і своєчасність витрат на розроблення і виготовлення нового пристрою, наприклад, тягово-зчіпного пристрою для багатоланкових автопоїздів. Апробована методика розрахунків економії від впровадження нової техніки дає можливість правильніше визначити структуру економії за окремими статтями.

5.7. Рекомендації щодо покращення характеристик ТЗП

Максимальний робочий тиск в гальмівній системі не повинен перевищувати 1,2 МПа, руйнівний тиск – 4,8 МПа, максимальна температура до + 100 °С.

Орієнтовна продуктивність компресора, необхідна для забезпечення роботи ПТЗП, повинна дорівнювати 5 м³/хв. При цьому об'єм ресивера – 20 м³.

Подовжня вісь тягового гака і зчіпної петлі повинна лежати у вертикальній площині симетрії тягача. Тяговий гак допускається встановлювати як на передній поперечці рами тягача, так і на задній поперечці причепа для буксирування другого причепа.

Зміщення осі зіву гака вперед від вертикальної площини, що проходить через задню габаритну точку автомобіля і перпендикулярної до його подовжньої осі, не повинне перевищувати 300 мм.

Конструкція і розташування тягового гака на тягачі при знятих задніх буферах повинна забезпечувати можливість відхилення подовжньої осі граничного контура дишла від осі тягового гака у вертикальній площині на кут в межах $\pm 40^\circ$ – $\pm 62^\circ$, у горизонтальній площині не менше $\pm 55^\circ$.

Середня горизонтальна площина зчіпної петлі на дишлі, встановленій шарнірно на причепі, повинна проходити через вісь шарнірів дишла. Відхилення не повинне перевищувати 25 мм. Зчіпна петля повинна кріпитися жорстко (без обертання навколо подовжньої осі стержня).

Тяговий гак повинен мати можливість обертатися навколо своєї подовжньої

осі. Конструкція замка тягового гака повинна унеможлилювати саморозчеплення автопоїзда під час руху і не перешкоджати відхиленню зчіпної петлі в межах кутів.

Замок тягового гака повинен мати не менше двох запобіжників, що діють незалежно один від одного, і, хоч би один з яких не має бути під дією сил, що з'являються в тяговому гаку під час руху.

Висновки до розділу 5

В розділі проводилися дослідження динамічних навантажень колісних багатоланкових транспортних засобів, які містили два етапи: перший – дослідження роботи тягово-зчіпних пристроїв; другий – моделювання процесу розгону триланкового автопоїзда з врахуванням характеристик експериментального ТЗП.

При дослідженні характеристик ТЗП отримані графічні залежності впливу пружних характеристик запропонованого ТЗП, на амплітуди відносних поздовжніх коливань між тягачем, першим і другим причепом триланкового автопоїзда.

При дослідженні триланкового автопоїзда в перехідних режимах встановлено, що коливні процеси тривають до 3 с. При цьому максимальні динамічні навантаження у ТЗП причепів спостерігаються за 1,6 с від початку розгону триланкового автопоїзда. Поздовжні зусилля у причепах зміщені на величини зазорів у елементах автопоїзда, які розміщені між першим і другим ТЗП. Поздовжні коливання другого причепа триланкового автопоїзда були найбільшими і тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда. Різке зростання амплітуди поздовжніх коливань причепів спостерігались у разі збільшення кількості причепів і швидкості руху.

Встановлено, що оптимальна швидкість щодо стійкості руху автопоїзда з одним причепом близько 50 км/год, автопоїзда з двома причепами – близько 43 км/год. У разі збільшення швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %.

Розроблено методику розрахунку пневматичного ТЗП, яка полягає у

послідовному розрахунку амортизатора, пневмобалона, компресора, ресивера і пневмобалонів, що їх з'єднують. Під час вибору типорозмірів, геометричних розмірів і матеріалів враховано умови експлуатації, статичне навантаження на ТЗП, робочий тиск у пневмосистемі та режими руху ТЛАП.

Дано рекомендації щодо покращення пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв триланкового автопоїзда.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВИСНОВКИ

На основі інформаційного матеріалу щодо досліджень БЛТЗ і ТЗП науково обґрунтовано головні принципи щодо створення прогресивних ТЗП для зменшення динамічних навантажень та покращення пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв триланкового автопоїзда та розроблено методику комплексного дослідження їх параметрів.

Проведено теоретичні дослідження основних характеристик ТЗП із визначенням кінематичних, геометричних і силових параметрів їх елементів. При цьому запропоновано використовувати графи конструктивних схем ТЗ і на їх основі формувати відповідні математичні моделі.

Розроблено узагальнену математичну модель руху ТЛАП, яка враховує широкий спектр його конструктивних, експлуатаційних параметрів і характеристик пружно-демпфуючих зчіпних пристроїв. Обґрунтовано, що на основі такої моделі доцільно формувати спрощені варіанти математичних моделей для виконання конкретних завдань дослідження. Це дає змогу істотно зменшити трудомісткість досліджень.

Розроблено методику теоретичного дослідження динамічних навантажень ТЛАП, зокрема безпосередньо визначено величини максимальних динамічних навантажень на ТЛАП в перехідних режимах його руху (розгону і гальмування) та досліджено, при цьому, характеристики впливу ТЗП різноманітних конструкцій.

У програмному середовищі MathCAD, на основі вищезазначеної у дисертаційній роботі математичної моделі, виконано оцінювання впливу пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпного пристрою (на прикладі автопоїзда КраЗ 64372 із причепом ТМЗ 803) на динаміку поздовжніх та вертикальних коливань автопоїзда під час проїзду одиночної перешкоди та гальмування, що дає змогу при цьому констатувати відчутний вплив характеристик тягово-зчіпного пристрою та доцільність вдосконалення відомих конструкцій.

Результати розрахунків засвідчили, що за рахунок підбору необхідних раціональних параметрів елементів ТЗП можна досягти зниження динамічних

навантажень у ТЗП до 25 % в перехідних режимах руху ТЛАП. Зокрема запропонована програмована пружно-демпфуюча ланка в тягово-зчіпному пристрої ЕТЗП триланкового причіпного автопоїзда дає змогу істотно, до 25 % знизити динамічні навантаження у з'єднаннях тягача із причепом, насамперед у разі рушання, та відчутно зменшити амплітуду поперечних коливань причепів під час нерівномірного руху.

Встановлено, що максимальні коливання спостерігалися в останнього причепа, тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда.

Зокрема різке зростання амплітуди коливань ТЛАП спостерігалось у разі збільшення кількості причепів і швидкості руху. Швидкість руху автопоїзда із одним причепом становить близько 50 км/год, автопоїзда з двома причепами – близько 43 км/год. Зі збільшенням швидкості: до 20 км/год амплітуда коливань зростала на 24 %, до 30 км/год – на 27 % і до 43 км/год – на 29 %.

Під час руху по ґрунтовій дорозі використання експериментального ТЗП ЕТЗП триланкового причіпного автопоїзда дає змогу зменшити амплітуду коливань причепів на основних транспортних швидкостях із 0,18–0,218 до 0,126–0,154 м, тобто на 26,5–30,2 %.

Проведено дорожні дослідження триланкового автопоїзда у складі ЗІЛ-ММЗ 555 та двох причепів ГКБ-819 із тягово-зчіпним пристроєм з пружно-демпфуючою ланкою для встановлення адекватності математичної моделі, а також дослідження впливу компоновальних, масових і пружно-демпфуючих параметрів та експлуатаційних режимів руху ТЛАП на кінематичні, геометричні та силові параметри ТЗП.

Розроблено й експериментально досліджено, під час дорожніх випробувань триланкового автопоїзда у складі ЗІЛ-ММЗ 555 та двох причепів ГКБ-819, тягово-зчіпний пристрій ЕТЗП із пружно-демпфуючою ланкою, що дає змогу, окрім вище зазначеного зниження динамічних навантажень у з'єднувальних пристроях тягача та причепів, також підвищити на 10–15 % швидкість руху автопоїзда за рахунок відповідного зменшення амплітуди поперечних коливань заднього причепа, які обмежують безпечну швидкість автопоїзда із умов стійкості руху

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Anders G. J. Innovations in power systems reliability. Springer, 2011. 361 p.
2. Delphi Diesel Systems, Publication № DDNX125(EN) Delphi Diesel Aftermarket Operations UK, 2012. 76 p.
3. Endrenyi J. Comparison of two methods for evaluating the effects of maintenance on component and system reliability. IEEE International Conference Probabilistic Methods Applied to Power Systems, 2014. P. 307–312.
4. Endrenyi J. The Present Status of Maintenance Strategies and the Impact of Maintenance on Reliability. A Report of the Probability Application Subcommittee. IEEE Transactions on Power Systems, 2011. Vol. 16. № 4. P. 638–646.
5. Ge H. Maintenance optimization for substations with aging equipment: a dissertation for the degree of Phd. Lincoln, Nebraska, 2010. 212 p.
6. Hampel R., Kurr D., Scbefenadcer H. Elektronisches Messsystem zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatordiagrammen. 2015. № 2. P. 33–38.
7. Latino M. A. Behavioral based reliability. Machinery Reliability Conference. 2020. April. <http://reliability.com/industry/articles/article36.pdf>.
8. Smykov S. M., Seregin A. A., Nikitchenko S. L., Kurochkin V. N., Valuev N. V. Hinged aggregate for technical maintenance of machines: Modeling, test-ing and conditions of application. Journal of Mechanical Science and Technology. 2018. T. 32. № 8. С. 3807–3815.
9. Wegrzyn, J. Liquefid Natural Gas for Trucks and Buses. SAE Technical Paper Series. 2018. № 2000-01-2210.
10. Zehn Prozent Biokraftstoff fur Alle. Verein Deutscher Ingenieure. VDI Nachrichten. 2015. Jg. 59. № 47. 8 p.
11. Hunt D. Farm power and machinery management. Tenth edition. Agricultural Engineering. 2013. Dubli. Vol. 3. P. 1703-1709.
12. Onwualu A. P., Akubuo C. O., Ahaneku I. E. Fundamentals of Engineering for Agriculture Immaculate Publications Limited. 2 Aku stree, Ogui New Layout, Enugu, Nigeria. 2006. 186 p.
13. Ojha T. P., Michael A. M. Principles of Agricultural Engineering. Vol. 1. Jain Brothers, New Delhi (sixth edition). 2012. 210 p.

14. Yohanna J. K., Ifem, J. L. C. Performance evaluation of field efficiency of farm machinery in Nasarawa and plateau state. Proceeding of the Nigerian Institution of Agricultural Engineers. 2013. P. 88-92.

15. Kepner R. A, Bainer R, Barger E. L. Principles of Farm Machinery, AVI Publishing Company Inc. Wester port. 2016. 208 p.

16. Oduma O., Igwe J. E., Ntunde D. I. Performance evaluation of field efficiencies of some tractor drawn implement in Ebonyi State. International Journal of Engineering and Technology. 2015. Vol. 5(4). P. 45-50.

17. Agricultural field machinery selection and utilization for improved farm operations in South-East Nigeria: A review. Available from: https://www.researchgate.net/publication/335951790_Agricultural_field_machinery_selection_and_utilization_for_improved_farm_operations_in_South-East_Nigeria_A_review [accessed Mar 02 2020].

18. William E. Crop – Machinery Management. Lower State University Extension and Outreach. Dept. of Economics, 2015. P. 641-732-5574.

19. Аніскевич Д. В. Системи керування нормами внесення матеріалів в технологіях точного землеробства. автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Київ. 2005. 36 с.

20. Аулін В. В., Голуб Д. В., Гриньків А. В., Лисенко С. В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: монографія. Кропивницький. Видавництво ТОВ "КОД", 2017. 370 с.

21. Аулін В. В., Гриньків А. В. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану 248 транспортних засобів на основі теорії сенситивів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. №5. С. 109–116.

22. Аулін В. В., Гриньків А. В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. 2016. №2 (77). С. 36–41.

23. Аулін В. В., Гриньків А. В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної

техніки. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. 2016. №2 (77). С. 36–41.

24. Аулін В. В., Гриньків А. В. Теоретичне обґрунтування моментів контролю технічного стану систем і агрегатів засобів транспорту. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017. №8.

С. 9–20.

25. Аулін В. В., Гриньків А. В., Замота Ф. М. Забезпечення та підвищення експлуатаційної надійності транспортних засобів на основі використання методів теорії чутливості. Вісник інженерної академії України. 2015. №3. С. 66–72.

26. Аулін В. В., Лисенко С. В., Голуб Д. В., Гриньків А. В., Мартиненко О. Д. Теоретико-фізичний підхід до діагностичної інформації про технічний стан агрегатів мобільної сільськогосподарської техніки. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Харків. 2015. Вип. 158. С. 252–262.

27. Аулін В. В., Лисенко С. В., Кузик О. В., Гриньків А. В., Голуб Д. В. Триболофізичні основи підвищення надійності мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки (технологіями триботехнічного відновлення): монографія. Кропивницький. 2016. 304 с.

28. Бабанін О. Б. Наукові основи вдосконалення технології контролю, діагностування та матеріально-технічного забезпечення при технічному обслуговуванні локомотивів: Дис... докт. техн. наук: 05.22.07 Рухомий склад залізниць та тяга поїздів. Харківська державна академія залізничного транспорту. Харків, 2001. 288 с.

29. Бабіюк Г. В. Системне обґрунтування і розробка адаптивних способів забезпечення надійності гірничих виробок: Дис... докт. техн. наук 05.15.04 шахтне та підземне будівництво. Донбаський державний технічний університет. Дніпропетровськ, 2005. 522 с.

30. Біловод О. І. Підвищення надійності і обґрунтування параметрів процесу виробництва і відновлення розроблених дискових копачів бурякозбиральних машин: автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук: 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Харків. 2008. 20 с.

31. Бірюков Д. С. Аналіз та оптимізація надійності складних систем з багатьма станами : автореф. дис... канд. техн. наук: 01.05.04. Київ. нац. ун-т імені Тараса Шевченка. Київ. 2009. 20 с.

32. Боднар Є. Б. Підвищення експлуатаційної надійності локомотивів шляхом впровадження раціональної системи утримування: Дис... канд. техн. наук 05.22.07 рухомий склад залізниць та тяга поїздів. Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Харків, 2004. 161 с.

33. Бойко А. І. Тенденції розвитку вітчизняного сільгоспмашинобудування і проблем забезпечення надійності машин. Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. НАУ, 2004. Вип. 73. Ч. 2. С. 181–183.

34. Бойко Ю. Ф. Исследование и обоснование технологического процесса технического обслуживания трактора сельскохозяйственного назначения (на примере трактора Т-40А). Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.03 эксплуатация и ремонт сельскохозяйственных машин и орудий. Государственный всесоюзный научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка. Москва. 1977. 19 с.

35. Бондаренко В. В. Удосконалення технології технічного обслуговування та діагностування електрообладнання пасажирських вагонів: Дис... канд. техн. наук 05.22.07 рухомий склад залізниць та тяга поїздів. Українська державна академія залізничного транспорту. Харків. 2002. 194 с.

36. Боузаїєнне Меккі бен Салем. Удосконалення урахування впливу регіональних факторів на процес технічного обслуговування авіаційної техніки (на прикладі району Середземного моря): дис... канд. техн. наук: 05.22.20. Національний авіаційний ун-т. Київ. 2006. 186 с.

37. Брєди С. М., Погосян И. А. Вложенные стохастические процессы в теории массового обслуживания. Київ. Наукова думка. 1973. 127 с.

38. Адамчук В. В. Стан наукового забезпечення механізації сільського господарства в Україні. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. Вип. 13., кн. 1. С. 21–29.