

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **“Дослідження методу вибору параметрів зчпного пристрою  
автопоїзда”**

Виконав: студент групи Ат-63  
Спеціальності 274 "Автомобільний транспорт"  
(шифр і назва)

Богдан ОХРИМОВИЧ  
(ім'я та прізвище)

Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ  
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

УДК 631.3.004.

Охримович Б. М. Дослідження методу вибору параметрів зчіпного пристрою автопоїзда. Дубляни: Львівський НУП, 2024. 84 с.

11 рис., 7 табл., 26 літ. джерел.

У кваліфікаційній роботі досліджений процес динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда на різних режимах руху. Основна увага надана виявленню та вивченню впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів зчіпного пристрою на оцінні показники процесу динамічної взаємодії ланок автопоїзда, а також дослідженню цього процесу за допомогою математичного моделювання і виконаних експериментів та розробці, на базі отриманих результатів, практичних рекомендацій по вибору параметрів зчіпних пристроїв малотоннажних автопоїздів.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	6
1. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ .....	7
1.1. Аналіз конструкцій та вимоги до зчіпних пристроїв .....	7
1.2. Аналіз літературних джерел .....	12
Висновки до розділу .....	20
2. МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК МАЛОТОНАЖНОГО АВТОПОЇЗДА НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РУХУ .....	21
2.1. Математична модель малотоннажного автопоїзда в процесі гальмування .	21
2.2. Особливості моделювання взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда під час розгону .....	37
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК МАЛОТОНАЖНОГО АВТОПОЇЗДА НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РУХУ .....	41
3.1. Дослідження взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда під час розгону.	41
3.2. Дослідження взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда з пасивним прицепом під час гальмування .....	45
3.3. Дослідження впливу силової характеристики зчіпного пристрою на взаємодію ланок малотоннажного автопоїзда .....	49
Висновки до розділу .....	56
4. МЕТОДИКА ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЇЗДА .....	57
4.1. Оптимізація параметрів зчіпного пристрою автопоїзда під час рушання з місця на рівній горизонтальній ділянці дороги .....	57
4.2. Визначення оптимальних параметрів зчіпного пристрою .....	65
4.3. Розробка конструкції зчіпного пристрою для малотоннажного автопоїзда ..	67
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ .....	72
5.1. Основні завдання охорони праці .....	72

	5
5.2. Структура служби охорони праці у ПАТ "Галичина Авто" .....	72
5.3. Аналіз умов праці та травматизму .....	74
5.4. Безпека під час проведення випробувань .....	77
Висновки до розділу .....	79
ВИСНОВОК .....	80
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК .....	82

## ВСТУП

Виробництво причепів і напівпричепів щорічно збільшувалося, причому найпомітніше зростання спостерігалось в 2017 і 2018 роках, коли приріст склав 37 і 40 %, відповідно. Можливо зростання виробництва в сегменті причепів до легкових автомобілів викликано необхідність перевезень боєкомплекту та інших військових вантажів в умовах сучасних принципів ведення війни.

Відповідно статистичній інформації тенденція зростання виробництва причепів для легкових автомобілів, хай і в дещо меншому об'ємі, зберігалася і впродовж подальших трьох років, що свідчить про поширеність застосування та перспективності малотоннажних автопоїздів.

Питанням вдосконалення експлуатаційних властивостей вантажних автопоїздів, зокрема розробці конструкцій і вибору параметрів зчіпних пристроїв, присвячено немало наукових робіт. Проте малотоннажні автопоїзда практично випали з поля зору дослідників, особливо в нашій країні. Роботи в цій галузі нечисленні та направлені на вивчення і вдосконалення конкретних експлуатаційних властивостей, не піднімаючи при цьому питання динамічної взаємодії ланок малотоннажних автопоїздів на всьому спектрі режимів руху і вибору параметрів зчіпних пристроїв. У інших державах накопичений певний досвід в проектуванні та виробництві причепів для легкових автомобілів. Однак у відкритому доступі обмаль даних по методиках вибору параметрів, якими користуються іноземні виробники в процесі проектування зчіпних пристроїв.

У зв'язку з чим, доцільно досліджувати вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів зчіпного пристрою на динамічну взаємодію ланок малотоннажного автопоїзда під час різних режимів руху і на основі отриманих висновків, розробити практичні рекомендації з вибору параметрів зчіпних пристроїв для малотоннажних автопоїздів.

## 1. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ

### 1. 1. Аналіз конструкцій та вимоги до зчіпних пристроїв

Кінематична та силова взаємодія ланок автомобільного потягу здійснюється через роз'ємні зчіпні пристрої. Залежно від типу зв'язку автопоїзда розрізняють дві основні групи зчіпних пристроїв: тягово-зчіпні та опорно-зчіпні пристрої. Тягово-зчіпні пристрої використовуються в причіпних автопоїздах з тяговим зв'язком. Опорно-зчіпні пристрої застосовуються на сидельних автопоїздах, що мають опорний зв'язок.

Найпоширеніші конструкції зчіпних пристроїв складаються з роз'ємно-зчіпного вузла, механізму гнучкості, амортизаційно-поглинаючого пристрою та вузла кріплення. Окремі типи зчіпних пристроїв забезпечуються додатковими механізмами, наприклад, механізмом регулювання положення зчіпного пристрою на рамі тягача, поворотно-висувним механізмом та ін.

Конструкція роз'ємно-зчіпного вузла визначає назву типу зчіпного пристрою. До найпоширеніших типів тягово-зчіпних пристроїв відносяться: «гак-зчіпна петля», «шкворнева вилка-зчіпна петля» - застосовуються на вантажних автомобілях; шарнірне з'єднання - використовується лише в легкових автомобілів, клиновий безшарнірний площинний роз'єм - на пасажирських автопоїздах.

Зчіпні пристрої вантажних автомобілів зазвичай обладнуються пружними елементами, які пом'якшують та поглинають поштовхи й удари, що виникають в зчепленні під час руху автомобілів з причепами. До найпростіших типів пружних елементів відносяться виткові циліндричні пружини (рис. 1.1, а), які виготовляють із металопрокату круглого, квадратного чи прямокутного січення. Статичні характеристики циліндричних пружин мають один і той самий вигляд, та відрізняються лише коефіцієнтом жорсткості. Низькі демпфуючі властивості є основними недоліками цього типу пружних елементів.

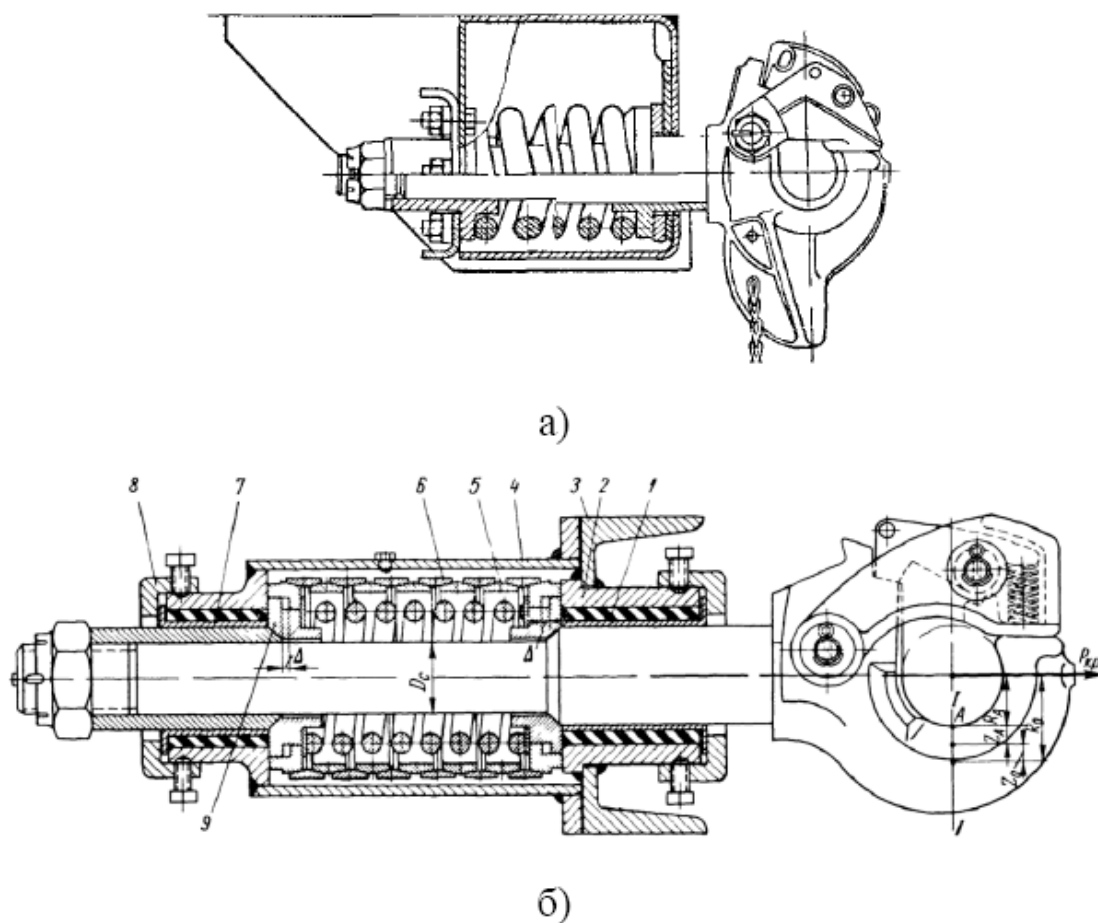


Рисунок 1. 1. Тягово-зчіпний пристрій типу «гак-петля»: а) – з циліндричною пружиною; б) – з вертикальною амортизацією та комбінованим пружним зв'язком

Вважається, що досконалішу конструкцію мають тягово-зчіпні пристрої з комбінованим пружним зв'язком (рис. 1.1, б), які є комбінацією витих циліндрових та кільцевих пружин. Кільцева пружина складається з набору внутрішніх 5 і зовнішніх 6 сталевих кілець спеціальної форми. Кільця, спираючись один на одного конусними поверхнями. В процесі деформування створюють не лише пружний, але і демпфуючий опір. Тому власні відносні повздовжні коливання тягача та причепа будуть затухаючими. Кільцеві пружини зазвичай встановлюються з попереднім підтисканням, що в сукупності з

наявністю зазорів в зчпному вузлі робить пружну характеристику зчпного пристрою багатократно нелінійною та перешкоджає появі резонансних явищ.

На вантажних автомобілях малої та середньої вантажопідйомності використовують зчпні пристрої з гумовим пружним елементом (рис. 1.2), які володіють нелінійністю суттєво більшою, ніж у кільцевих пружин, але за інтенсивністю демпфування поступаються їм [4]. Вважається, що гумові пружні елементи можуть мати закриті (рис. 1.2, а) або відкриті (рис. 1.2, б) розташування.

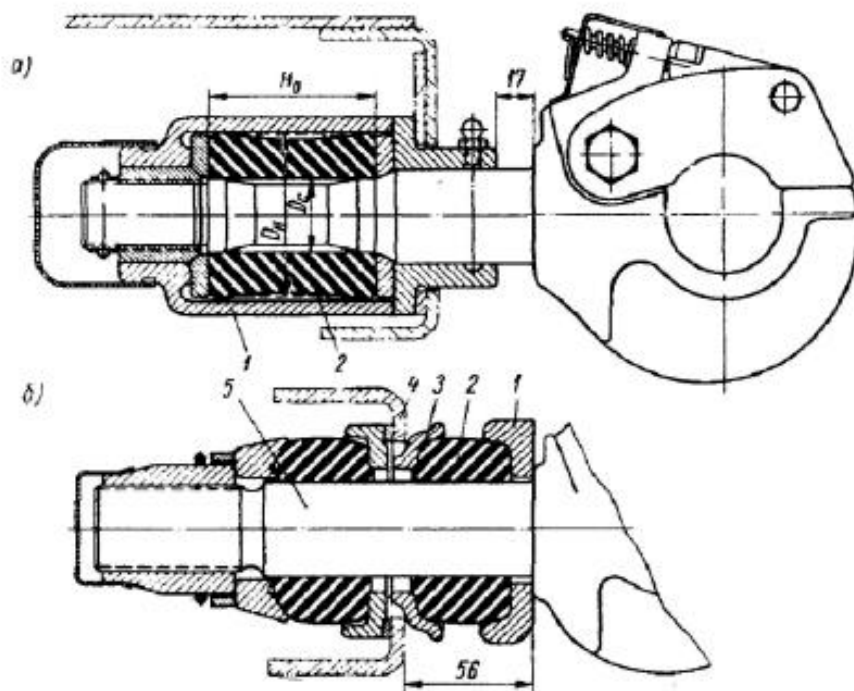


Рисунок. 1. 2. Гумові пружні елементи тягово-зчпних пристроїв вантажних автомобілів: а - суцільний закритий; б - розчленований відкритий

Гумові пружні елементи є в одному блоці або складовими. Складові пружні елементи дозволяють підбрати точніше необхідну жорсткість, відрізняються вищим демпфуванням та є простіше у виготовленні. Гумові елементи



вмонтовуються в кожусі з попереднім підтисканням, величиною 3 - 7 мм. Робоча деформація гумових елементів обмежується 15 - 20 мм.

На автомобілях, що використовують одноосні причепа, які створюють значний тиск, встановлюють тягово-зчіпні пристрої, що володіють не лише вертикальною, але й повздожньою пружністю. Це досягається спеціальним відкритим кріпленням гумових елементів 2, що відрізняються підвищеною масивністю (див. рис. 1.2, б). Гумові пружні елементи не вимагають постійного технічного обслуговування та дешеві у виготовленні.

Тягово-зчіпні пристрої типу «гак-зчеплення петля» відрізняються простотою виготовлення й конструкції, малою масою та відносно високою надійністю. Одночасно їм притаманні: неможливість усунення зазорів в зчіпному вузлі, що призводять до ривків та ударних навантажень в зчепленні, й необхідність установки пружних елементів великої жорсткості, що утрудняють процес рушання автопоїзда з місця; складність та небезпека виконання операцій щодо зчеплення та розчеплення автопоїздів.

Тягово-зчіпні пристрої типу «шкворнева вилка-зчіпна петля» забезпечують зниження динамічних навантажень внаслідок малих зазорів в зчіпному вузлі та напівавтоматичне зчеплення тягача з причепом. Одночасно вони дорожчі та складніші за зчіпні пристрої з тяговим гаком. Ці пристрої чутливі до зміни технічного стану та менше придатні для буксирування одноосних причепів із значним тиском, оскільки при гальмуванні можуть сприяти складанню ланок автопоїзда, що призводить до аварійних ситуацій [10].

На легкових автомобілях використовуються кульові зчеплення (рис. 1.3). Шарове зчеплення складається з кулі 3, яким закінчується тяговий стрижень зігнутої форми. Півсферична головка 2 дишла охоплює кулю 3, забезпечуючи зчеплення автомобіля з причепом [10].

Замок 4, який верхньою своєю частиною притискається до кульової головки використовується для запобігання вискакуванню кулі вниз. Заціпка 1 фіксує

замок 4 і виключає самовільне розщеплення. Зчіпні пристрої кульового типу не мають пружних й демпфуючих елементів та відрізняються простотою конструкції. Всі навантаження, які виникають під час експлуатації автомобіля з причепом, передаються на агрегати трансмісії й ходову частину, що є причиною їх деформації та спрацювання.

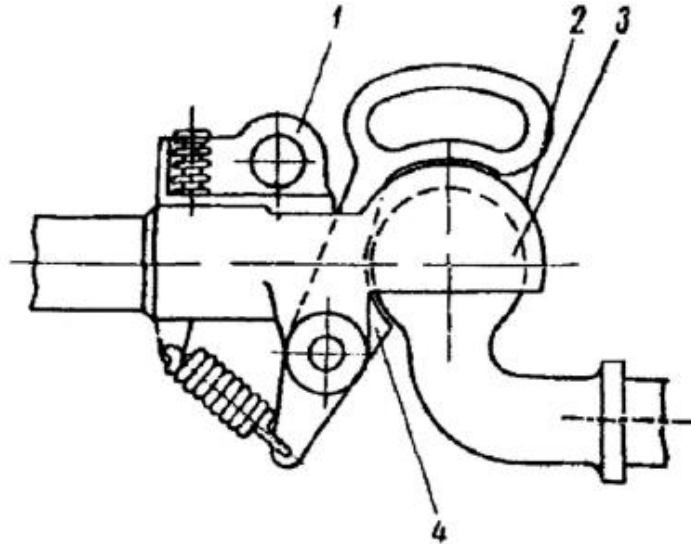


Рисунок. 1. 3. Кульове зчеплення легкового автомобіля

На основі особливостей роботи зчіпних пристроїв, до них разом із загально технічними вимогами, якими є простота конструкції, нескладність обслуговування й ремонту, мала маса, пред'являються специфічні вимоги [4]:

1. Надійність, що визначає безаварійну експлуатацію автопоїздів. Надійність дії залежить від конструктивної досконалості їх замкових та запобіжних пристроїв, міцності зчіпних пристроїв, а також від систематичного контролю за їх станом.

2. Висока гнучкість ланок автопоїзда, яка оцінюється величинами кутів незалежного відносного повертання і числом ступенів свободи.

3. Безпечне й швидке для обслуговуючого персоналу зчеплення та розчеплення ланок автопоїзда.

4. Обмеженість величин навантажень в зчіпних пристроях, яка досягається установкою демпфера і правильним вибором характеристики пружного елемента та способу його монтажу, досконалістю конструкції роз'ємно-зчіпного вузла (малі зазори, можливість усунення їх в процесі експлуатації).

5. Універсальність зчіпних пристроїв, що забезпечує можливість буксирування причіпних ланок, різних по конструкції та вазі, і взаємозамінність за умов зчеплення тягачів.

6. Підтримка частоти власних коливань системи на допустимому рівні, що не шкодить водію та пасажиром.

7. Випереджаюче рушання тягача порівняно з початком рушання причепа під час розгону.

8. Раціональне розміщення зчіпних пристроїв на рамі автомобіля відповідно до нормативних вимог приєднувальних та габаритних розмірів автопоїздів.

## **1. 2. Аналіз літературних джерел**

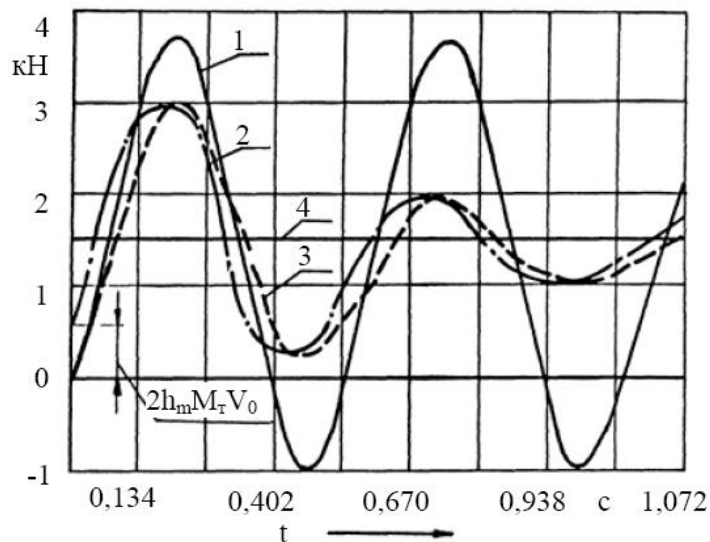
Динамічна взаємодія ланок автопоїзда представлена в наукових роботах М. М. Щукіна. Складені та вирішені диференціальні рівняння руху причіпного і сидельного автопоїздів для різних режимів руху. Теоретично досліджено вплив пружного зв'язку і демпфування в зчепленні на динамічну взаємодію ланок автопоїзда. Автор вважав процес гальмування автопоїзда таким, що складається з трьох послідовних етапів. На першому етапі ланки автопоїзда рухаються незалежно і динамічна взаємодія між ними відсутня, тобто відбувається вибір зазорів в зчіпному пристрої. Після цього починається другий етап - деформація пружного зв'язку. За відсутності демпфуючих опорів реакція пружного зв'язку може прийматися за величину гакового навантаження, тобто  $P_k = c S$  (де  $c$  - середня жорсткість пружного елемента зчеплення;  $S$  - величина деформації пружного елемента зчеплення). Якщо в зчепленні встановлений демпфер або

демпфуючий зв'язок, то реакцію пружного зв'язку не можна ототожнювати з навантаженням в зчепленні. В цьому випадку навантаження в зчепленні буде рівне:

$$P_k = cS + \sigma S \quad (1.1)$$

де  $\sigma$  - коефіцієнт опору демпфера.

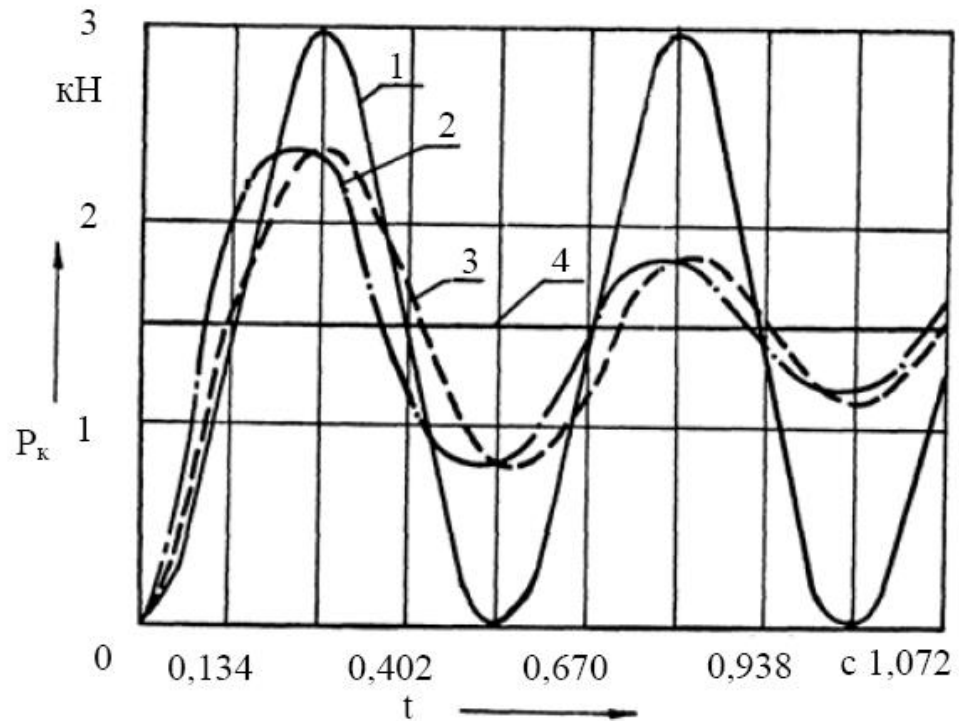
Коли гальмівні сили на колесах досягнуть своїх найбільших значень, настає третій етап динамічної взаємодії ланок автопоїзду. Вирішуючи послідовно диференціальні рівняння руху ланок автопоїзду на кожному етапі, отримано вираз для визначення екстремального зусилля в зчепному пристрої і побудовано графічні залежності, які характеризують зміну навантаження в зчепленні автопоїзду в процесі руху (рис. 1.4). навантаження на гаку (рис. 1.4, крива 2) у разі наявності зазорів в зчепленні на відміну від реакції пружного зв'язку (крива 3) не виходить з початку координат. Первинна її величина рівна  $P_k = 2h_m M_T V_{0\xi}$  (де  $V_{0\xi}$  - відносна швидкість ланок).



1 - за відсутності демпфера; 2 - за наявності демпфера; 3 - реакція пружного зв'язку; 4 - статичне навантаження

Рисунок. 1.4. Характер зміни навантаження в зчепному пристрої (за наявності зазорів в зчепленні)

Зростає відносна швидкість ланок автопоїзду із збільшенням зазорів, а отже, зростає і початкове навантаження, яке діє ударно, не дивлячись на наявність в зчепленні пружного зв'язку. Тому щоб уникнути появи різких поштовхів в зчепленнях забезпечених демпферами і металевому шуму, необхідно своєчасно усувати зазори в зчпному пристрої. Характер зміни навантаження за відсутності зазорів ілюструється кривою 2 на рис. 1.5. Криві 1 показують несприятливі зміни навантаження в зчепленні за відсутності демпфера.

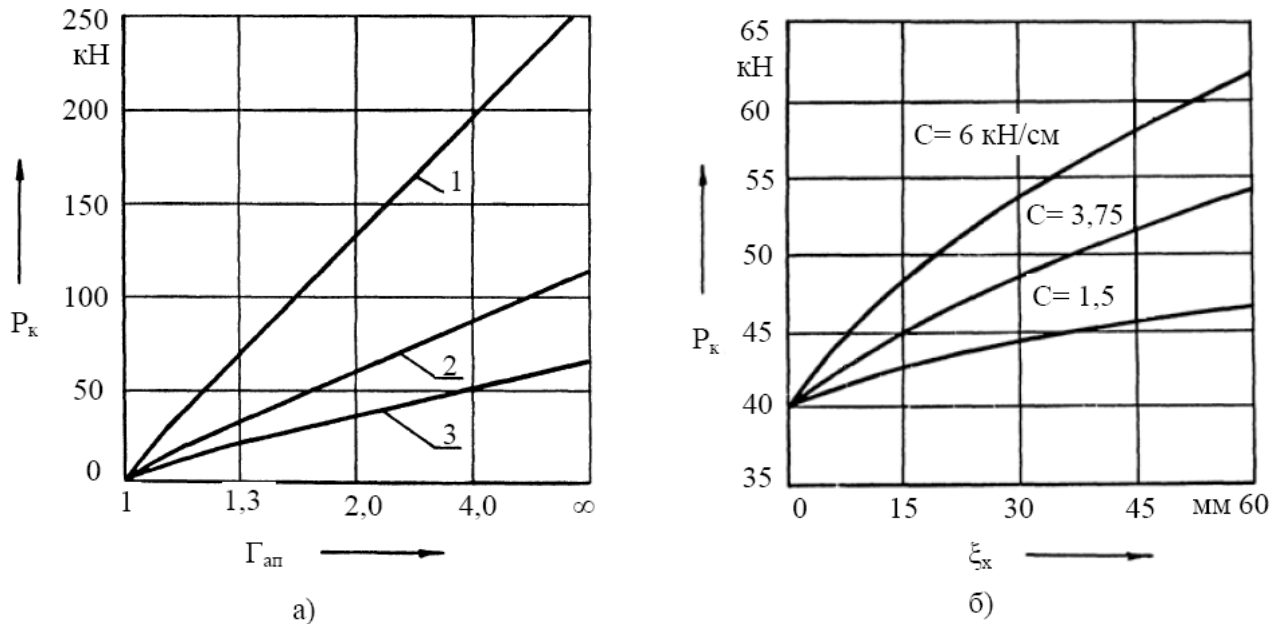


1 - при відсутності демпфера; 2 - при наявності демпфера; 3 - реакція пружного зв'язку; 4 - статичне навантаження

Рисунок. 1.5. Характер зміни навантаження в зчпному пристрої (за відсутності зазорів в зчепленні)

Вплив конструктивно-експлуатаційних чинників на режими навантажень зчпного пристрою розглянуті в роботі [14]. Авторами встановлено, що із збільшенням вагової характеристики автопоїзда, яка оцінюється коефіцієнтом  $\Gamma_{ап} = (M_a + M_{п}) / M_a$ , де  $M_a$  і  $M_{п}$  - маси автомобіля та причепа, навантаження в зчпному пристрої зростає і може досягти значень, що перевищують вагу

автомобіля (рис. 1.6, а). Із збільшенням зазорів в зчіпному пристрої навантаження також швидко зростає (рис.1.6, б). Причому, чим вища жорсткість пружного елемента зчеплення, тим вагомішим є негативний вплив зазорів.



1 - Автопоїзд з тягачем MAN F2000,  $c = 750$  кН/м,  $\xi = 0,02$  м; 2 - Автопоїзд з тягачем Mercedes-Btnz LKN,  $c = 500$  кН/м,  $\xi = 0,02$  м; 3 - Автопоїзд з тягачем IVEKO Daily,  $c = 250$  кН/м,  $\xi = 0,02$  м

Рисунок 1.6 - Вплив вагової характеристики АП (а) та зазорів в ТСУ (б) на величину зусилля в зчепленні

Від характеру зміни в часі рушійних (гальмівних) сил, що прикладаються до коліс ланок автопоїзда залежить вплив жорсткості пружного елемента на величину навантажень в зчіпному пристрої. За умови миттєвого прикладання рушійних (гальмівних) сил і наявності зазорів амплітуди навантажень, які є пропорційними кореню квадратному з коефіцієнта пружності (рис.1.7, а). Лише для випадку, коли зазор в зчепленні  $\xi_x = 0$ , величина навантаження в зчіпному пристрої не залежить від жорсткості та залишається постійною  $P_k = 2P_{ст}$  (де  $P_{ст}$  -

статичне навантаження). У випадку поступового зростання рушійних (гальмівних) сил характер впливу жорсткості суттєво змінюється (рис.1.7, б). Для зчіпних пристроїв без зазорів, збільшення жорсткості пружного елемента обов'язково викличе зниження навантажень, до величин, які дорівнюють статичним  $P_{ст}$ . Суттєвий вплив на величину максимального навантаження в зчіпному пристрої надає наявність рушійних (гальмівних) сил на колесах причепа. За їх відсутності навантаження в зчіпному пристрої досягає максимальних величин. У міру збільшення цих сил навантаження в зчіпному пристрої зменшується і стає рівною нулю, коли рушійні (гальмівні) сили на колесах тягача і причепа вирівнюються.

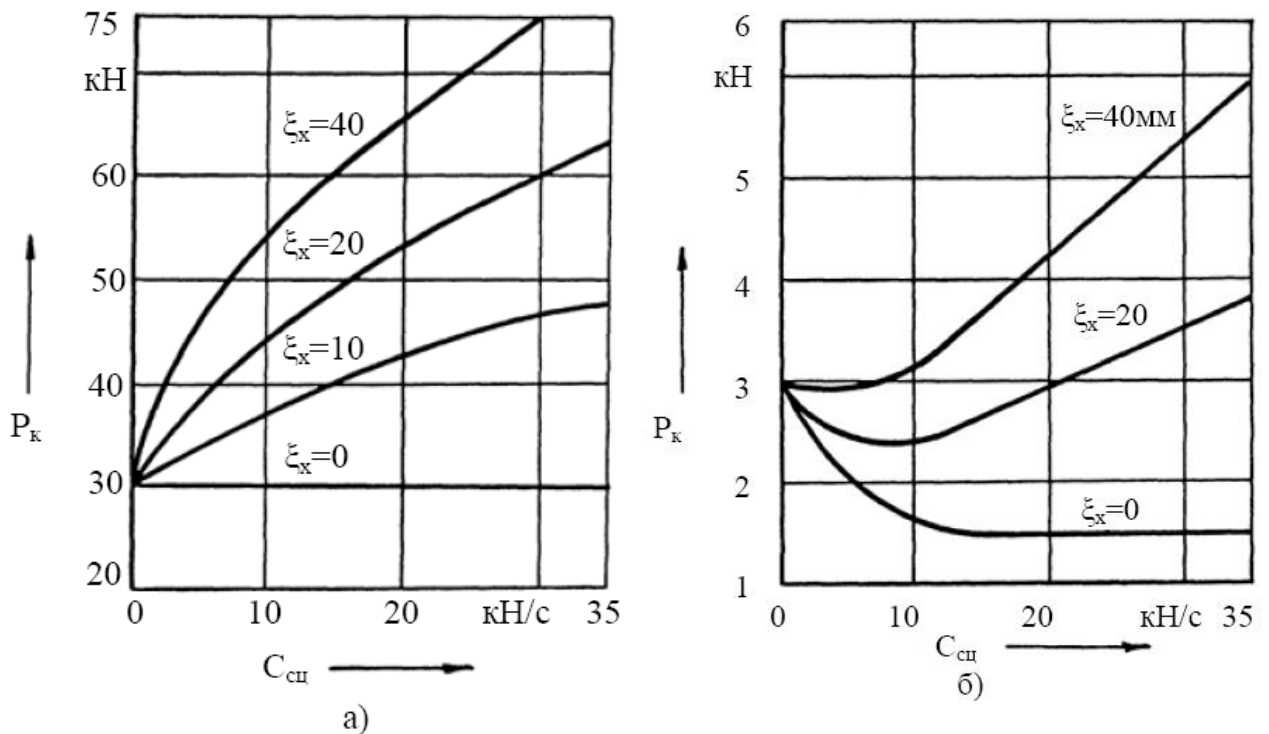


Рис. 1.7 - Вплив жорсткості пружного зв'язку  $c_y$  на величину максимального навантаження в зчіпному пристрої а - миттєве прикладання рушійних (гальмівних) сил; б - поступове зростання рушійних (гальмівних) сил

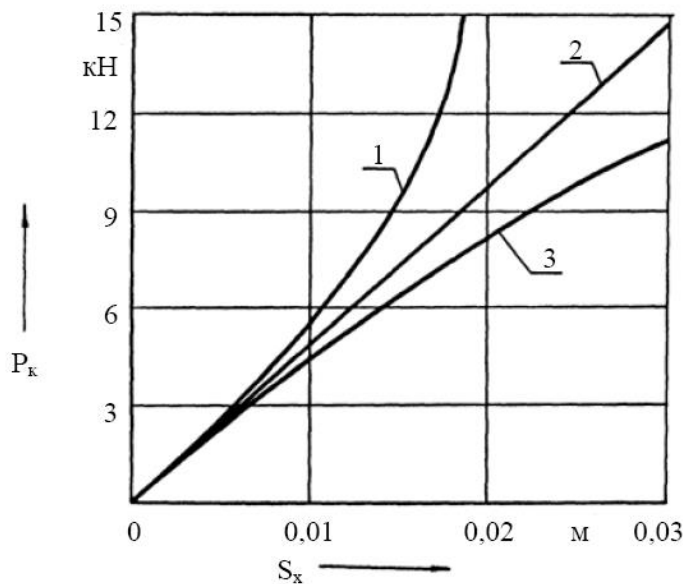
Я. Х. Закин [6], досліджує вплив жорсткості зчеплення, опору демпфера, темпу прикладання рушійних (гальмівних сил) на повздовжню взаємодію ланок

причіпних та сидельних автопоїздів. Автор відзначає, що за наявності зазорів в зчепленні, вплив демпфера суперечливий. З одного боку проявляються його позитивні властивості, оскільки він гасить відносні коливання ланок. З другого боку демпфер є шкідливим бо зумовлює початковий динамічний удар. Тому, встановлюючи демпфера в зчіпний пристрій слід ретельно вибирати зазори в роз'ємному вузлі будь-якими доступними методами. Досліджуючи гальмівну динаміку автопоїзда автор вважає зчеплення без зазорів та жорстким. Пояснюється таке допущення, суттєвим ускладненням рівнянь руху автопоїзда. Одночасно в роботі отримано важливі в теоретичному та практичному плані результати, а сама робота є класичним зразком підходу до розв'язання подібних задач.

Дослідженню поздовжньої взаємодії ланок автопоїзда із застосуванням електромоделюючих пристроїв присвячена робота [16], в якій стисло проаналізовані конструктивні особливості існуючих типів зчіпних пристроїв та визначені вимоги до розрахунку пружного елемента зчеплення. На підставі цих вимог і з урахуванням досліджень М. М. Щукіна, авторами роботи складені й розв'язані аналітично рівняння руху ланок автопоїзда для випадків розгону та рівномірного руху по нерівній дорозі. Розрахунки показали, що характер поздовжніх коливань ланок автопоїзда і величина зусиль в зчіпному пристрої залежать від величини збурювальної сили, типу пружного елемента зчеплення та його жорсткості. В процесі руху автопоїзда з лінійною пружною характеристикою зчіпного пристрою по дорозі з синусоїдальним профілем нерівностей відносна швидкість ланок знаходиться у фазі зі збурюючою силою, а амплітуда коливань може досягати значних величин, характерних для явища резонансу. Змінюючи співвідношення мас тягача і причепа від 0,57 до 1,0 максимум зусилля в зчепленні зміщується в діапазон вищих частот збурюючої сили.



Розрахунки максимальної величини зусилля в зчепному пристрої для різних характеристик пружного елементу (рис.1.8), різної величини початкової жорсткості нелінійного пружного елементу, коефіцієнтів демпфування та зазорів в зчепленні показали, що на режимі рушання з місця використання гумового пружного елементу з м'якою характеристикою забезпечує зменшення зусилля в зчепленні (при постійній силі тяги) в 1,46 рази порівняно із сталевую пружиною та в 1,69 рази порівняно з гумовим елементом, що має жорстку характеристику. Наявність зазору в з'єднанні гак-петля суттєво впливає на збільшення навантаження в зчепленні (рис.1.9). Особливо це помітно при великих жорсткостях пружного елементу. Наприклад, збільшення зазору з 0 до 2 см при жорсткості 100 кН/см дає збільшення навантаження в чотири рази. Із зменшенням жорсткості вплив зазору на величину зусилля в зчепленні знижується. У випадку беззазорного зчеплення із збільшенням жорсткості пружного елементу величина зусилля  $P_k$  дещо зростає. Нелінійність характеристики також знижує вплив зазору. Збільшення демпфуючих властивостей пружного елементу призводить до зменшення зусилля в зчепленні (рис.1.10).



1 – жорстка, 2 – лінійна, 3 – нелінійна

Рисунок 1.8. Характеристика пружного елементу зчепного пристрою

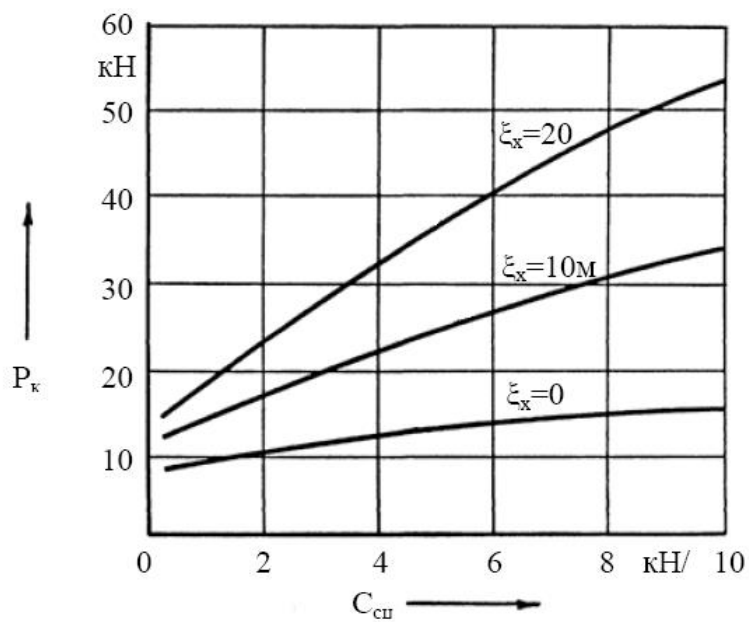


Рисунок. 1.9. Вплив жорсткості пружного елемента і зазору на величину зусилля на гаку зчіпного пристрою

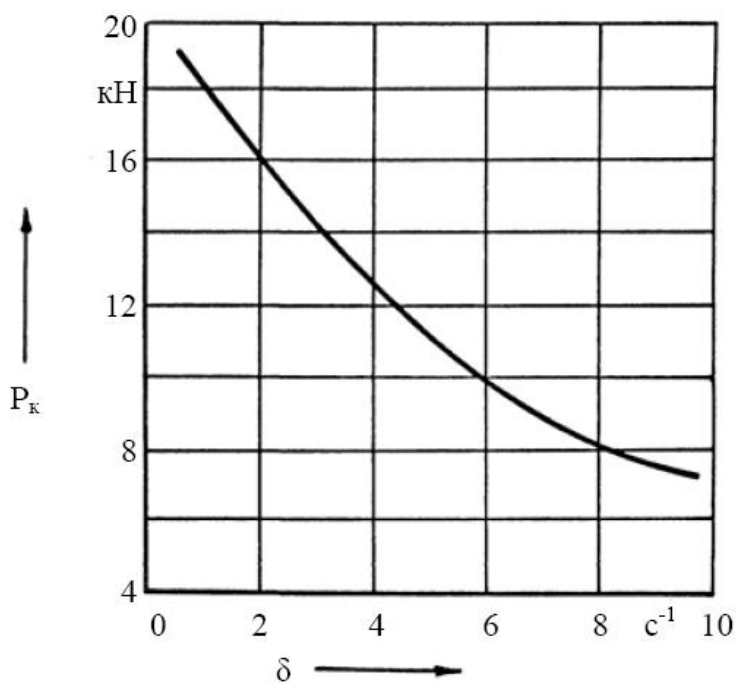


Рисунок. 1.10. Вплив коефіцієнту демпфування на величину зусилля на гаку зчіпного пристрою

Встановлено, що використання в зчїпному пристрої пружного елемента з гуми з м'якою характеристикою підвищує поздовжню стійкість автопоїзда. Цей висновок підтверджується аналізом амплітудно-частотних характеристик системи. Область нестійкого руху автопоїзда з м'яким зчепленням відповідає низьким частотам збурюючої сили, а для жорсткої - нестійкий стан буде зміщений в діапазон високих частот.

### **Висновки до розділу**

Узагальнюючи результати розглянутих вище робіт, можна відзначити, що питання динамічної взаємодії ланок вантажних автопоїздів вивчений достатньо і дозволяють зробити висновок про можливість появи значних динамічних навантажень в зчїпних пристроях навіть при сталих режимах руху. Величина навантажень залежить від багатьох чинників, але основними є дорожні умови, а характер зміни зусиль в основному визначається параметрами зчїпного пристрою. Для малотоннажних автопоїздів, які, як зазначено в роботі [7], є «особливим типом автопоїздів», подібні комплексні дослідження не проводилися, а існуючі роботи направлені на вивчення і вдосконалення конкретних груп експлуатаційних властивостей малотоннажних автопоїздів.

Питання вибору параметрів зчїпних пристроїв малотоннажних автопоїздів, так само не вивчене, оскільки існуючі методики вибору параметрів зчїпних пристроїв розроблялися, як зазначено їх авторами [4], для причіпних автопоїздів, з коефіцієнтом навантаження  $\Gamma_{ап} = 1,6 - 1,8$  (для малотонажних автопоїздів  $\Gamma_{ап} = 1,2 - 1,35$ ). Одночасно існуючі методики не враховують особливості притаманні малотонажним автопоїздам, наприклад обмеження за максимальною деформацією пружного елемента.

## **2. МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК МАЛОТОНАЖНОГО АВТОПОЇЗДА НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РУХУ**

Як відомо динамічна взаємодія ланок автопоїзда найвиразніше проявляється на несталих режимах руху, таких як розгін, включаючи рушання з місця, і гальмування, а також при русі автопоїзда по нерівних дорогах [14]. Причому найхарактернішим, з точки зору динамічної взаємодії ланок, є режим гальмування. Тому нижче детальніше розглянемо моделювання саме цього режиму, тим більше що рівняння, які описують рух малотоннажного автопоїзда й динамічну взаємодію його ланок в процесі гальмування, можуть бути використані, з деякими доповненнями і змінами, під час дослідженні інших режимів руху.

### **2. 1. Математична модель малотоннажного автопоїзда в процесі гальмування**

Наявність в тягово-зчіпному пристрої автопоїзда демпфуючих, пружних елементів і зазорів зумовлює появу в процесі руху відносних повздовжніх та поперечних коливань ланок, в горизонтальній площині. Поперечні коливання негативно впливають на стійкість автопоїзда, але практично не впливають на деформацію і спрацювання деталей зчіпного пристрою [12]. Повздовжні коливання ланок не лише суттєво збільшують навантаження на агрегати ходової частини автомобіля і зчіпний пристрій, але і шкодять людському організму. Тому надалі обмежимося дослідженням повздовжніх коливань ланок і визначуваної ними повздовжньої стійкості автопоїзда.

Автопоїзд – це складна механічна система, що складається з великої кількості елементів, з'єднаних різними зв'язками. Дослідження руху автопоїзда з урахуванням всіх зв'язків дуже складне, тому реальний автопоїзд замінюється розрахунковою моделлю. Складність моделі визначається можливістю визначення кількісних показників, які достовірно відображають реальний процес та завданнями дослідження. Одночасно модель повинна бути доступною для дослідження і достатньо простою, що дає можливість прийняття деяких припущень.

Розглянемо процес гальмування малотоннажного автопоїзда, у складі двовісного автомобіля-тягача і одноосного причепа, обладнаного гальмівною системою. Надалі, причіп, до коліс якого прикладаються гальмівні або тягові сили, називатимемо «активним», в іншому випадку - «пасивним». Розрахункова схема автопоїзда показана на рис. 2.1.

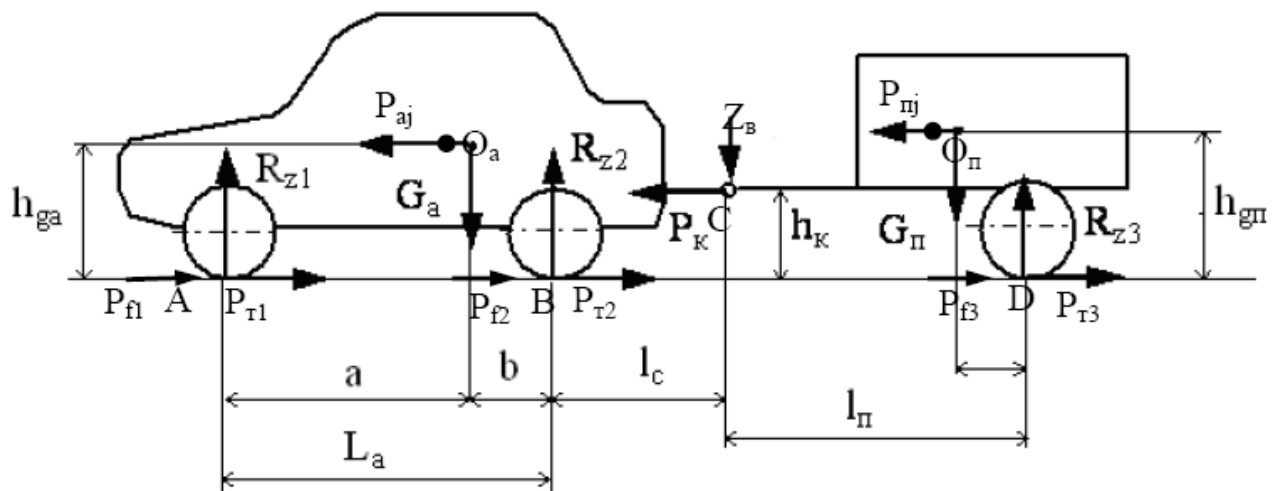


Рисунок 2.1. Розрахункова схема малотоннажного автопоїзда для аналізу повздовжньої взаємодії його ланок під час гальмування

Приймемо наступні припущення:

- відриви коліс від дорожньої поверхні відсутні;

- автопоїзд рухається по рівній горизонтальній поверхні;
- на дорозі зчіпні властивості дорожньої поверхні постійні;
- підресорені маси ланок автопоїзда - тверді тіла, що мають повздовжню площину симетрії;
- безпружинні маси тягача та причепа рухаються в площині поздовжньої симетрії відповідних ланок автопоїзда;
- у системі діють сили опору пропорційні першій похідній відповідних переміщень;
- відносно центрів мас відбуваються кутові переміщення підресорених мас ланок автопоїзда;
- колеса однієї осі мають однакові моменти інерції та радіуси.

Використовуючи рівняння Лагранжа II роду складемо диференціальні рівняння руху автопоїзда,.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}} + Q(t) \quad (2.1)$$

де  $T = 0,5a \dot{q}^2$  - кінетична енергія системи;

$\Pi = 0,5c q^2$  - потенційна енергія системи;

$\Phi = 0,5 \beta \dot{q}^2$  - дисипативна функція;

$a, c, \beta$  - позитивні постійні коефіцієнти;

$q_i$  - узагальнені координати;

$Q(t)$  - узагальнена сила, о<sub>j</sub> відповідає координаті  $q_i$

В якості узагальнених координат приймемо як:  $S_a, S_{\pi}$  - шляхи,  $z_{rs}$  проходять центри мас тягача та причепа від деякого початкового положення (початок відліку);  $z_a, z_{\pi}, \xi_i$  - вертикальні переміщення центрів мас підресорених і безпружинних частин ланок автопоїзда;  $\alpha_a, \alpha_{\pi}$  - кути диферента підресорених частин тягача і причепа.

Запропоновано замінити зв'язок між ланками автопоїзда дією відповідних реакцій зв'язку. Тоді розрахункові схеми автомобіля-тягача і причепа можна представити в такому вигляді, як показано на рис. 2.2. Складемо диференціальні рівняння руху ланок автопоїзда і запишемо вирази для визначення  $T_a$ ,  $\Pi_a$ ,  $\Phi_a$  і  $Q(t)$ .

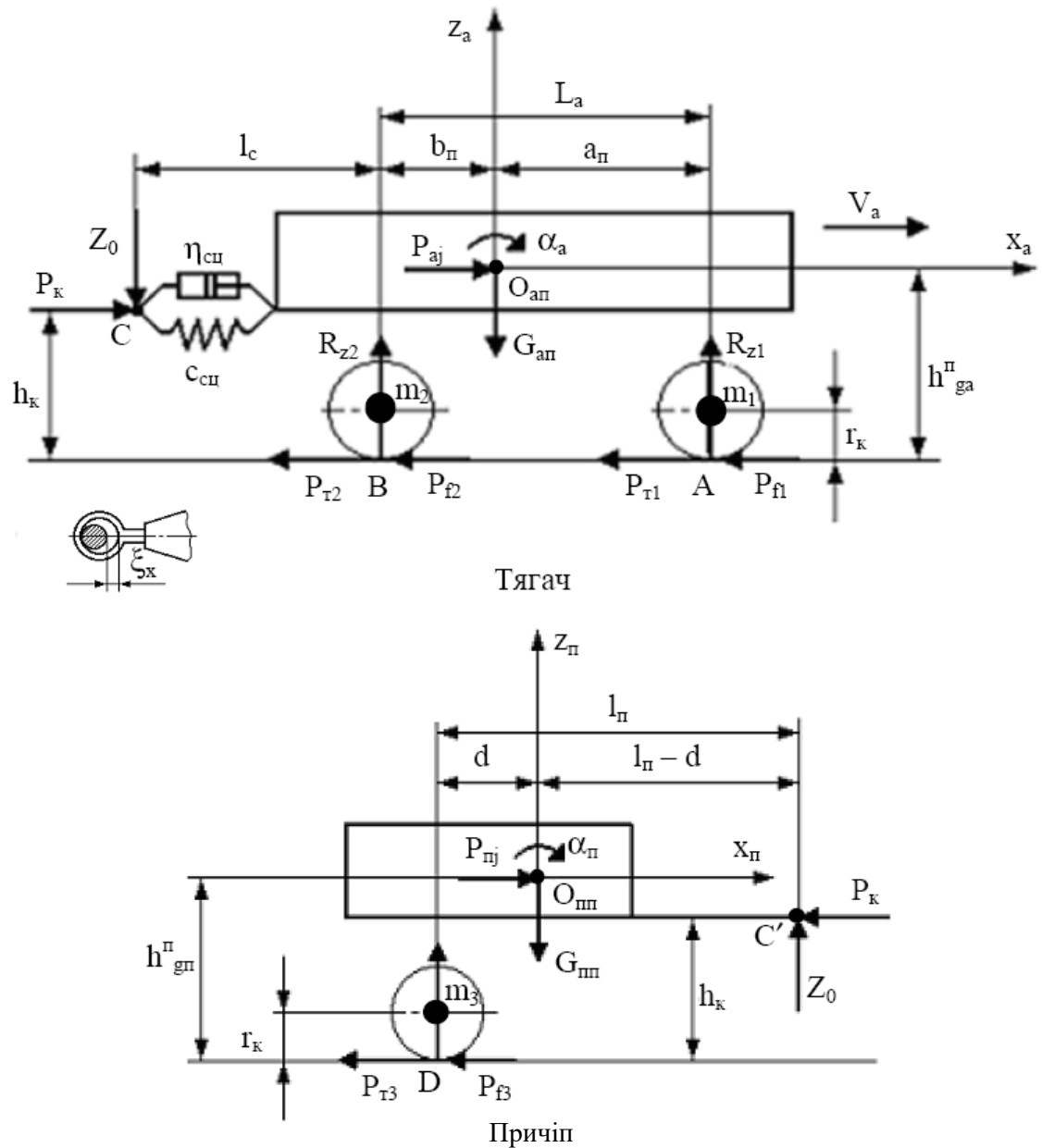


Рисунок 2.2. Розрахункові схеми коливальної моделі ланок автопоїзда

Кінетична енергія тягача визначається з виразу:

$$T_a = 0,5(M_a \dot{S}_a^2 + M_{an} \dot{z}_a^2 + J_{ya}^n \dot{\alpha}_a^2 + m_1 \dot{\xi}_1^2 + m_2 \dot{\xi}_2^2) \quad (2.2)$$

де  $M_a, M_{an}$  - маси тягача і його підресорених частин;

$m_1, m_2$  - маси не підресорених частин тягача;

$J_{ya}^n$  - момент інерції підресорених частин тягача відносно осі, перпендикулярної до площини поздовжньої симетрії.

Для визначення потенційної енергії пружних елементів ходової частини тягача застосовуємо формулу:

$$P_a = 0,5(\sum c_1 z_1^2 + \sum c_2 z_{2i}^2 + \sum c_{u1} \xi_1^2 + \sum c_{u2} \xi_2^2) \quad (2.3)$$

де  $\sum c_{1,2} z_1^2, \sum c_{u2}$  - коефіцієнти вертикальної жорсткості підвіски і шин тягача;

$z_{1,2}$  - вертикальні переміщення частин тягача в місцях кріплення відповідних мостів.

Запропоновано вести відлік вертикальних деформацій пружних елементів підвіски та шин від положення статичної рівноваги відповідних частин ланок автопоїзда. Тоді:

$$\begin{aligned} z_1 &= z_a + a_n \alpha_a - \xi_1 \\ z_2 &= z_a - b_n \alpha_a - \xi_2 \end{aligned} \quad (2.4)$$

де  $a_n, b_n$  - відстані від центру мас підресорених частин тягача до передньої і задньої осей.

Від типу підвіски і виду коливань (вертикальні або кутові) залежить величина коефіцієнтів  $c_{1,2}$ , тому розрізнятимемо вертикальну  $c_z$  і кутові  $c_a$  жорсткості підвіски, а також жорсткість пружного елемента  $c_p$ , значення яких можна визначити з допомогою відомих формул [8].



Дисипативна функція  $\Phi_a$ , з урахуванням прийнятих вище припущень має вигляд:

$$\Phi_a = 0,5(\sum k_1 \dot{z}_1^2 + \sum k_2 \dot{z}_2^2 + \sum k_{m1} \dot{\xi}_1^2 + \sum k_{m2} \dot{\xi}_2^2) \quad (2.5)$$

де  $\sum k_i, \sum k_{mi}$  - приведені коефіцієнти не пружного опору в підвісці та шинах тягача;

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \dot{z}_a + a_n \dot{\alpha}_a - \dot{\xi}_1 \\ \dot{z}_2 &= \dot{z}_a + b_n \dot{\alpha}_a - \dot{\xi}_2 \end{aligned} \quad (2.6)$$

Знайдемо часткові похідні від  $T_a$ ,  $\Pi_a$  і  $\Phi_a$  по відповідних узагальнених координатах і їх похідних. Для кінетичної енергії:

$$\frac{\partial T_a}{\partial S_a} = \frac{\partial T_a}{\partial Z_a} = \frac{\partial T_a}{\partial \alpha_a} = \frac{\partial T_a}{\partial S_a} = \frac{\partial T_a}{\partial \xi_1} = \frac{\partial T_a}{\partial \xi_2} = \frac{\partial T_a}{\partial \alpha_{k1}} = \frac{\partial T_a}{\partial \alpha_{k2}} = 0 \quad (2.7)$$

Для потенційної енергії:

$$\frac{\partial \Pi_a}{\partial z_\alpha} = \sum c_1 z_1 + \sum c_2 z_2 ; \quad \frac{\partial \Pi_a}{\partial \alpha_\alpha} = -\sum c_1 \alpha_n z_1 + \sum c_2 b_n z_2 \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial \Pi_a}{\partial \xi_1} = -\sum c_1 z_1 + \sum c_{u1} \xi_1 ; \quad \frac{\partial \Pi_a}{\partial \xi_2} = -\sum c_2 z_2 + \sum c_{u2} \xi_2 \quad (2.9)$$

Для дисипативної функції:

$$\frac{\partial \Phi_a}{\partial z_\alpha} = \sum k_1 \dot{z}_1 + \sum k_2 \dot{z}_2 ; \quad \frac{\partial \Phi_a}{\partial \alpha_\alpha} = -\sum k_1 \alpha_n \dot{z}_1 + \sum k_2 b_n \dot{z}_2 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial \Phi_a}{\partial \xi_1} = -\sum k_1 \dot{z}_1 + \sum k_{u1} \dot{\xi}_1 ; \quad \frac{\partial \Phi_a}{\partial \xi_2} = -\sum k_2 \dot{z}_2 + \sum k_{u2} \dot{\xi}_2 \quad (2.11)$$

Продиференціюємо вирази за часом:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_a}{\partial \dot{S}_a} \right) = M_a \ddot{S}_a ; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_a}{\partial \dot{z}_a} \right) = M_{an} \ddot{z}_a ; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_a}{\partial \dot{a}_a} \right) = J_{yan}^{\Pi} \ddot{a}_a ;$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_a}{\partial \dot{\xi}_1} \right) = m_1 \ddot{\xi}_1 ; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_a}{\partial \dot{\xi}_2} \right) = m_2 \ddot{\xi}_2 \quad (2.12)$$

Для відповідних узагальнених координат, збурюючі сили  $Q_i(t)$  запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} Q_{Sa} &= -P_{T1} - P_{T2} - P_{f1} - P_{f2} + P_K ; & Q_{a_a} &= (P_{T1} + P_{T2})h_{ga}'' - P_K (h_{ga}'' - h_k) - z_0 (b_{II} + l_k) ; \\ Q_{za} &= -z_0 ; & Q_{\xi_1} &= Q_{\xi_2} = 0 , \end{aligned} \quad (2.13)$$

де  $P_{T1,2}$  - гальмівні сили, що діють на колеса відповідних осей тягача;  $P_{f1,2} = R_{z1,2} f$  - сили опору коченню;  $R_{z1,2}$  - нормальні реакції дороги, що діють на колеса відповідної осі тягача;  $f$  - коефіцієнт опору коченню;  $P_K, Z_0$  - поздовжня і вертикальна складові зусилля в зчпному пристрої автопоїзда;  $h_{ga}'', h_k$  - відстані від центру мас підресорених частин тягача і від зчпного пристрою до поверхні дороги.

Врахувавши виконані перетворення, підставимо значення всіх складових в рівняння (2.1), в результаті отримаємо систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описують рух центру мас тягача і коливання його підресорених та безпружинних частин:

$$\begin{aligned} M_a \ddot{S}_a &= -R_{x1} - R_{x2} + P_K ; \\ M_{an} \ddot{z}_a + \sum k_1 \dot{z}_1 + \sum k_2 \dot{z}_2 + \sum c_1 z_1 + \sum c_2 z_2 &= Z_0 ; \\ J_{ya}'' \ddot{a}_a + \sum k_1 a_n \dot{z}_1 - \sum k_2 b_n \dot{z}_2 + \sum c_1 a_n z_1 - \sum c_2 b_n z_2 &= P_{Ta} h_{ga}'' - P_K (h_{ga}'' - h_k) - Z_0 (b_{II} + l_c) ; \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + \sum k_{u1} \xi_1 - \sum k_1 \dot{z}_1 + \sum c_{u1} \xi_1 - \sum c_1 z_1 &= 0 ; \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + \sum k_{u2} \xi_2 - \sum k_2 \dot{z}_2 + \sum c_{u2} \xi_2 - \sum c_2 z_2 &= 0 \end{aligned} \quad (2.14)$$

де  $R_{x1} = P_{T1} + P_{f1}$  ;  $R_{x2} = P_{T2} + P_{f2}$  - сумарні дотичні реакції, діючі на колесах відповідних осей тягача

Для складання диференціальних рівнянь руху причепа, вирази визначення кінетичної  $T_n$ , потенційної  $\Pi_n$  енергій причепа і дисипативної функції  $\Phi_n$  запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} T_{II} &= 0,5(M_{II} \dot{S}_{II}^2 + M_{III} \dot{z}_{II}^2 + J_{VII}^n \dot{a}_{II}^2 + m_3 \dot{\xi}_3^2) ; \\ \Pi_{II} &= 0,5(\sum c_3 z_{II}^2 + \sum c_{u3} \xi_3^2) ; \\ \Phi_{II} &= 0,5(\sum k_3 z_{II}^2 + \sum k_{u3} \xi_3^2) \end{aligned} \quad (2.15)$$

де  $M_{II}$ ,  $M_{III}$ ,  $m_3$  - маси причепа, його підресорених і безпружинних частин;

$J_{VII}^n$  - момент інерції підресорених частин причепа;

$\sum c_3, \sum c_{m3}$  - коефіцієнти жорсткості підвіски і шин причепа;

$\sum k_3, \sum k_{m3}$  - коефіцієнти демпфування в підвісці і шинах.

Збурюючі сили  $Q_i(t)$  для відповідних координат  $q_i$  причепа матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} Q_{S_{II}} &= -P_{T3} - P_{f3} - P_K ; & Q_{z_{II}} &= -Z_0 ; \\ Q_{a_{II}} &= P_{T3} h_{gn}^n + P_K (h_{gn}^n - h_k) - Z_0 (l_n - d) , \end{aligned} \quad (2.16)$$

де  $P_{T3}$ ,  $P_{f3}$  - гальмівні сили та сили опору коченню, діючі на колесах осі причепа;

$h_{gn}^n, h_k, l_n, d$  - конструктивні параметри причепа.

Продиференціювавши рівняння (2.8) по відповідних узагальнених координатах і їх похідних, та підставивши ці вирази в рівняння Лагранжа, після перетворень, отримаємо систему нелінійних диференціальних рівнянь, що описують рух причепа:

$$\begin{aligned} M_{II} \ddot{S}_{II} &= -R_{x3} - P_K ; \\ M_{III} \ddot{z}_{II} + \sum k_3 \dot{z}_3 + \sum c_3 z_{32} &= -Z_0 ; \\ J_{VII}^n \ddot{a}_{II} + \sum k_3 d \dot{z}_3 + \sum c_3 d z_3 &= P_{T3} h_{gn}^n + P_K (h_{gn}^n - h_k) - Z_0 (l_n - d) ; \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$m_3 \ddot{\xi}_3 + \sum k_{m3} \dot{\xi}_3 - \sum k_3 \dot{z}_3 + \sum c_{m3} \xi_3 - \sum c_3 z_3 = 0$$

де  $R_{x3} = P_{T3} + P_{F3}$  - сумарна дотична реакція, діюча на колесах осі причепа.

Визначимо динамічні та кінематичні параметри руху ланок автопоїзда. Гальмівні сили на колесах тягача виразимо як функцію коефіцієнта зчеплення і нормального навантаження на колесо:

$$P_{T1} = R_{zi} \varphi_x(S_{xi}) \quad (2.18)$$

де  $\varphi_{xi}$  - поточне значення коефіцієнта зчеплення.

Величина  $\varphi_{xi}$  моделюється за методикою [8], в основу якої покладено опис залежності коефіцієнта зчеплення від пробуксовування за допомогою функцій  $F(S_x)$  і його корекції по швидкості з використанням наступних виразів:

$$\begin{aligned} \varphi_{xi} &= \varphi_0 F(S_{xi})(1 - k_\varphi V_a); \\ F(S_{xi}) &= \frac{S_{xi}}{a_\varphi S_{xi}^2 + b_\varphi S_{xi} + c_\varphi}, \end{aligned} \quad (2.19)$$

де  $\varphi_0$  - коефіцієнт зчеплення при русі колеса юзом;

$k_\varphi$  - коефіцієнт корекції по швидкості;

$S_x$  - відносне прослизання колеса;

$a_\varphi, b_\varphi, c_\varphi$  - коефіцієнти апроксимації, що визначають тип поверхні.

Пробуксовування колеса:

$$S_{xi} = 1 - \frac{\omega_{ki} r_{k0}}{V_a}, \quad (2.20)$$

де  $\omega_k$  - кутова швидкість колеса;

$r_{k0}$  - вільний радіус колеса.

Знайдемо кутову швидкість колеса, проінтегрувавши вираз

$$\dot{\omega}_{ki} = \frac{R_{zi} \varphi_x r_d - M_{Ti}}{J_k}; \quad (2.21)$$

за формулою:

$$0 \leq \omega_{ki} = \omega_{kc} + \int_0^t \dot{\omega}_{ki} dt \leq \frac{V_a}{r_d}, \quad (2.22)$$

де  $J_k$  - момент інерції колеса;

$M_{Ti}$  - гальмівний момент на відповідному колесі;

$\omega_{ki}$  - кутове прискорення колеса.

від тиску в колісних гальмівних циліндрах (КГЦ) та конструктивних параметрів гальмівних механізмів залежить величина гальмівного моменту, що прикладається до колеса,. Для автомобілів з гідравлічним гальмівним приводом можна прийняти з достатньою для практичних розрахунків точністю:

$$M_{Ti} = A_0 F_k (p_{ai} - p_0), \quad (2.23)$$

де  $A_0$  - геометричний чинник гальмівного механізму;

$F_k$  – площа поршня КГЦ;

$p_{ai}$  - поточне значення тиску у відповідному контурі гальмівної системи тягача;

$p_0$  - тиск, що витрачається на подолання опору стягувальних пружин.

З метою запобігання блокуванню коліс задньої осі в її гальмівному контурі встановлюють регулятор гальмівних сил, який змінює співвідношення між тиском  $p_{a1}$  та  $p_{a2}$  при досягненні деякого командного тиску  $p_{10}$  з врахуванням вагового стану автомобіля. Тому до моменту включення регулятора можна прийняти, що тиск гальмівної рідини в обох контурах змінюється пропорційно часу гальмування і має однакову величину:

$$p_{a1} = p_{a2} = p_a = n_p t_p, \quad (2.24)$$

де  $p_a$  - тиск після головного гальмівного циліндра (ГГЦ);

$n_p = \partial p / \partial t$  – темп зміни тиску в гальмівному приводі тягача;

$t_p$  – час від початку гальмування до моменту спрацьовування РГС.

Регулятор вмикається коли тиск в гальмівному приводі досягне величини  $p_{10}$  і подальша зміна тиску в гальмівних контурах відбуватиметься відповідно до різних законів. Динамічні регулятори з пропорційним клапаном задаються наступними законами зміни тисків:

$$p_{a1} = n_p (t_d - t_p); \quad p_{a2} = p_{10} + k_p (p_{a1} - p_{10}), \quad (2.25)$$

де  $t_d$  - час динамічної стадії процесу гальмування;

$k_p$  - коефіцієнт передачі регулятора [16].

Для автомобілів з гідравлічним гальмівним приводом тривалість динамічної стадії становить 0,3 - 0,5 с. Після досягнення максимального тиску в гальмівному приводі настає статична стадія гальмування, впродовж якої тиск  $p_{a1}$  залишається постійним, та дорівнює  $p_{amax}$ .

Враховуючи перерозподіл вертикальних навантажень в процесі гальмування, нормальні реакції на осях ланок автопоїзда визначимо за формулами:

$$\begin{aligned} R_{z1} &= R_{z1ст} + k_{ш1} \dot{\xi}_1 + c_{ш1} \xi_1; \\ R_{z2} &= R_{z2ст} + k_{ш2} \dot{\xi}_2 + c_{ш2} \xi_2; \\ R_{z3} &= R_{z3ст} + k_{ш3} \dot{\xi}_3 + c_{ш3} \xi_3, \end{aligned} \quad (2.26)$$

де  $R_{zicт}$  - нормальні реакції на колесах тягача і причепа в статичному стані.

З рівнянь суми моментів сил відносно точок (А, В, D) контакту коліс з дорогою (рис. 2.1) визначаються реакції  $R_{zicт}$ :

$$\begin{aligned} R_{z1ст} &= M_{ап} g b / L_a + m_1 g - M_{пп} g l_c d / l_{п} L_a; \\ R_{z2ст} &= M_{ап} g a / L_a + m_2 g + M_{пп} g (L_a + l_c) d / l_{п} L_a; \\ R_{z3ст} &= M_{пп} g (l_{п} - d) / l_{п} + m_3 g. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Величину повдовжньої складової  $P_k$  зусилля в зчепленні виразимо через деформацію  $S_x$  пружного елемента і характеристики зчпного пристрою:

$$P_k = c_{\text{сц}} S_x + \eta_{\text{сц}} \dot{S}_x + F_{\text{тр}} \text{sign} \dot{S}_x, \quad (2.28)$$

де  $c_{\text{сц}}$ ,  $\eta_{\text{сц}}$ ,  $F_{\text{тр}}$  – коефіцієнти жорсткості, демпфування та сухе тертя в зчпному пристрої.

Пружна характеристика зчпних пристроїв має істотну нелінійність і може бути з достатньою для практики точністю апроксимована поліномом вигляду [9]

$$c_{\text{сц}} = c_{\text{сц}0} \pm \sum \beta S_x^n, \quad (2.29)$$

де  $c_{\text{сц}0}$  – коефіцієнт жорсткості пружного елемента зчеплення при малих деформаціях ( $S_x \leq 0,02 S_{\text{max}}$ );

$\beta$ ,  $n$  – емпіричні коефіцієнти, що характеризують нелінійність пружної характеристики.

Величина коефіцієнта  $c_{\text{сц}}$  визначатиметься повздовжньою жорсткістю шасі ланок автопоїзда у випадку «пробою» зчеплення або застосування на автопоїзді жорсткого зчеплення, наприклад «кульового».

Для визначення вертикального зусилля  $Z_B$  в зчпному пристрої можна використовувати одне з рівнянь систем рівнянь (2.7) або (2.9). Якщо виразити кут диферента  $\alpha_{\text{п}}$  підресореної маси причепа через відповідні переміщення підресореної маси тягача

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{1}{(l_{\text{п}} - d)} [Z_{\text{п}} - z_a - \alpha_a (b_{\text{п}} + l_c)], \quad (2.30)$$

то, використовуючи третє рівняння системи (2.9), отримаємо:

$$Z_0 = \frac{1}{(l_{\text{п}} - d)} [(P_{\text{т3}} + R_{\text{f3}}) h_{\text{гп}}^{\text{п}} + P_k (h_{\text{гп}}^{\text{п}} - h_k) - J_{\text{уп}}^{\text{п}} \ddot{\alpha}_{\text{п}} - k_{\text{п}\alpha} \dot{\alpha}_{\text{п}} - k_{\text{п}z} \dot{z}_{\text{п}} - c_{\text{п}\alpha} \alpha_{\text{п}} - c_{\text{п}z} z_{\text{п}} + k_3 d \xi_3 + c_3 d \dot{\xi}_3]. \quad (2.31)$$

Тоді сумарна вертикальна реакція

$$Z_a = Z_{ct} + Z_0 \quad (2.32)$$

де  $Z_{ct} = M_{gr}gd/l_{п}$  - вертикальна складова зусилля в зчепленні в статиці.

Інерційна гальмівна система найчастіше використовується на одноосних причепах до легкових та малотоннажних вантажних автомобілів. Принцип дії цієї системи заснований на перетворенні зусилля нахату причепа на тягач в гальмівні сили на колесах причепа. До інерційної гальмівної системи включено три групи пристроїв: пристрій управління, гальмівний привід та колісні гальма. Враховуючи, що на причепах застосовуються стандартні гальмівні механізми, робота яких описується тими ж рівняннями, що і для тягача, детальніше зупинимося лише на моделюванні роботи двох перших пристроїв.

Для передачі зусилля нахату від зчіпного пристрою на привід гальмівної системи причепа застосовується пристрій управління. Пороговий пристрій призначений для запобігання мимовільного спрацьовуванням інтеграційної гальмівної системи під час руху автопоїзда по нерівних дорогах, а демпфуюче - для гасіння коливань в пристрої управління і гальмівному приводі причепа. Як правило використовується декілька типів порогових пристроїв, відмінних конструктивно і які мають різні вихідні характеристики. На рис. 2.3 показано розрахункову схему пристрою управління, яка дозволяє, за рахунок зміни розмірних і силових параметрів елементів схеми, моделювати роботу порогових пристроїв різного типу [18].

Запишемо рівняння рівноваги сил, що діють на шток 1 пристрою управління у вигляді:

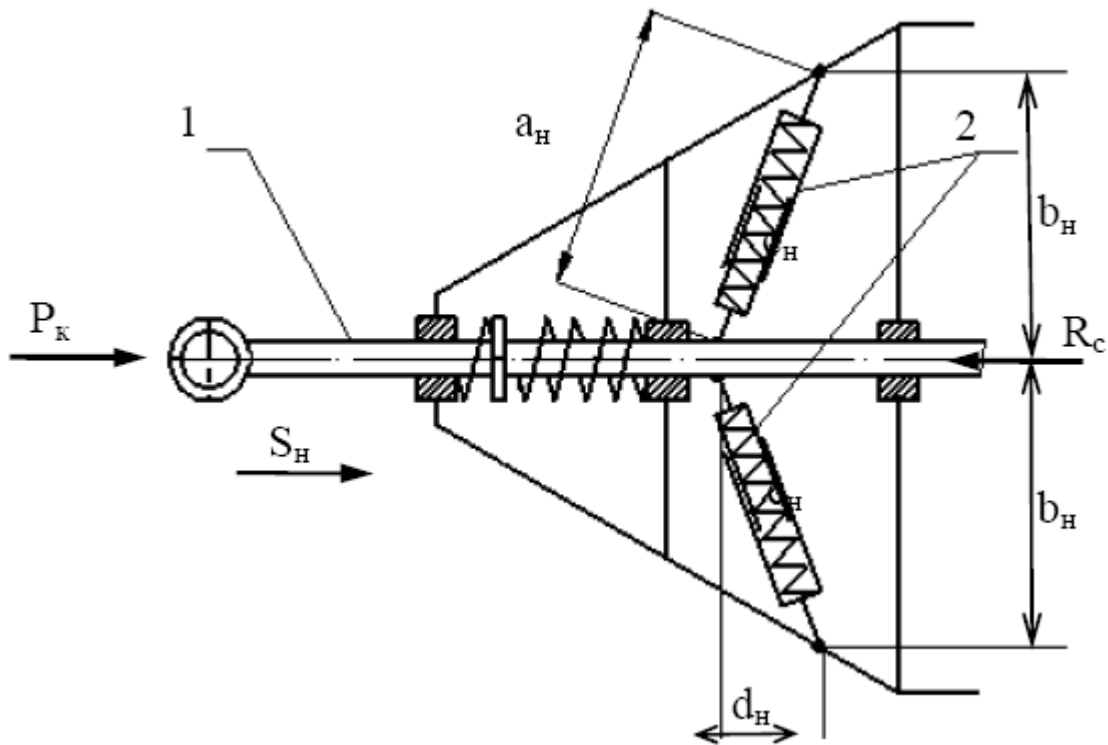
$$P_k - F(S_H) - \eta_{H1,2} \dot{S}_H - c_y (S_H - \delta_x) - \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{S}_H - m_y \ddot{S}_H - R_c = 0, \quad (2.33)$$

де  $F(S_H)$  – функція жорсткості порогового пристрою;

$S_H$  – переміщення штока 1;



$\eta_n$  – коефіцієнти опору демпфера при стисненні та віддачі;  
 $m_y$  – маса рухомих частин пристрою управління;  
 $R_c$  – реакція з боку гальмівного приводу на шток 1;  
 $c_y$  – коефіцієнт жорсткості зворотної пружини;  
 $\delta_x$  – вільний хід штока;  
 $\mu$  – коефіцієнт тертя.



1 – рухомий шток; 2 – пороговий пристрій

Рисунок 2.3. Розрахункова схеми пристрою управління інтеграційною гальмівною системою

Від прийнятої розрахункової схеми та значень конструктивних параметрів порогового пристрою залежить вигляд функції жорсткості [17]

$$F(S_H) = F_{п0} \gamma_H + \left[ 2 \left( a_H - \sqrt{b_H^2 + A_{п}^2} \right) c_H \right] \frac{A_{п}}{\sqrt{b_H^2 + A_{п}^2}}. \quad (2.34)$$

де  $F_{п0} = (0,02 - 0,05) G_H$  - початковий поріг спрацьовування ІГС;

$\gamma_H$  - схемний коефіцієнт ( $\gamma_H = 0; 1$ );

$a_H, b_H, d_H$  - конструктивні параметри порогового пристрою;  $A_{п} = (d_H - S_H)$ ;

$c_H$  - коефіцієнт жорсткості пружного елемента.

Коефіцієнт  $\gamma_H$  враховує структурну схему порогового пристрою.

Вираз (2.26) дозволяє моделювати порогові пристрої різних типів. Наприклад, якщо прийняти:  $\gamma_H = 1$ ,  $a_H = d_H$ ,  $b_H = 0$  і  $c_H = 0,5c_{H1}$ , то отримана функція  $F(S_H)$  відповідатиме пружній характеристиці порогового пристрою з центральною заздалегідь підібганою пружиною  $F_{п} = F_{п0} + c_H S_H$ .

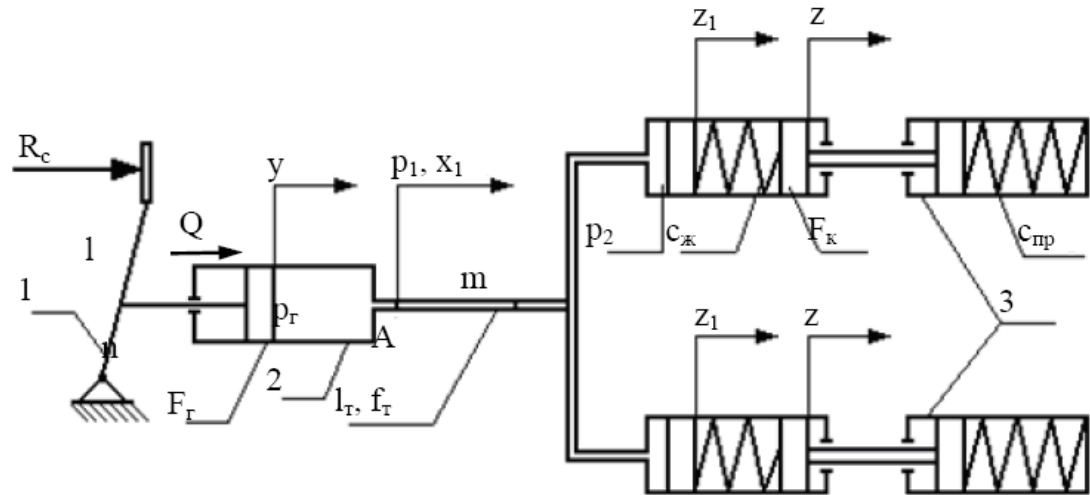
Розв'язавши рівняння (2.25) відносно  $S_H$ , отримаємо вираз, який описує роботу пристрою управління інтеграційною гальмівною системою:

$$\ddot{S}_H = \frac{1}{m_y} \left[ P_K - \eta_{1,2} \dot{S}_H - F_{п}(S_H) - c_y (S_H - \delta_x) - \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{S}_H - R_c \right] \quad (2.35)$$

Динамічна схема гідросистеми (рис. 2.4) з податливістю у вигляді «гідравлічної пружини» [18] встановлена в основу моделі гідравлічного гальмівного приводу причепа.

Складаючи рівняння, що описують роботу гідравлічного гальмівного приводу причепа, прийняті допущення: місцеві гідравлічні опори враховуються додатковою довжиною магістралі  $l_c = (\zeta \cdot d_T) / \lambda_T$ , де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору; параметри робочої рідини за час гальмування залишаються постійними;  $d_T$  – внутрішній діаметр трубопроводу; силова характеристика об'єкту управління лінійна  $P(z) = c_{пр} z$ , де  $c_{пр}$  – коефіцієнт жорсткості гальмівних механізмів;  $z$  – переміщення поршня робочого циліндра;  $\lambda_T$  - безрозмірний коефіцієнт опору

тертя; коефіцієнт податливості гідросистеми приймається постійним та рівним середньому значенню залежності  $\psi(p) = f(p_T)$ .



1 – маятниковий важіль; 2 і 3 – головний і колісні гальмівні циліндри

Рисунок 2.4. Динамічна схема гідросистеми гальмівного приводу причепа

Розв'язання диференціальних рівнянь математичної моделі автопоїзда проводилося методом чисельної інтеграції Рунге-Кутта з автоматичним вибором кроку залежно від точності визначення того або іншого параметра, що задається. Для вирішення рівнянь була складена програма обчислень на мові «FORTRAN». Алгоритм розв'язання рівнянь моделі дозволяє на кожному кроці інтеграції проводити перевірку вибору етапу гальмування. Залежно від цього по відповідних рівняннях та формулах визначались значення кінематичних і силових параметрів процесу гальмування автопоїзда і його ланок. До цих параметрів відносять середнє  $P_k$  та максимальне  $P_{км}$  значення зусилля в зчепленні, середнє квадратичне відхилення  $\sigma_p$  зусилля  $P_k$ , максимальна відносна швидкість  $V_{відн}$  ланок і максимальна деформація  $S_{хм}$  пружного елемента, а також деякий умовний показник  $N_y = P_{км} V_{відн}$ , запропонований в роботі [17].

## 2. 2. Особливості моделювання взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда під час розгону

Під час моделювання динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда в режимі розгону за основу була прийнята математична модель автопоїзда, який гальмує. Зміни торкнулися завдання сил тяги  $P_{ti}$ , на колесах привідних осей тягача, визначення вертикальної складової  $Z_0$  зусилля в зчепленні та обліку напрямку дії сил.

Розглянемо випадок рушання автопоїзда з місця на рівній горизонтальній ділянці дороги. Вважаємо, що в початковому положенні відстань між центрами мас ланок  $l_0 = b + l_c + l_n + d$ , а зазор в зчепленні  $\xi_x = \xi_{max}$ .

Нехай в деякий момент часу до привідних коліс тягача прикладається тягове зусилля, величину якого з достатньою для практичних розрахунків точністю можна визначити за формулою [11]

$$P_{ti} = \frac{M_c i_{ki} i_0 \eta_{тр}}{r_k}, \quad (2.36)$$

де  $M_c$  – крутний момент, що передається зчепленням трансмісії тягача;

$i_{ki}$  - передавальне число коробки передач на 1-ій передачі (для легкових автомобілів і автопоїздів  $i_{ki} = i_{k1}$ );

$i_0$  – передавальне число головної передачі;

$\eta_{тр}$  - ККД трансмісії;

$r_k$  – радіус привідних коліс тягача.

Момент:

$$M_c = \frac{k_d M_{e max}}{\tau} t, \quad (2.37)$$

де  $M_{\text{emax}}$  – максимальний крутний момент двигуна;

$k_d$  - коефіцієнт динамічності;

$\tau$  - час наростання моменту зчеплення від нуля до  $M_{\text{emax}}$ .

За умови різкого вмикання зчеплення пікова величина моменту  $M_c$  може перевищити момент  $M_{\text{emax}}$  в 1,2 – 3 рази, залежно від потужності двигуна і конструкції трансмісії [14]. Якщо відбувається плавне вмикання зчеплення, динамічні навантаження не суттєво впливають на силу тяги, максимальна величина якої обмежена силою зчеплення провідних коліс тягача з дорогою.

Введемо позначення:

$$n_p = \frac{k_d M_{\text{emax}} i_{ki} i_0 \eta_{\text{тр}}}{\tau \cdot r_k}, \quad (2.38)$$

де  $n_p$  – приведений темп наростання сили тяги. Тоді

$$P_{\text{ті}} = n_p \cdot t. \quad (2.39)$$

Враховуючи можливість пробуксовування зчеплення, процес рушання автопоїзда з місця можна умовно розбити на декілька етапів. Перший етап від моменту включення зчеплення ( $t = 0$ ) до моменту рушання тягача. На цьому етапі тягач нерухомий, а робота двигуна повністю витрачається на пробуксовування зчеплення. Момент рушання тягача відповідає умові:  $P_{\text{ті}} = P_{\psi a}$ , де  $P_{\psi a} = (G_a + Z_{\text{ст}})\psi$  – сила опору руху тягача;  $\psi$  – коефіцієнт опору руху при рушанні (для горизонтальної асфальтової дороги  $\psi = 0,015 - 0,020$  [16]);  $G_a$  - маса тягача.

На другому етапі відбувається розгін тягача в межах вибору зазору  $\xi_x$  в зчепленні. Поки зазор не вибраний зусилля  $P_k = 0$ , причіп нерухомий, а рух тягача описується рівнянням:

$$M_a \delta_{\text{вр1}} \ddot{S}_a = (k_{\text{з1}} P_{\text{т1}} + k_{\text{з2}} P_{\text{т1}}) - P_{\psi a}, \quad (2.40)$$

де  $\delta_{вр1}$  – коефіцієнт врахування обертових мас на першій передачі;  $k_{e1,2}$  – коефіцієнти, що враховують колеса якої осі тягача є ведучими ( $k_{e1,2} = 0,1$ ).

На третьому етапі між ланками автопоїзда встановлюється контакт і починається деформація  $S_x = S_a - S_{п} - l_0 - \xi_x$  пружного елемента зчеплення зі швидкістю  $\dot{S}_x = \dot{S}_a - \dot{S}_n$ , а зусилля  $P_k$  змінюється відповідно до виразу (2.20). При цьому причіп залишається нерухомим до того часу, поки зусилля в зчепленні не стане рівним опору руху його при русанні, тобто  $P_k = P_{\psiп}$ , де  $P_{\psiп} = R_{z3}\psi$ . Рух тягача на цьому етапі описується рівнянням:

$$M_a \delta_{вр1} \ddot{S}_a = \sum P_{тi} k_{эi} - P_{\psi a} - P_k, \quad (2.41)$$

де  $\sum P_{тi} k_{эi} = (k_{э1} P_{т1} + k_{э2} P_{т1})$ .

Зусилля  $P_k$  досягає максимального значення  $P_{км}$  до моменту русання причепа. Якщо опір  $P_{\psiп}$  буде достатньо великим, більшим ніж  $P_{км}$ , то тягач може зупинитися, але, якщо тягові можливості тягача не обмежені ні потужністю двигуна, ні зчепленням привідних коліс з дорогою, то при  $P_k > P_{\psiп}$  починається розгін причепа. Цей момент відповідає початку четвертого етапу, на якому рух ланок автопоїзда описується рівнянням

$$\begin{aligned} M_a \delta_{вр1} \ddot{S}_a &= \sum P_{тi} k_{эi} - P_{\psi a} - P_k; \\ M_{п} \ddot{S}_{п} &= P_k - P_{\psiп}. \end{aligned} \quad (2.42)$$

Якщо автопоїзд обладнаний жорстким зчіпним пристроєм без зазорів, наприклад, «кульового типу», то кількість етапів скорочується до двох. На першому етапі, від моменту включення зчеплення до моменту русання автопоїзда, він нерухомий, а робота двигуна витрачається на буксування зчеплення. Момент русання відповідає умові:  $P_{тi} = P_{\psiап}$ , де  $P_{\psiап} = (G_a + G_{п})\psi$  – сила опору руху автопоїзда при русанні з місця. На другому етапі відбувається сумісний розгін ланок автопоїзда, рух яких описується рівнянням (2.42), з

врахуванням виразу (2.28). Крім того, враховуючи, що рушення автопоїзда з місця найчастіше ускладнене внаслідок буксування привідних коліс, максимальну величину сили тяги визначаємо з умови зчеплення привідних коліс з дорогою, тобто  $P_{Ti} = R_{zi}\varphi_x$ .

Як оцінні показники динамічної взаємодії ланок автопоїзда під час рушення з місця доцільно прийняти такі ж показники, що і при гальмуванні:  $P_k$ ,  $P_{km}$ ,  $\sigma_p$ ,  $S_{xм}$ ,  $V_{отм}$  та  $N_y$ .

### 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК МАЛОТОНАЖНОГО АВТОПОЇЗДА НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РУХУ

#### 3.1. Дослідження взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда під час розгону

Розгін є одним з основних розрахункових режимів в процесі визначення параметрів зчіпного пристрою автопоїзда. Для оцінки впливу деяких експлуатаційних та конструктивних чинників на величину навантажень в зчіпному пристрої малотоннажного автопоїзда під час розгону були проведені розрахункові дослідження за допомогою математичної моделі автопоїзда, адекватність якої підтверджена дорожніми випробуваннями.

Як об'єкт дослідження узятий малотоннажний автопоїзд на базі тягача, з параметрами автомобіля FORD Transit Van і приводом на задніх колесах. Результати розрахунків були оброблені за допомогою методів планування експерименту. Ці результати представлені у вигляді поліноміальних формул та графіків, що відображають вплив, як поодиноких чинників, так і їх взаємодій на оцінні параметри. В кваліфікаційній роботі були прийняті наступні параметри для оцінювання: максимальна величина  $P_{\text{км}}$  зусилля  $P_{\text{к}}$  в зчіпному пристрої та середнє квадратичне відхилення  $\sigma_p$  зусилля  $P_{\text{к}}$ . Нижче розглянуті деякі результати розрахункового дослідження для автопоїзда під час розгоні з початкової швидкості  $V_0 = 0$  км/год до кінцевої швидкості  $V_{\text{к}} = 14$  км/год, на дорозі з коефіцієнтом зчеплення  $\varphi = 0,7$ .

Як приклад приведені у таблиці значення рівнів та інтервалів варіювання чинників для розрахункового автопоїзда, а нижче - формули й графіки, що відображають їх вплив на параметри оцінювання.



Аналіз коефіцієнтів регресії показав, що основний вплив на величину параметрів оцінювання має зазор в зчїпному пристрої  $\xi_x$ , наступними будуть жорсткість  $C_{\text{сц}}$  пружного елемента та демпфування  $\eta_{\text{сц}}$ .

$$\hat{P}_{\text{км}} = 4,25774927 + 1,22411789 1x_1 + 0,77774972 7x_2 - 0,66732238x_3 + 0,5225x_1x_2 - 0,14236108x_1^2 - 0,22325656x_2^2 + 0,3264265x_3^2; \quad (3.1)$$

$$\hat{\sigma}_p = 1,003628874 + 0,37593095 6x_1 + 0,2152491x_2 - 0,37980954x_3 + 0,160375x_1x_2 - 0,222125x_1x_3 - 0,150625x_2x_3 + 0,259263169x_3^2; \quad (3.2)$$

де  $x_1$  – зазор в зчїпному пристрої,  $\xi_x$ ;

$x_4$  - коефіцієнт жорсткості пружного елемента зчеплення,  $C_{\text{сц}}$ ;

$x_5$  – коефіцієнт непружного опору зчеплення,  $\eta_{\text{сц}}$ .

Таблиця 3.1 - Значення рівнів та інтервалів варіації факторів

Параметри	Фактори	Рівні варіації факторів					Інтервал вар.
		-1,215	-1,0	0	1,1	1,215	
$\xi_x$ , м	$x_1$	0,0010	0,0018	0,0105	0,0191	0,020	0,00864
$C_{\text{сц}}$ , кН/м	$x_2$	100	153	400	646	700	246
$\eta_{\text{сц}}$ , Н*с/м	$x_3$	0	531	3000	5469	6000	2469

Вплив  $\xi_x$  суттєво перевищує в порівнянні з  $C_{\text{сц}}$  та  $\eta_{\text{сц}}$ , про що свідчать значення коефіцієнтів відповідних чинників. Збільшенням  $C_{\text{сц}}$  супроводжує монотонне зростання величини  $P_{\text{км}}$  та  $\sigma_p$  (рис. 3.1). Це вказує на посилення відносних коливань ланок. Навантаження в зчїпному пристрої навпаки знижуються зі збільшенням коефіцієнта демпфування  $\eta_{\text{сц}}$ . Одночасно стабілізується характер відносних коливань ланок автопоїзда. Зі збільшенням зазору зростають як максимальне зусилля в зчепленні  $P_{\text{км}}$ , так і його середнє

квадратичне відхилення  $\sigma_p$ , що свідчить про зростання відносних коливань. Можна стверджувати, що вплив зазору  $\xi_x$  негативний.

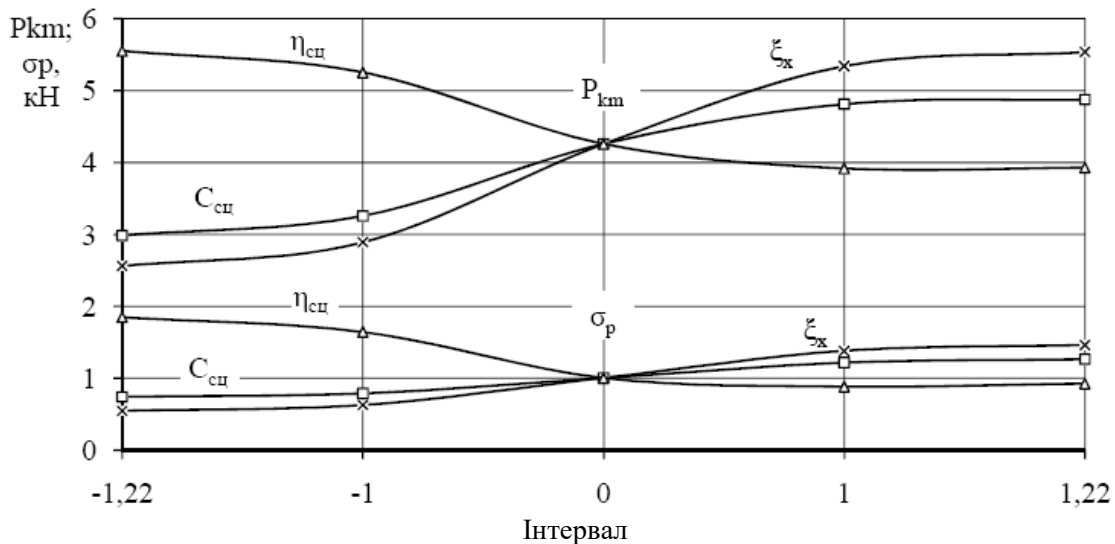


Рисунок 3.1. Вплив характеристик зчпного пристрою розрахункового автопоїзда на показники оцінювання  $P_{км}$  та  $\sigma_p$

Суттєво на показники оцінювання впливають парні взаємодії чинників (рис. 3.2, 3.3). Під час побудови графіків чисельні значення чинників, які не входять в парні взаємодії, приймалися такими, що дорівнюють їх значенням в центрі плану. Характер впливу коефіцієнтів жорсткості  $C_{сц}$  (рис. 3.2, а) і демпфування  $\eta_{сц}$  (рис. 3.2, б) на величину  $P_{км}$  однозначний та суттєво залежить від зазору  $\xi_x$ . Досліджено, що сила впливу чинників із збільшенням  $\xi_x$  зростає.

Збільшення  $P_{км}$  майже в три рази,  $\sigma_p$  — є дещо меншим аніж в два рази за умови коли  $C_{сц} = 700$  кН/м ( $x_2 = 1,22$ ) зміні  $\xi_x$  з 0,001 до 0,02 м ( $x_1$  від -1,22 до 1,22)). Аналогічно, на величину параметрів, впливає зазор  $\xi_x$  разом з демпфуванням  $\eta_{сц}$ . Можна зробити висновок, що найсильніше та негативно впливає на величину показників оцінювання зазор  $\xi_x$ .

Вплив чинників, що враховують конструктивні характеристики зчпного пристрою, в парних взаємодіях, на величину  $P_{км}$  та  $\sigma_p$  приблизно рівносильні. Одночасно вплив демпфування  $\eta_{сц}$  на величину  $P_{км}$  (рис. 3.2, в) помітніше проявляється за малих значеннях жорсткості  $C_{сц}$ . Наприклад за умови  $C_{сц} = 100$

кН/м ( $x_2 = -1,22$ ) зміна  $\eta_{\text{сц}}$  з 0 до 6 кН\*с/м ( $x_3$  від -1,22 до 1,22) забезпечується зниження  $P_{\text{км}}$  майже в два рази. Якщо  $C_{\text{сц}} = 700$  кН/м ( $x_2 = 1,22$ ), то подібна зміна  $\eta_{\text{сц}}$  викликає зменшення  $P_{\text{км}}$  лише в 1,35 рази. А на величину  $\sigma_p$  (рис. 3.3, в) демпфування  $\eta_{\text{сц}}$  помітніше впливає за умови великих значень жорсткості. Якщо  $C_{\text{сц}} = 700$  кН/м ( $x_2 = 1,22$ ) зміна  $\eta_{\text{сц}}$  з 0 до 6 кН\*с/м ( $x_3$  від -1,22 до 1,22), то відбувається зниження  $\sigma_p$  дещо менше, ніж втричі, а коли  $C_{\text{сц}} = 100$  кН/м ( $x_2 = -1,22$ ) відбувається зниження лише в півтора рази.

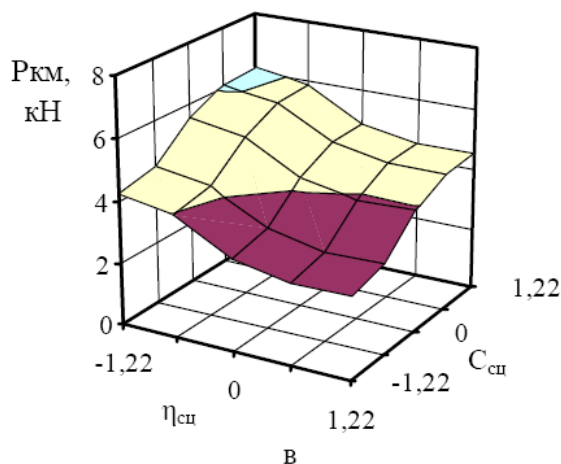
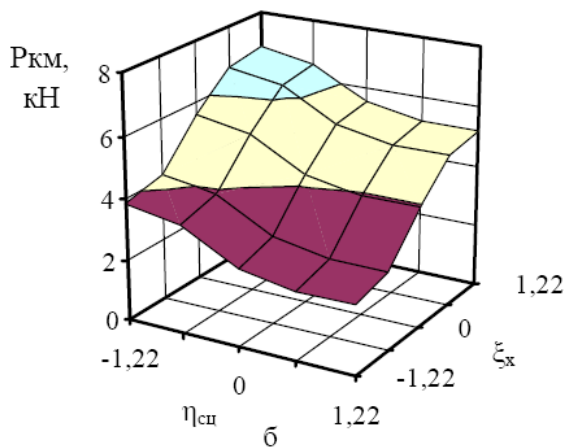
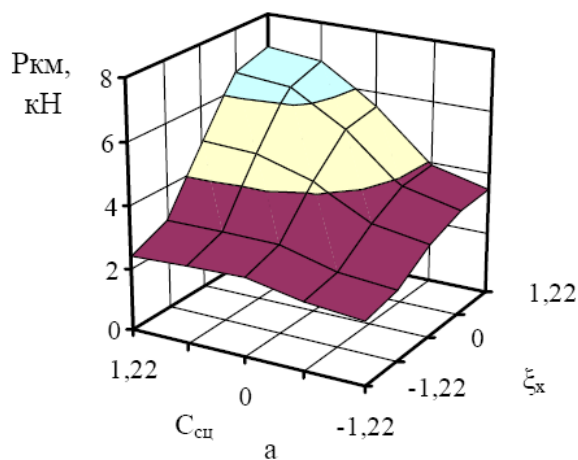


Рисунок 3.2 - Вплив парних взаємодій чинників на максимальну величину  $P_{\text{км}}$  зусилля в зчепленні

На основі отриманих результатів можна зробити висновок, що найбільш небезпечним є застосування в зчіпних пристроях пружних елементів великої жорсткості з малим демпфуванням.

### **3. 2. Дослідження взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда з пасивним причепом під час гальмування**

Гальмування, поряд з розгоном, є основним розрахунковим режимом в процесі визначенні параметрів зчіпного пристрою автопоїзда. З метою оцінки впливу перерахованих вище чинників на величину навантаження в зчіпному пристрої малотоннажного автопоїзда під час гальмування були проведені розрахункові дослідження за допомогою, описаної в розділі 2 математичної моделі автопоїзда, адекватність якої підтверджена дорожніми випробуваннями.

За об'єкт дослідження взятий малотоннажний автопоїзд на базі тягача, з параметрами автомобіля FORD Transit Van. За допомогою методів планування експерименту були опрацьовані результати розрахунків та представлені у вигляді поліномних формул й графіків. Таким чином відображено вплив, як поодиноких чинників, так і їх взаємодій на показники оцінювання, за які прийнято: максимальна величина  $P_{км}$  зусилля  $P_k$  в зчіпному пристрої і середнє квадратичне відхилення  $\sigma_p$  зусилля  $P_k$ . Нижче показано результати розрахункового дослідження для автопоїзда з пасивним причепом під час гальмування з початкової швидкості  $V_0 = 40$  км/год на дорозі з коефіцієнтом зчеплення  $\varphi = 0,7$ .

У таблиці 3.2. як приклад приведені значення рівнів та інтервалів варіювання чинників для розрахункового автопоїзда, а нижче - формули та графіки, що відображають їх вплив на показники оцінювання.

Таблиця 3. 2 – Значення рівнів та інтервалів варіації факторів

Параметри	Фактори	Рівні варіації факторів					Інтервал вар.
		-1,59	-1,0	0	1,0	1,59	
$M_{п}$ , кг	$x_1$	150	280	500	720	850	220
$t_{д}$ , с	$x_2$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,7	0,2
$\xi_x$ , м	$x_3$	0	0,004	0,1	0,016	0,02	0,006
$C_{сц}$ , Н/м	$x_4$	50	96,6	175	253,4	300	78,4
$\eta_{сц}$ , Н*с/м	$x_5$	0	1,12	3,0	4,88	6,0	1,88

$$P_{км} = 2855,3 + 1284,7x_1 - 639,5x_2 + 416,9x_3 + 215,9x_4 - 366,8x_5 - 251,1x_1x_2 + 45,7x_1x_3 + 68,2x_1x_4 - 98,1x_1x_5 - 200,5x_2x_3 - 5,2x_2x_4 + 96,2x_2x_5 + 223,8x_3x_4 - 102,1x_3x_5 - 45,0x_4x_5 - 54,9x_1^2 + 358,0x_2^2 + 108,8x_3^2 + 85,9x_4^2 + 125,9x_5^2; \quad (3.3)$$

$$\sigma_{км} = 661,3 + 280,4x_1 - 33,5x_2 + 95,6x_3 + 26,7x_4 - 107,5x_5 - 28,3x_1x_2 + 25,1x_1x_3 + 8,2x_1x_4 - 42,4x_1x_5 - 40,2x_2x_3 + 1,9x_2x_4 + 52,7x_2x_5 + 41,0x_3x_4 - 41,4x_3x_5 - 20,1x_4x_5 - 30,9x_1^2 + 29,4x_2^2 + 10,3x_3^2 + 82,9x_5^2; \quad (3.4)$$

де  $x_1$  - повна маса причепа,  $M_{п}$ ;

$x_2$  - тривалість динамічної стадії процесу гальмування тягача,  $t_{д}$ , яка характеризує темп гальмівних сил;

$x_3$  - зазор в зчпному пристрої,  $\xi_x$ ;

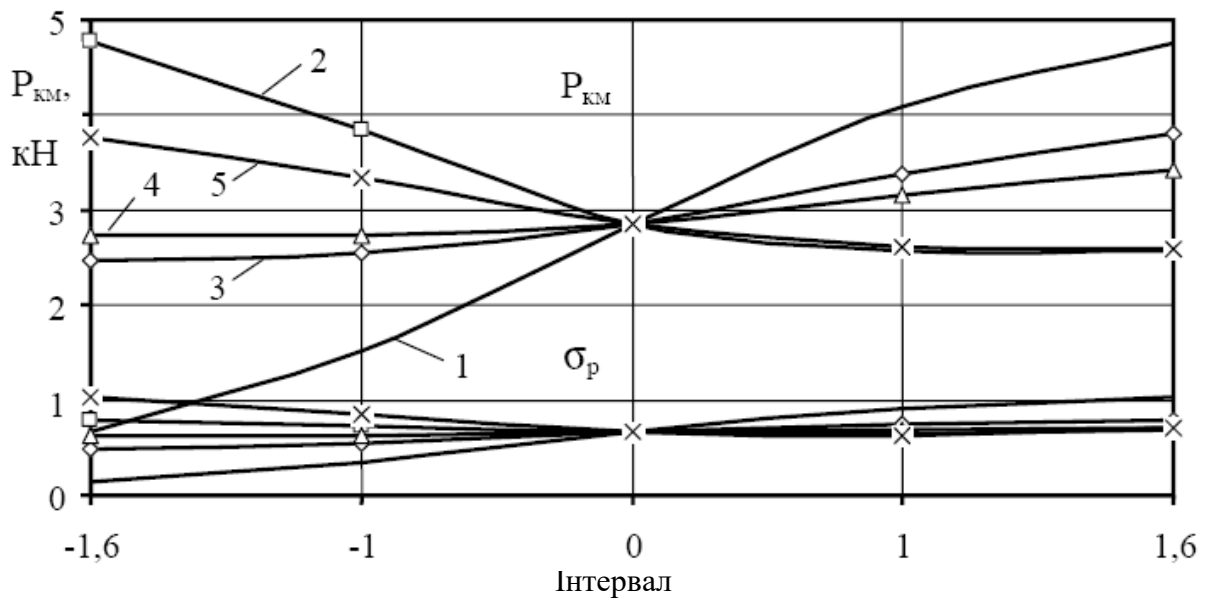
$x_4$  - коефіцієнт жорсткості пружного елемента зчеплення,  $C_{сц}$ ;

$x_5$  - коефіцієнт непружного опору зчеплення,  $\eta_{сц}$ .

Кількісною величиною впливу чинників на параметри служить коефіцієнт, що відповідає даному чиннику. Чим він більший, тим сильніше впливає чинник. Знаки при коефіцієнтах регресії оцінюють характер впливу чинників: «плюс»

свідчить про збільшення величини оцінного показника, а «мінус» - про зменшення.

Аналіз рівнянь коефіцієнтів регресії показав, що по силі впливу на величину  $P_{км}$  чинники розташовуються в наступному порядку:  $M_{п}$ ,  $t_{д}$ ,  $\xi_{х}$ ,  $\eta_{сц}$ ,  $C_{сц}$ , а на величину  $\sigma_p$  -  $M_{п}$ ,  $\eta_{сц}$ ,  $\xi_{х}$ ,  $t_{д}$ ,  $C_{сц}$ . Вплив маси причепа  $M_{п}$  на величину показників оцінювання значно перевершує вплив решти чинників. Зі збільшенням  $M_{п}$  величини  $P_{км}$  та  $\sigma_p$  зростають (рис. 3.3), що пов'язано з посиленням нахату причепа на тягач (збільшення  $P_{км}$ ), а також, з підвищенням інтенсивності відносних коливань ланок (збільшення  $\sigma_p$ ). Підтверджує цю тезу приведений на рис. 3.6 графік зміни зусилля в зчепленні  $P_k$  в процесі гальмування розрахункового автопоїзда для двох значень маси причепа .



1 – маса причепа  $M_{п}$ ; 2 – час динамічної стадії,  $t_{д}$ ; 3 – зазор в зчїпному зусиллі,  $\xi_{х}$ ; 4 – жорсткість пружного елемента зчїпного пристрою,  $C_{сц}$ ; 5 – коефіцієнт непружного опору зчїпного пристрою,  $\eta_{сц}$

Рисунок 3.3 – Вплив одиничних факторів на величину максимального зусилля  $P_{км}$  в зчїпному пристрої автопоїзда

Із збільшенням темпу додавання гальмівних сил (зменшення  $t_d$ ) навантаження в зчепленні зростають, а відносні коливання ланок посилюються. Аналогічно впливають зазор  $\xi_x$  в зчіпному пристрої та жорсткість  $C_{сц}$  пружного елемента (рис. 3.3). Збільшення коефіцієнта демпфування  $\eta_{сц}$  навпаки зумовлює зниження величин  $P_{км}$  та  $\sigma_p$ .

Суттєво впливають на величину параметрів парні взаємодії чинників, в першу чергу з масою причепа  $M_{п}$ . У випадку різкого гальмування ( $t_d = 0,1$  с) навантаженого ( $M_{п} = 850$  кг) автопоїзда максимальне зусилля в зчепленні збільшується більше ніж в 6 разів та досягає величини  $P_{км} = 7,4$  кН. Одночасно відбувається зростання величина  $\sigma_p$ , що свідчить про посилення відносних коливань ланок. Це викликає порушення стійкості автопоїзда та негативно позначається на працездатності зчіпного пристрою.

До значного зростання навантаження в зчепленні призводить одночасне з підвищенням маси причепа  $M_{п}$  збільшення жорсткості  $C_{сц}$  пружного елемента, зазору  $\xi_x$  в зчіпному вузлі та зниження коефіцієнта демпфування  $\eta_{сц}$ . Особливої уваги заслуговує оцінка взаємного впливу конструктивно-експлуатаційних параметрів зчіпного пристрою ( $c_{сц}$ ,  $\eta_{сц}$ ,  $\xi_x$ ). З аналізу коефіцієнтів регресії поліномних формул та графіків можна стверджувати, що не лише величина, але й характер зміни показників оцінювання значно зумовлений ефектами взаємодії чинників. Наприклад, від величини зазору  $\xi_x$  прямо залежить вплив жорсткості пружного елемента  $C_{сц}$ .

При беззазорному зчепленні ( $\xi_x = 0$ ) збільшення  $C_{сц}$  від 50 до 300 кН/м призводить до зниження величини  $P_{км}$  на 0,54 кН, а  $\sigma_p$  - на 0,3 кН. Якщо  $\xi_x = 0,02$  м., то величина  $P_{км}$  навпаки збільшується на 1,85 кН, а  $\sigma_p$  - на 0,2 кН. Вплив зазору в зчіпному пристрої тим більший, чим вища жорсткість пружного елемента і менше демпфування. Наприклад, якщо  $C_{сц} = 50$  кН/м., то збільшення зазору від 0 до 0,02 м супроводжується зростанням  $\sigma_p$  з 0,9 до 1,1 Н. Зміна зазору у вказаних

межах за умови коли  $\eta_{\text{сц}} = 6$  кНс/м призводить до збільшення величини  $P_{\text{км}}$  приблизно на 0,8 кН та  $\sigma_p$  - на 0,12 кН, а при  $\eta_{\text{сц}} = 0$  - на 1,7 кН та 0,7 кН відповідно. Очевидно, що для зниження динамічних навантажень в зчіпному пристрої автопоїзда необхідно усувати зазори та застосовувати пружні елементи з високим демпфуванням.

### **3. 3. Дослідження впливу силової характеристики зчіпного пристрою на взаємодію ланок малотоннажного автопоїзда**

В зчіпному пристрої автомобілів встановлюють пружні елементи для пом'якшення ударів між ланками автопоїзда,. Виняток становлять легкові автомобілі, які обладнують жорсткими зчіпними пристроями «кульового» типу, які відрізняються простотою конструкції. Виявлено, що їх застосування викликає збільшення навантаження на агрегати трансмісії і ходової частини, підсилюючи їх деформацію та спрацювання.

Пружні елементи мають лінійну (циліндрові і кільцеві пружини), нелінійну (пружно-фрикційні втулки, гумові елементи та ін.) і комбіновану силову характеристики. Найбільш поширені в зчіпних пристроях вантажних автомобілів середнього й малого класів гумові пружні елементи. Вони відрізняються достатньо високими демпфуючими властивостями, значною не лінійністю характеристик та компактністю. Відповідно до форми гумові пружні елементи мають нелінійно-жорстку або нелінійно-м'яку силову характеристики. За наявності нелінійно-жорсткої характеристики збільшення деформації  $S_x$  пружного елемента викликає зростання величини коефіцієнта жорсткості  $C_{\text{сц}}$ . За умови нелінійно-м'якої характеристики – відбувається зворотне явище. В зчіпних пристроях найбільш поширені гумові пружні елементи з жорсткою характеристикою, хоча за даними роботи [17] застосування пружних елементів з



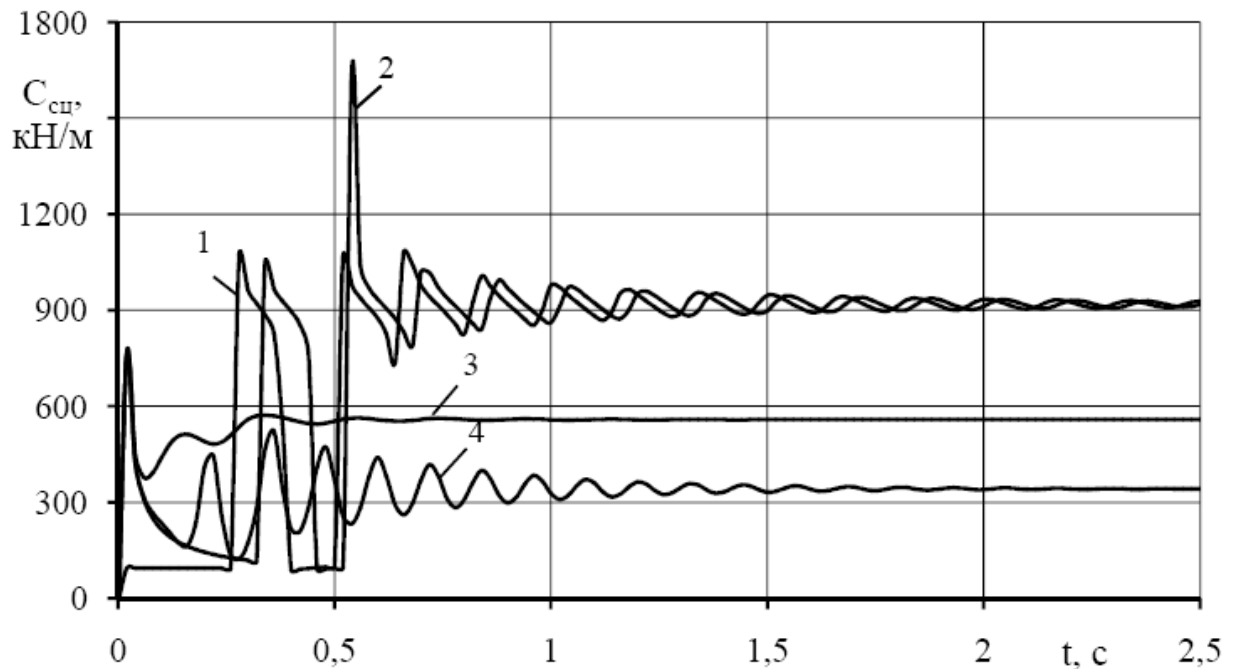
м'якою характеристикою дозволяє зменшити величину динамічних навантажень в зчіпних пристроях вантажних автомобілів та підвищити повздовжню стійкість автопоїзда.

У кваліфікаційній роботі виконано оцінку впливу силової характеристики зчіпного пристрою на характер динамічної взаємодії ланок та повздовжню стійкість малотоннажного автопоїзда під час гальмування й русі по нерівній дорозі. Ці режими використовуються для визначення розрахункового амортизуючого навантаження в процесі вибору параметрів пружного зв'язку. Об'єктом дослідження обрано малотоннажний автопоїзд у складі тягача, з параметрами автомобіля FORD Transit Van, та одновісного безгальмівного причепа з повною масою  $M_{\text{п}} = 850$  кг.

Графіки зміни коефіцієнта жорсткості зчіпного пристрою залежно від виду силової характеристики в процесі гальмування автопоїзда з початкової швидкості  $V = 40$  км/год на ділянці дороги з коефіцієнтом зчеплення  $\phi = 0,7$  показані на рис. 3.4. Для співставлення результатів розрахунків початкові значення коефіцієнтів жорсткості прийнято однаковими ( $C_{\text{цп}0} \approx 95$  кН/м), а зазор в зчепленні  $\xi_x$  рівним нулю. Достовірність віддзеркалення фізичної картини процесу під час розрахунків забезпечувалась врахуванням можливості пробою зчеплення за деформації пружного елемента, що перевершували максимально допустиму величину деформацій, прийняту згідно експериментальних даних ( $S_{\text{хпр}} = 0.003\text{м}$ ).

У випадку пробою зчеплення величини жорсткості та демпфування приймали значення відповідні сумарній повздовжній жорсткості і демпфуванню шасі автомобіля ( $C_{\text{см}} \approx 918,5$  кН/м  $\eta_{\text{см}} \approx 2,012$  кНс/м). За допомогою доданих в математичну модель рівнянь регресії, що показують зміну жорсткості пружного елемента, задавався вид нелінійності силової характеристики пружного елемента. Через відношення поточного значення зусилля в зчепленні  $P_k$  до відповідної деформації  $S_x$  пружного елемента визначався коефіцієнт  $C_{\text{цп}}$ . У загальному

випадку зусилля в зчепленні складається з суми двох компонентів: реакції непружного опору  $P_{\text{демп}}$  та реакції пружного зв'язку  $P_{\text{пр}}$ , тобто  $P_k = P_{\text{демп}} + P_{\text{пр}}$ . За відсутності демпфера величина зусилля  $P_k$  може прийматися рівною реакції  $P_{\text{пр}} = C_{\text{сц}} S_x$ , а зміна величини коефіцієнта  $C_{\text{сц}}$  має коливальний характер, змінюючись в межах  $C_{\text{сц}0} < C_{\text{сц}} < C_{\text{сцн}}$  впродовж всього процесу гальмування (рис. 3.4, крива 1). Це зумовлено пробоем зчеплення, викликаним недостатньою величиною початкової жорсткості пружного елемента  $C_{\text{сц}0}$  у випадку лінійної силової характеристики. Вид силової характеристики змінюється (криві 2 - 4), якщо в зчепленні встановлений демпфер, наприклад гідравлічна амортизація, або демпфуючий пружний зв'язок, наприклад гумовий пружний елемент.

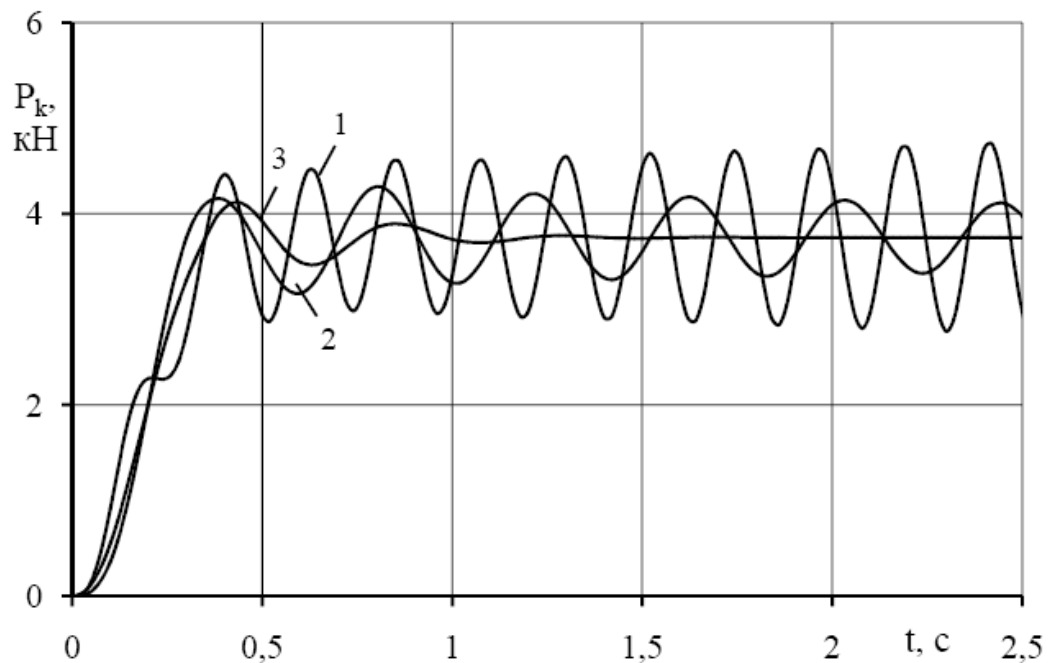


1 - лінійна бездемпферна; 2 - лінійна з демпфером; 3 - нелінійно-м'яка; 4 - нелінійно-жорстка

Рисунок 3.4. Зміна коефіцієнта жорсткості  $C_{\text{сц}}$  зчіпного пристрою залежно від виду силової характеристики

На початку гальмування, коли деформація пружного елемента  $S_x$  невелика, величина зусилля  $P_k$  визначається в основному непружною складовою  $P_{\text{демп}}$ . Це

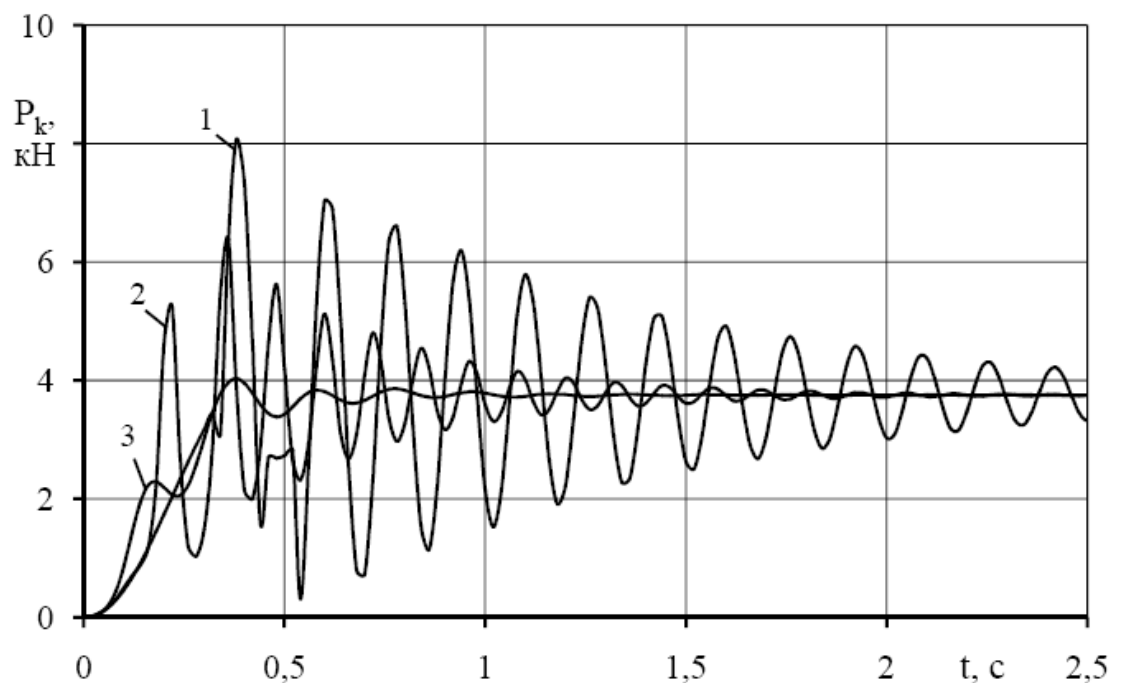
викликає різке збільшення коефіцієнта  $C_{\text{сц}}$ . Потім, зміна коефіцієнтів  $C_{\text{сц}}$  носить, яскраво виражений коливальний характер (криві 1, 2 і 4) або менш виражений, для нелінійно-м'якої силової характеристики (крива 3), поки не приймають встановлювані значення, які визначаються типом пружного елемента. На рис. 3.5 та 3.6 приведені графіки, які характеризують зміну зусилля в зчпному пристрої розрахункового автопоїзда в процесі гальмування з різними видами силової характеристики. У випадку жорсткого зчпного пристрою (рис. 3.5, крива 1) зміна зусилля  $P_k$  має характер високочастотних коливань, параметри яких залежать від інтенсивності гальмування тягача та повздожньої пружності шасі ланок автопоїзда.



1 – жорсткий зчпний пристрій; 2 - бездемпферний зчпний пристрій з лінійною характеристикою; 3 - зчпний пристрій з лінійною характеристикою та демпфером ( $\eta_{\text{сц}} = 4,5$  кНс/м)

Рисунок 3.5. Характер зміни зусилля  $P_k$  в зчпленні досліджуваного автопоїзда під час гальмування

Відсутність гальм на причепі зумовлює додаткове розгойдування ланок зі всіма негативними наслідками: збільшення зусилля в зчепленні, інтенсивний знос агрегатів ходової частини й трансмісії тягача, можливе порушення поздовжньої стійкості автопоїзда. Застосування в зчїпному пристрої пружного елемента з лінійною характеристикою, наприклад, витої циліндричної пружини, хоча і знижує амплітуду та частоту коливань зусилля  $P_k$  (рис.3.5, крива 2), проте не виключає появи в зчепленні небезпечних ударних навантажень, особливо під час руху автопоїзда нерівними дорогами (явище резонансу).



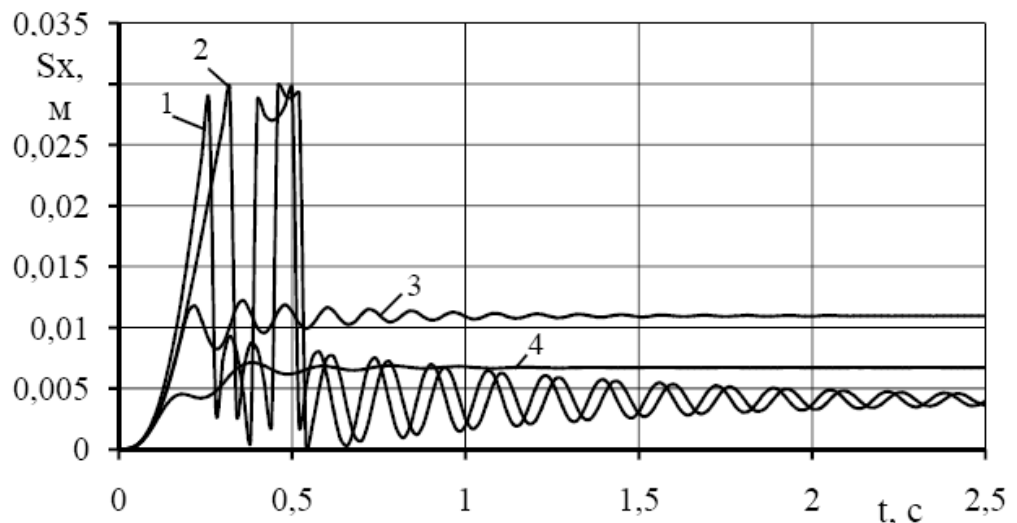
1 - зчїпний пристрій з лінійною характеристикою та демпфером; 2 – зчїпний пристрій з нелінійно-жорстким демпфуючим зв'язком; 3 – зчїпний пристрій з нелінійно-м'яким демпфуючим зв'язком

Рисунок 3.6. Вплив силової характеристики зчїпного пристрою на величину зусилля в зчепленні розрахункового автопоїзда в процесі гальмування

Застосування в зчїпному пристрої разом з пружним елементом додаткового демпфуючого елемента, наприклад, гідравлічної амортизації, забезпечує зниження максимальної величини зусилля в зчепленні та швидке гасіння відносних коливань

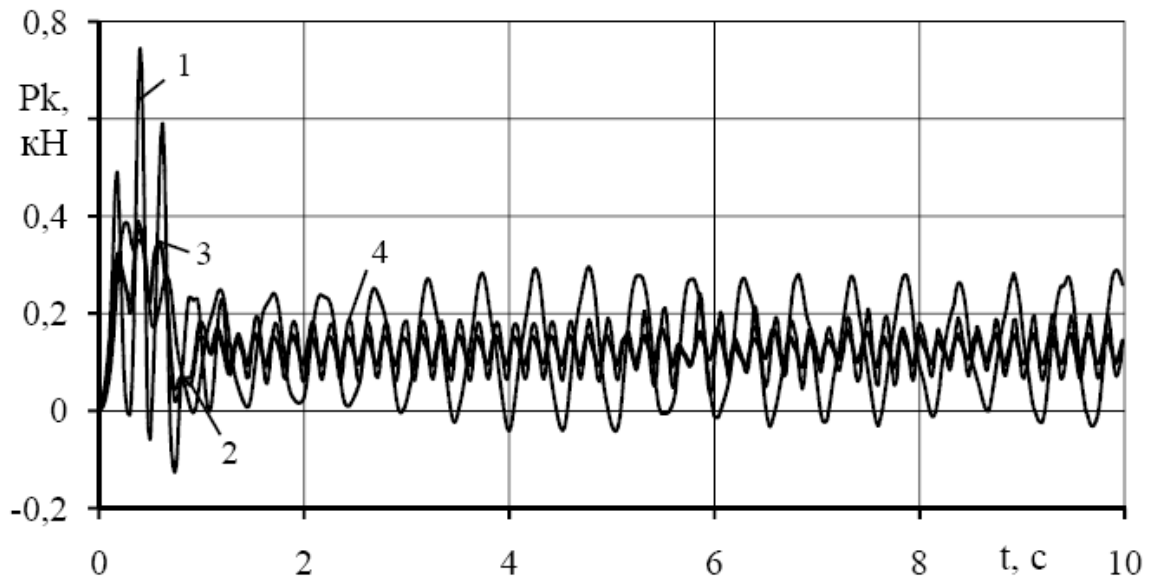
ланок, що свідчить про підвищення повздовжньої стійкості автопоїзда. Це реалізується лише за умови належного вибору параметрів демпфування.

Зміна зусилля  $P_k$ , в сукупності з меншими його значеннями спостерігається плавнішою, у випадку застосування зчіпного пристрою з нелінійно-м'якою характеристикою (рис. 3.6, крива 3). Одночасно помітне зниження робочої деформації  $S_x$  пружного елемента (рис. 3.7, крива 4). Пояснюється це тим, що темп наростання жорсткості пружного елемента у міру деформації, що визначається видом його силової характеристики, є більш відповідним під час гальмування. Це відбувається у випадку застосування пружного елемента з нелінійно-м'якою силовою характеристикою, і дозволяє стабілізувати характер динамічної взаємодії між ланками автопоїзда, що підвищує його повздовжню стійкість. Розрахунки параметрів динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда під час руху дорогою з гармонійним мікропрофілем не виявили помітної переваги зчіпних пристроїв з нелінійним демпфуючим зв'язком (рис. 3.8, криві 3 - 4).



1- бездемпферний зчіпний пристрій з лінійною характеристикою; 2 – зчіпний пристрій з лінійною характеристикою та демпфером ( $\eta_{\text{ц}} = 4,5 \text{ кНс/м}$ ); 3 – зчіпний пристрій з нелінійно-жорстким демпфуючим зв'язком; 4 - зчіпний пристрій з нелінійно-м'яким демпфуючим зв'язком

Рисунок 3.7. Зміна деформації  $S_x$  пружного елемента зчеплення розрахункового автопоїзда в процесі гальмування



1- бездемпферний зчіпний пристрій з лінійною характеристикою; 2 – зчіпний пристрій з лінійною характеристикою та демпфером; 3 – зчіпний пристрій з нелінійно-жорстким демпфуючим зв'язком; 4 - зчіпний пристрій з нелінійно-м'яким демпфуючим зв'язком

Рисунок 3.8. Характер зміни деформації  $P_k$  в зчепленні розрахункового автопоїзда під час руху нерівною дорогою

Представлені дослідження свідчать про те, що застосування на малотоннажних автопоїздах зчіпного пристрою з нелінійно-м'яким демпфуючим зв'язком має суттєві переваги порівняно з іншими характеристиками, що мають однакові початкові жорсткості та коефіцієнти демпфування. Що узгоджується з даними роботи [14], які були отримані для вантажних автомобілів, на які встановлюють зчіпний пристрій великої жорсткості. Отже на легкових та малотоннажних вантажних автомобілях доцільно встановлювати зчіпний пристрій з нелінійно-м'яким демпфуючим зв'язком малої початкової жорсткості та високим демпфуванням. Це дозволить не лише знизити роботу буксування зчеплення тягача у момент рушання автопоїзда з місця, особливо на підйомі, але також оптимізувати рівень навантажень в зчіпному пристрої під час гальмування й русі автопоїзда нерівними дорогами (рис. 3. 8, крива 4),.

## Висновки до розділу

Аналіз результатів, отриманих в процесі дослідження динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда, дозволив виявити закономірності зміни величин показників оцінювання під впливом основних конструктивних та експлуатаційних чинників й зробити на їх основі висновки про можливість вдосконалення експлуатаційних властивостей малотоннажних автопоїздів, шляхом більш оптимального підбору параметрів зчіпних пристроїв та розробки перспективніших конструкцій, що свідчить про актуальність вибраної теми і відповідає меті та завданням, які ставилися на початку роботи. Отже:

1. На основі виконаних досліджень можна стверджувати, що розрахунок параметрів зчіпного пристрою доцільно проводити для режимів розгону і гальмування, оскільки саме на цих режимах величини показників оцінювання досягають значень на порядок більших, ніж під час руху нерівною дорогою, за винятком випадків виникнення резонансних коливань.

2. Збільшення зазору в зчіпному пристрої автопоїзда негативно впливає на величину показників оцінювання, що досягають значень в 3-5 разів більших, ніж за наявності тільки технічного зазору, наприклад за умови рушання з місця збільшення зазору з 2 до 20 мм зумовлює збільшення  $P_{км}$  з 3,6 до 7,8 кН,  $\sigma_p$  з 1,04 до 2,9 кН.

3. Суттєво знизити рівень навантажень та стабілізувати процес динамічної взаємодії ланок дозволяє застосування в зчіпному пристрої пружних та демпфуючих елементів. Застосування в зчіпному пристрої автопоїзда пружного елемента з  $C_{сц} = 175$  кН/м та  $\eta_{сц} = 5,2$  кН\*с/м, в процесі гальмування дозволило знизити величини  $P_{км}$  до 3,92 кН та  $\sigma_p$  до 0,88 кН, тобто добитися зниження величин показників оцінювання майже втричі.

## 4. МЕТОДИКА ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЇЗДА

### 4.1. Оптимізація параметрів зчіпного пристрою автопоїзда під час рушення з місця на рівній горизонтальній ділянці дороги

Оптимізація параметрів зчіпного пристрою здійснювалась для автопоїзда під час рушення з місця (розгоні з початкової швидкості  $V_0 = 0$  км/год до кінцевої швидкості  $V_k = 14$  км/год, на дорозі з коефіцієнтом зчеплення  $\varphi = 0,7$ ). Автопоїзд комплектувався з автомобіля FORD Transit Van та одновісного причепа з двома варіантами зчіпного пристрою, безззорним ( $\xi_x = 0,001 \div 0,003$  м) та типу гак-петля ( $\xi_x = 0,01 \div 0,012$  м). Рівні варіювання та значення чинників для автопоїзда з безззорним зчіпним пристроєм представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Інтервали та рівні варіювання чинників

Параметри	чинники	Рівні варіювання					Інт. вар.
		-1,215	-1	0	1	1,215	
$\xi_x$ , м	$x_1$	0	0,000265	0,0015	0,002735	0,003	0,001235
$C_{сц}$ , Н/м	$x_2$	175000	221451	387500	653549	700000	216049
$\eta_{сц}$ , Н*с/м	$x_3$	0	619	3500	6381	7000	2881

Величини параметрів для автопоїзда оснащеного безззорним зчіпним пристроєм, максимального значення зусилля в зчепленні ( $P_{km}$ ), його середнього квадратичного відхилення ( $\sigma_p$ ) та максимальної деформації пружного елемента ( $S_{xm}$ ), приведені в таблиці 4.3.

На підставі обробки отриманих даних та відсіву незначущих коефіцієнтів за критерієм Стьюдента отримані наступні рівняння регресії:

$$\hat{P}_{km} = 2,981961037 + 0,203708759x_1 - 0,31658807x_3 + 0,165875x_1x_2 - 0,091935598255922x_1^2 - 0,25778825x_2^2 + 0,199491196x_3^2. \quad (4.1)$$



$$\hat{\sigma}_p = 0,684527355 + 0,077605422x_1 + 0,035421344x_2 - 0,11011326x_3 + 0,0594375x_1x_2 - 0,0672875x_1x_3 - 0,0508375x_2x_3 + 0,099812341x_3^2. \quad (4.2)$$

$$\hat{S}_{xm} = 7,915230153 + 0,414388105x_1 - 3,8873631x_2 - 0,83041968x_3 - 0,3435x_1x_3 - 0,46542014x_1^2 + 0,627514954x_2^2 + 0,284978466x_3^2. \quad (4.3)$$

Таблиця 4.3 - Значення показників оцінювання

№	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	P <sub>км</sub> , кН	σ <sub>p</sub> , кН	S <sub>xm</sub> , м
1	0,000265	221451	619	2708	698	0,01223
2	0,002735	221451	619	2981	799	0,01346
3	0,000265	653549	619	2665	676,9	0,004077
4	0,002735	653549	619	3889	1217**	0,005949
5	0,000265	221451	6381	2454*	640,8*	0,01144
6	0,002735	221451	6381	2524	697,1	0,0113
7	0,000265	653549	6381	2560	663,9	0,003748*
8	0,002735	653549	6381	2794	710,4	0,004242
9	0	387500	3500	2696	650,7	0,006935
10	0,003	387500	3500	3050	738	0,007826
11	0,0015	175000	3500	2455	696,4	0,014**
12	0,0015	700000	3500	2801	697,1	0,00399
13	0,0015	387500	0	3944**	1107	0,01018
14	0,0015	387500	7000	2663	673	0,006798
15	0,0015	387500	3500	2900	695,8	0,00745

Знаками \* та \*\* позначені відповідно найменші та найбільші значення показників оцінювання.

Перевірка за критерієм Фішера показала, що отримані рівняння регресії адекватно описують експеримент.

У відповідності з вибраним методом оптимізації, найменшому та найбільшому значенням показників оцінювання були привласнені кількісні відмітки за шкалою бажаності. Система рівнянь для визначення коефіцієнтів  $b_0$  та  $b_1$  для максимального значення зусилля в зчепленні ( $P_{km}$ ) матиме вигляд:

$$\begin{cases} 1,51 = b_0 + 2,45b_1 \\ -0,47 = b_0 + 3,94b_1 \end{cases} \quad (4.4)$$

де 2,454 - краще значення для  $P_{km}$  (кН), а 3,944 - гірше значення, отримане за наслідками розрахунків. Звідси  $b_0 = 4,77102$  та  $b_1 = -0,001329$ .

Аналогічно для середнього квадратичного відхилення зусилля в зчепленні ( $\sigma_p$ ):

$$\begin{cases} 1,51 = b_0 + 0,64b_1 \\ -0,47 = b_0 + 1,21b_1 \end{cases} \quad (4.5)$$

де 0,641 - краще значення для  $\sigma_p$  (кН), а 1,217 - гірше значення, отримане в результаті розрахунків. Звідси  $b_0 = 3,711985$  та  $b_1 = -0,00344$ .

Для  $S_{xm}$  - максимальної деформації пружного елемента, з урахуванням двостороннього обмеження:

$$n = \frac{\ln \ln / 0,8}{\ln | 0,50058525 |} \quad (4.6)$$

де 0,50058525 - значення у для значення відгуку  $S_{xm}$  (м), якому присвоєно бажаність  $d = 0,8$ . Звідси  $n = 2,16761423$ .

Підставивши набуті значення коефіцієнтів в (4.1) для  $P_{km}$  та  $\sigma_p$ , а отримане значення  $n$  в (4.7) для  $S_{xm}$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} d_1 &= \exp[-\exp(4,77102 - 0,001329 P_{km})], \\ d_2 &= \exp[-\exp(3,711985 - 0,00344 \sigma_p)], \\ d_3 &= \exp[-(|y'|)^{2,16761423}], \end{aligned} \quad (4.7)$$

Значення часткових та узагальненої функцій бажаності для всіх точок плану визначені за цими формулами представлені в (табл. 4.4).

Таблиця 4.4 - Значення приватних та узагальненої функцій бажаності

$y'$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	D
0,65470152	0,733739	0,764225332	0,67081803	0,733739
0,8946547	0,640827	0,683547432	0,45584101	0,640827
-0,9358174	0,746465	0,778733595	0,42060088	0,746465
-0,5706204	0,225999	0,20189769	0,74350181	0,225999
0,50058525	0,775439	0,787288683	0,8	0,775439
0,47327351	0,784707	0,764860142	0,82070493	0,784707
-1	0,801789	0,801788856	0,36787944	0,801789
-0,9036286	0,706746	0,755332089	0,44807606	0,706746
-0,3782677	0,737342	0,795682927	0,88552779	0,737342
-0,2044479	0,614021	0,73453833	0,96847379	0,614021
1	0,801553	0,76535289	0,36787944	0,801553
-0,9527897	0,704457	0,764860142	0,40637485	0,704457
0,25477956	0,201898	0,334081043	0,9496924	0,201898
-0,4049941	0,747045	0,781330474	0,8685228	0,747045
-0,2777995	0,670598	0,765774556	0,93963651	0,670598

Отримані значення узагальненої функції бажаності були внесені в матрицю планування як відгук ( $y$ ). Отримана матриця опрацьована згідно стандартної методики та отримано рівняння регресії для D:

$$\begin{aligned} \hat{D} = & 0,730402804 - 0,04466953x_1 - 0,06417334x_2 + 0,095293604x_3 - \\ & - 0,02051243x_1x_2 + 0,055442906x_1x_3 + 0,00240246x_2x_3 + 0,04647465x_1^2 - \\ & - 0,07235836x_2^2 - 0,077125765x_3^2. \end{aligned} \quad (4.8)$$

Отримане рівняння регресії для узагальненої функції бажаності, з використанням Mathcad 15, було досліджено на наявність екстремуму на інтервалі зміни чинників  $[-1,215, +1,215]$ . В результаті було встановлено, що функція має максимальне значення в точці  $D_{\max}$  з координатами в кодованому вигляді:

$$D_{\max} \begin{pmatrix} -1,215 \\ -0,468 \\ 0,177 \end{pmatrix} = 0,861 \quad (4.9)$$

Це відповідає  $\xi_x = 0$  м;  $C_{\text{сц}} = 286389$  Н/м;  $\eta_{\text{сц}} = 4010$  Н\*с/м в декодованому вигляді. Виконаний розрахунок з використанням математичної моделі показав, що отримані в результаті оптимізації значення параметрів зчіпного пристрою, дозволяють мінімізувати значення всіх параметрів:  $P_{\text{км}} = 2,431$  кН;  $\sigma_p = 0,638$  кН;  $S_{\text{xm}} = 0,009108$  м.

Рівні варіювання  $n_f$  значення чинників для автопоїзда, оснащеного зчіпним пристроєм типу гак - зчіпна петля, представлені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 - Інтервали та рівні варіювання чинників

Параметри	чинники	Рівні варіювання					Інт. вар.
		-1,215	-1	0	1	1,215	
$\xi_x$ , м	$x_1$	0,01	0,010177	0,011	0,011823	0,012	0,000823
$C_{\text{сц}}$ , Н/м	$x_2$	175000	221451	387500	653549	700000	216049
$\eta_{\text{сц}}$ , Н*с/м	$x_3$	0	619	3500	6381	7000	2881

Величини показників оцінювання для автопоїзда, оснащеного зчіпним пристроєм типу гак - зчіпна петля, максимального значення зусилля в зчепленні ( $P_{\text{км}}$ ), його середнього квадратичного відхилення ( $\sigma_p$ ) та максимальної деформації пружного елемента ( $S_{\text{xm}}$ ), приведені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 - Значення показників оцінювання

№	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	P <sub>км</sub> , кН	σ <sub>р</sub> , кН	S <sub>хм</sub> , М
1	0,010177	221451	619	3872	1182	0,01747
2	0,011823	221451	619	4106	1272	0,01853**
3	0,010177	653549	619	6011	2259	0,009195
4	0,011823	653549	619	6313**	2387**	0,009657
5	0,010177	221451	6381	2894*	798,2*	0,0124
6	0,011823	221451	6381	3078	823,2	0,01313
7	0,010177	653549	6381	4106	934,2	0,00609*
8	0,011823	653549	6381	4454	983,4	0,006599
9	0,01	387500	3500	3732	928,8	0,009498
10	0,012	387500	3500	4069	984,3	0,01035
11	0,011	175000	3500	3238	848,9	0,01813
12	0,011	700000	3500	4770	1217	0,006751
13	0,011	387500	0	6157	2139	0,01589
14	0,011	387500	7000	3463	844,5	0,008479
15	0,011	387500	3500	3901	955,8	0,009928

Знаками \* та \*\* позначені відповідно найменші та найбільші значення оцінних показників.

На підставі обробки отриманих даних та відсіву незначущих коефіцієнтів за критерієм Стьюдента отримані наступні рівняння регресії:

$$\hat{P}_{\text{км}} = 4,028097543 + 0,134897215x_1 + 0,803051372x_2 - 0,82567919x_3 - 0,21975x_2x_3 - 0,11468073x_1^2 - 0,04461645x_2^2 + 0,501004913x_3^2.$$

$$\hat{\sigma}_p = 0,987126517 + 0,032835804x_1 + 0,268016882x_2 - 0,4687369x_3 - 0,236975x_2x_3 + 0,031841405x_2^2 + 0,342425872x_3^2.$$

$$\hat{S}_{\text{хм}} = 10,76322143 + 0,346605554x_1 - 4,00042776x_2 - 2,34078813x_3 + 0,538375x_2x_3 - 0,75384121x_1^2 + 0,949702413x_2^2 + 0,77640332x_3^2.$$

(4.10)

Отримані рівняння регресії адекватно описують експеримент, що підтверджує перевірка за критерієм Фішера.

Відповідно до вибраного методу оптимізації найбільшому та найменшому значенням показників оцінювання були привласнені кількісні відмітки за шкалою бажаності. Система рівнянь для визначення коефіцієнтів  $b_0$  та  $b_1$  для максимального значення зусилля в зчепленні ( $P_{km}$ ) матиме вигляд:

$$\begin{cases} 1,51 = b_0 + 2,894b_1 \\ -0,47 = b_0 + 6,313b_1 \end{cases} \quad (4.11)$$

де 2,894 - краще значення для  $P_{km}$  (кН), а 6,313 - гірше значення, отримане з розрахунків. Звідси  $b_0 = 3,185964$  та  $b_1 = -0,000579$ .

Аналогічно для середнього квадратичного відхилення зусилля в зчепленні ( $\sigma_p$ ):

$$\begin{cases} 1,51 = b_0 + 0,78b_1 \\ -0,47 = b_0 + 2,387b_1 \end{cases} \quad (4.12)$$

де 0,798 - краще значення для  $\sigma_p$  (кН), а 2,387 - гірше значення, отримане з розрахунків. Звідси  $b_0 = 2,504736$  та  $b_1 = -0,00125$ .

Для  $S_{xm}$  - максимальної деформації пружного елемента, з урахуванням двостороннього обмеження:

$$n = \frac{\ln \ln / 0,8}{\ln | 0,01446945 |} \quad (4.13)$$

де 0,01446945 - значення у для значення відгуку  $S_{xm}$  (м), якому привласнена бажаність  $d = 0,8$ . Звідси  $n = 0,35411724$ .

Підставивши набуті значення коефіцієнтів в (4.2) для  $P_{km}$  та  $\sigma_p$ , а набуте значення  $n$  в (4.7) для  $S_{xm}$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} d_1 &= \exp[-\exp(3,185964 - 0,000579 P_{km})], \\ d_2 &= \exp[-\exp(2,504736 - 0,00125 \sigma_p)], \\ d_3 &= \exp[-(|y'|)^{0,35411724}], \end{aligned} \quad (4.14)$$

Значення часткових та узагальненої функцій бажаності для всіх точок плану визначені за цими формулами представлено в (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 - Значення приватних і узагальненої функцій бажаності

$y'$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	D
0,82958199	0,677589	0,700191941	0,39220122	0,5709053
1	0,640376	0,671190223	0,36787944	0,5407487
-0,5008039	0,260991	0,255614627	0,4571273	0,3124276
-0,4265273	0,201898	0,20189769	0,47733658	0,268965
0,01446945	0,801789	0,801788856	0,79999998	0,8011921
0,1318328	0,782118	0,796203163	0,6138768	0,7257591
-1	0,640376	0,769733275	0,36787944	0,5660138
-0,9181672	0,579718	0,757099959	0,37899987	0,5499667
-0,45209	0,698441	0,771085575	0,47004146	0,6325908
-0,3151125	0,646456	0,756863575	0,51460704	0,6314573
0,93569132	0,763678	0,790319298	0,37653781	0,6102492
-0,8937299	0,519598	0,689154208	0,38251195	0,5154772
0,5755627	0,231822	0,308939305	0,43940786	0,3157175
-0,6159164	0,735555	0,791336942	0,43071937	0,6305559
-0,3829582	0,673137	0,764256548	0,49073692	0,6320194

Відповідно з методикою дослідження отримані значення узагальненої функції бажаності були внесені в матрицю планування у якості відгуку ( $y$ ). Після опрацювання матриці отримано рівняння регресії для D:

$$\begin{aligned} \hat{D} = & 0,596668292 - 0,01519994x_1 - 0,09645148x_2 + 0,121654394x_3 + \\ & + 0,005759996x_1x_2 - 0,00223261x_1x_3 + 0,014911317x_2x_3 + 0,03179895x_1^2 - \\ & - 0,01501946x_2^2 - 0,075759779x_3^2. \end{aligned} \quad (4.15)$$

Завдяки використанню Mathcad 15 отримане рівняння регресії, досліджені на наявність екстремуму на інтервалі зміни чинників  $[-1,215, +1,215]$  для узагальненої функції бажаності. В результаті було встановлено, що функція має максимальне значення в точці  $D_{\max}$  з координатами в кодованому вигляді:

$$D_{\max} \begin{pmatrix} -1,215 \\ -1,215 \\ 0,701 \end{pmatrix} = 0,830 \quad (4.16)$$

Що відповідає  $\xi_x = 0,01$  м;  $C_{\text{сц}} = 175000$  Н/м;  $\eta_{\text{сц}} = 5520$  Н\*с/м в декодованому вигляді. Розрахунок, проведений з використанням математичної моделі, показав, що отримані в результаті оптимізації значення параметрів зчіпного пристрою, дозволяють мінімізувати значення всіх показників оцінювання:  $P_{\text{км}} = 2,84$  кН;  $\sigma_p = 0,79$  кН;  $S_{\text{хм}} = 0,0156$  м.

## 4.2. Визначення оптимальних параметрів зчіпного пристрою

Для визначення оптимальних параметрів зчіпного пристрою, потрібно обчислити середні значення параметрів, отриманих в результаті оптимізації, для кожного з двох розглянутих варіантів зчіпного пристрою, на розглянутих режимах руху, а саме:

Для зчіпного пристрою беззazorного типу:

Під час розгону:  $\xi_x = 0$  м;  $C_{\text{сц}} = 286389$  Н/м;  $\eta_{\text{сц}} = 4010$  Н\*с/м;

Під час гальмування:  $\xi_x = 0$  м;  $C_{\text{сц}} = 288550$  Н/м;  $\eta_{\text{сц}} = 4243$  Н\*с/м;

Середні значення:  $\xi_{\text{хопт}} = 0$  м;  $C_{\text{сцопт}} = 287470$  Н/м;  $\eta_{\text{сцопт}} = 4127$  Н\*с/м.

Для зчіпного пристрою типу гак – зчіпна петля:



Під час розгону:  $\xi_x = 0,01$  м;  $C_{\text{сц}} = 175$  кН/м;  $\eta_{\text{сц}} = 5520$  Н\*с/м;

Під час гальмування:  $\xi_x = 0,01$  м;  $C_{\text{сц}} = 175$  кН/м;  $\eta_{\text{сц}} = 5203$  Н\*с/м;

Середні значення:  $\xi_{\text{хопт}} = 0,01$  м;  $C_{\text{сцопт}} = 175$  кН/м;  $\eta_{\text{сцопт}} = 5362$  Н\*с/м.

В результаті проведених по середніх значеннях параметрів розрахунків, отримані наступні значення оцінних показників:

Для зчіпного пристрою беззazorного типу:

Під час розгону:  $P_{\text{км}} = 2,63$  кН;  $\sigma_p = 0,654$  кН;  $S_{\text{хм}} = 0,0091$  м;

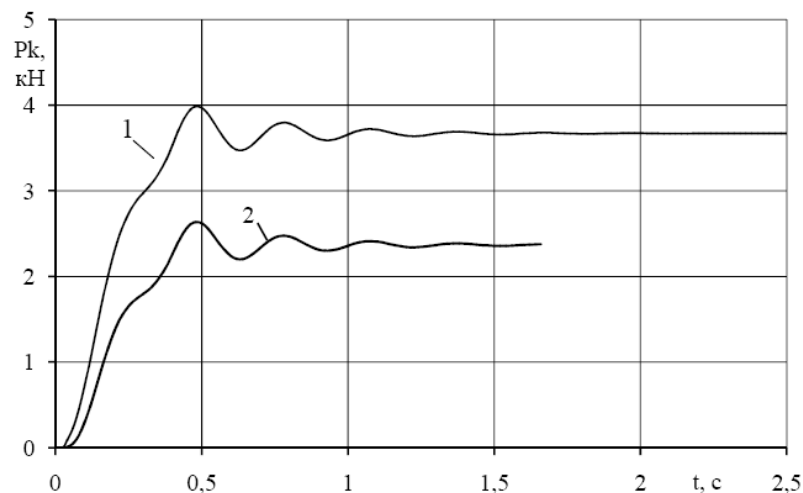
Під час гальмування:  $P_{\text{км}} = 3,98$  кН;  $\sigma_p = 0,785$  кН;  $S_{\text{хм}} = 0,0138$  м.

Для зчіпного пристрою типу гак – зчіпна петля:

Під час розгону:  $P_{\text{км}} = 2,86$  кН;  $\sigma_p = 0,802$  кН;  $S_{\text{хм}} = 0,0157$  м;

Під час гальмування:  $P_{\text{км}} = 3,86$  кН;  $\sigma_p = 0,892$  кН;  $S_{\text{хм}} = 0,021$  м.

Вибрані значення параметрів зчіпного пристрою, мінімізують, наскільки можливо, значення максимального зусилля в зчіпному пристрої  $P_{\text{км}}$  і його середнього квадратичного відхилення  $\sigma_p$ , зберігаючи деформацію пружного елемента  $S_{\text{хм}}$  в заданому діапазоні на всіх розрахункових режимах, для обох варіантів зчіпного пристрою. Коливальний процес динамічної взаємодії ланок автопоїзда носить яскраво виражений затухаючий характер (рис. 4.1).



1 – під час гальмування; 2 – під час розгону

Рисунок 4.1 Зміни зусилля  $P_k$ , при оптимальних значеннях параметрів зчіпного пристрою типу гак – зчіпна петля розрахункового автопоїзда:

### 4.3. Розробка конструкції зчіпного пристрою для малотоннажного автопоїзда

Існуючі конструкції зчіпних пристроїв для малотоннажних автопоїздів хоча і відрізняються компактністю та простотою, проте, не можуть виключити можливість виникнення резонансних коливань та забезпечити зниження навантажень в зчіпному пристрої. Отримані у кваліфікаційній роботі результати дозволяють зробити висновок про можливість досягнення цих цілей шляхом застосування пружнодемпфуючих елементів й сформулювати практичні рекомендації щодо розробки конструкцій зчіпних пристроїв для легкових та малотоннажних вантажних автомобілів, до числа яких можна віднести:

- Простота й безпека проведення зчеплення та розчеплення;
- Забезпечення можливості ступінчастої зміни жорсткості;
- Забезпечення захисту від випадкового розчеплення;
- Застосування пружнодемпфуючих елементів.

Відповідно зі завданнями дослідження і виходячи із запропонованих рекомендацій, була розроблена конструкція зчіпного пристрою для малотоннажного автопоїзда.

Тягово-зчіпний пристрій для автопоїзда (рис. 4.2) складається із зчіпної кулі, жорстко розміщеної на дишлі причепа (на рис. не показано) й корпусу 1 зчіпного замка, за допомогою рами 2 жорстко закріпленого на автомобілі-тягачі, із захисним кожухом 3. Усередині корпусу розташована капсула 4 із зчіпним механізмом, що складається з рухомої вкладки (сухаря) 5, вкладки (сухаря) з можливістю обхвату частини зчіпної кулі 6, встановленими між ними пружинами 7, та кулачка 8, розташованого на валу 9, на одному з кінців якого закріплений важіль 10 з механізмом фіксації 11. Капсула за допомогою коромисла 12 рухомо сполучена з гумовометалевою втулкою 13, жорстко закріпленою на торсіоні 14, пов'язаному з корпусом зчіпного замка за допомогою рами. На торсіоні, впритул до торців гумовометалевої втулки, встановлені обмежувачі повороту 15

гумовометалевої втулки, з зробленими на них виїмками 16, а на зовнішній обоймі гумовометалевої втулки виконані обмежувальні виступи 17, які взаємодіють з відповідними виїмками обмежувачів повороту гумовометалевої втулки. торсіон одним кінцем сполучений з рамою за допомогою шліцьового з'єднання 18, а другим - ковзаючою посадкою 19 (рис. 4.2). Кожух подпружинений відносно корпусу зчіпного замка пружинами 20, і в початковому положенні частково перекриває зчіпний отвір 21.

Тягово-зчіпний пристрій працює наступним чином.

Для зчеплення автомобіля з причепом захисний кожух 3 переміщується вздовж корпусу 1 зчіпного замка, звільняючи зчіпний отвір 21 від часткового перекриття. Далі відкривається фіксатор 11, перешкоджаючи переміщенню важеля 10, який необхідно привести у вертикальне положення. Важіль 10, за допомогою валу 9, приводить кулачок 8 у вертикальне положення, звільняючи рухому вкладку (сухар) 5, який під дією пружин 7 переміщується в крайнє положення, відкриваючи тим самим зчіпний пристрій. Після цього зчіпна куля, жорстко розміщена на дишлі причепа, вводиться через зчіпний отвір 21 в простір між вкладками (сухарями) 5 та 6. Важіль 10 повертається в початкове горизонтальне положення, кулачок 8 переміщає рухому вкладку (сухар) 5 у напрямку до вкладки (сухаря) 6 з можливістю обхвату частини зчіпної кулі, замикаючи зчіпну кулю в корпусі 1 зчіпного замка. Далі закривається фіксатор 11, перешкоджаючи випадковому переміщенню важеля 10. Після чого захисний кожух 3 повертається в початкове положення, частково перекриваючи зчіпний отвір 21, забезпечуючи тим самим захист від випадкового розчеплення.

Для розчеплення захисний кожух 3 переміщається уздовж корпусу 1 зчіпного замка, звільняючи зчіпний отвір 21 від часткового перекриття. Далі відкривається фіксатор 11, перешкоджаючи переміщенню важеля 10, який необхідно привести у вертикальне положення. Важіль 10, за допомогою валу 9, приводить кулачок 8 у вертикальне положення, звільняючи рухому вкладку

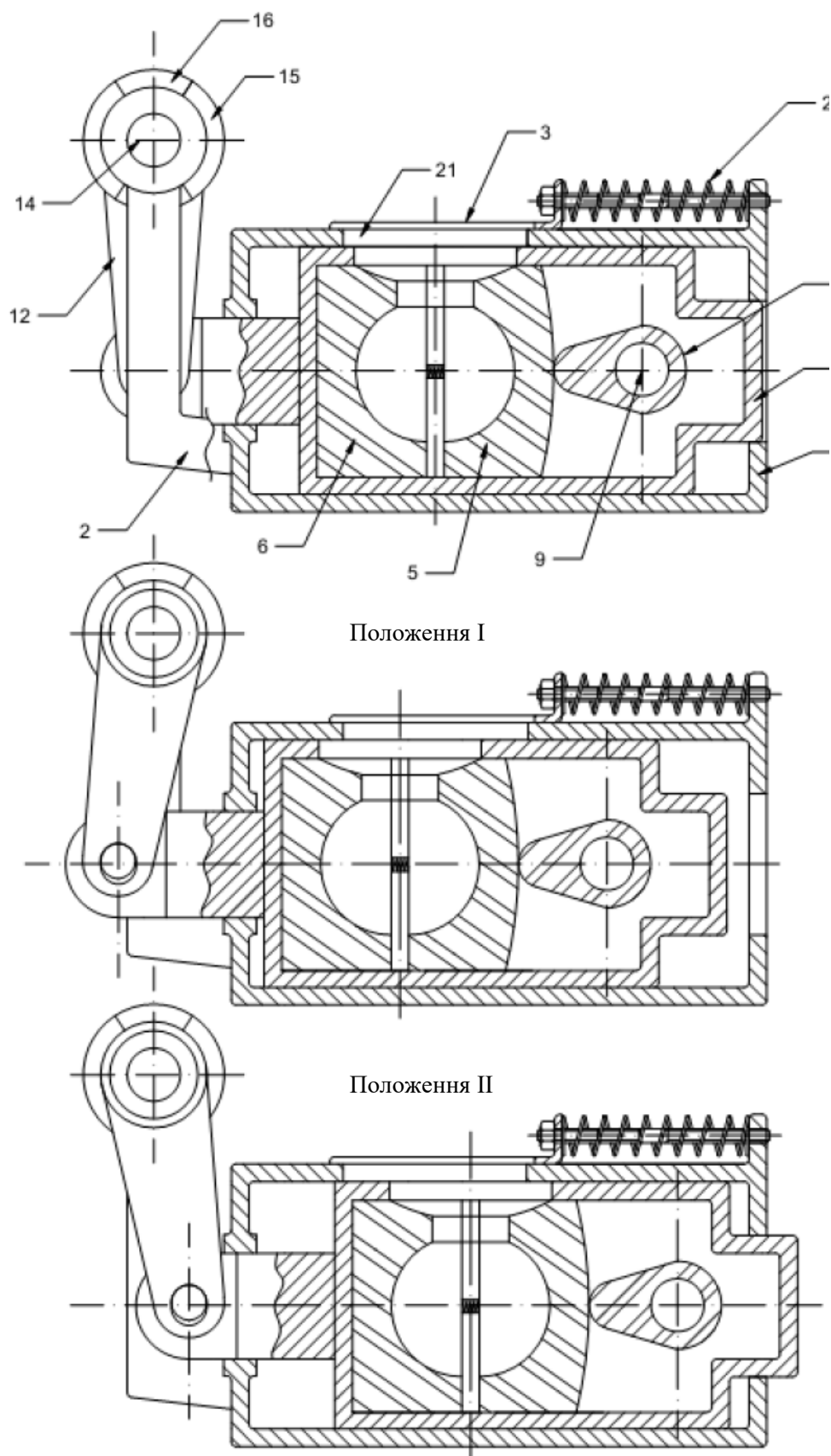


Рисунок 4.2. Тягово-зчіпний пристрій для автопоїзда

(сухар) 5, яка під дією пружин 7 переміщається в крайнє положення, відмикаючи тим самим зчіпний пристрій. Після цього зчіпна куля, жорстко розміщена на дишлі причепа, виводиться через зчіпний отвір 21 з простору між вкладками (сухарями) 5 і 6.

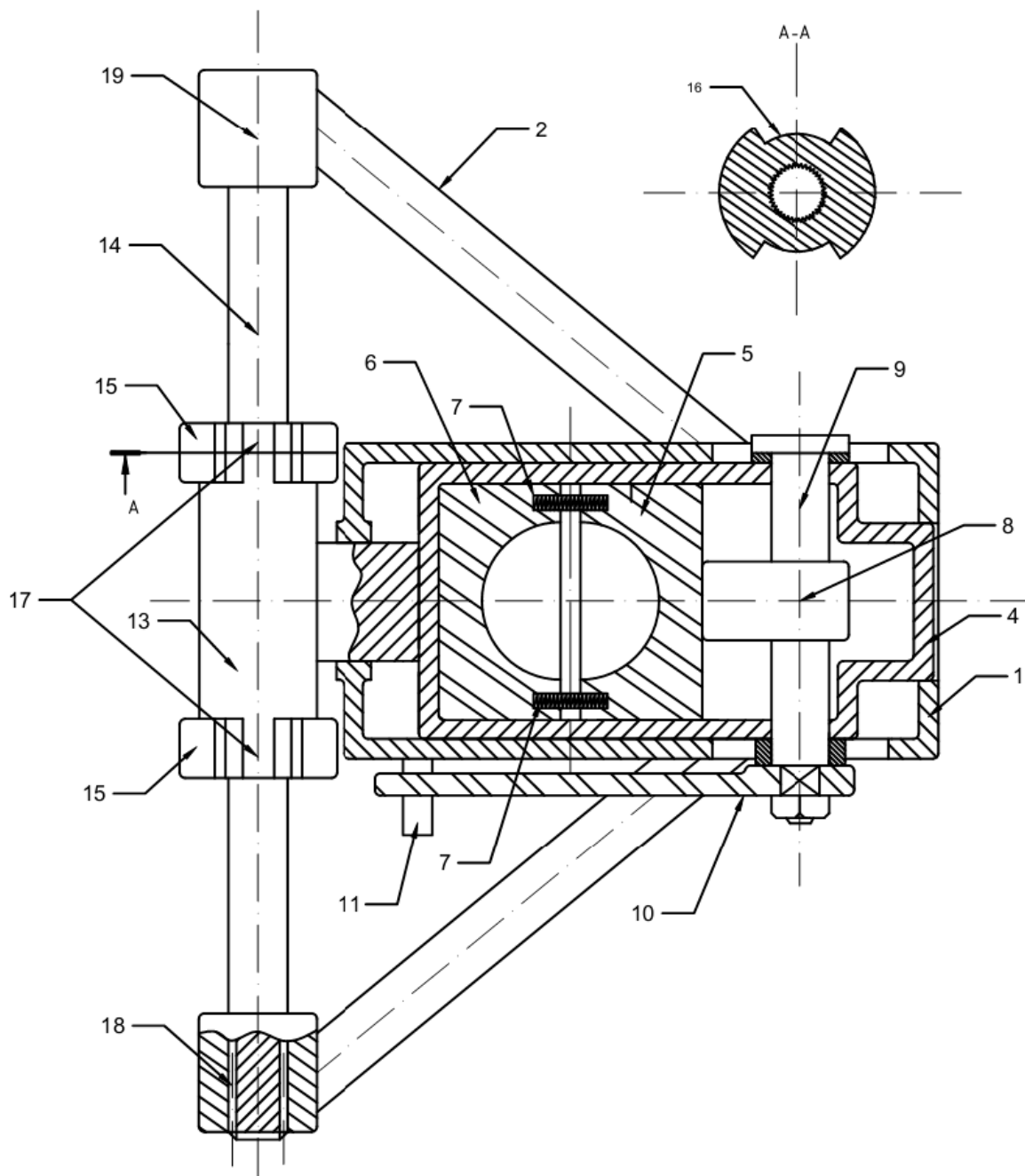


Рисунок. 4.3. Тягово-зчіпний пристрій для автопоїзда

В процесі руху автопоїзда відбуваються відносні переміщення його ланок, що мають коливальний характер. Коливання сприймаються капсулою 4, оскільки в ній знаходиться механізм замикання зчіпної кулі, і під впливом цих коливань капсула 4 переміщається усередині корпусу 1 зчіпного замка, між положенням I, відповідним максимальному нахату причепа на тягач, і положенням II, відповідним максимальному відкоту причепа (рис. 4.2, I, II). За допомогою коромисла 12, капсула 4 шарнірно пов'язана з гумовометалевою втулкою 13, що має певну жорсткість при скручуванні та демпфуванні. Капсула 4, переміщаючись усередині корпусу 1 зчіпного замка, передає коливання на гумовометалеву втулку 13, закріплену на торсіоні 14, за рахунок чого відбувається їх затухання. За деякого кута повороту зовнішньої обойми гумовометалевої втулки 13 обмежувальні виступи 17, взаємодіють з відповідними виїмками 16 обмежувачів повороту 15, жорстко закріплених на торсіоні 14 за допомогою шліцевого з'єднання, внаслідок чого крутний момент передається безпосередньо на торсіон 14, в обхід гумового пружного елемента. В запропонованій конструкції тягово-зчіпного пристрою виключається можливість пробною зчеплення, за рахунок значного підвищення жорсткості пружного елемента, а нелінійність пружної характеристики зчіпного пристрою, що досягається, за рахунок цього, знижує імовірність виникнення резонансних коливань, що забезпечує підвищення надійності експлуатації зчіпного пристрою.

## **5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **5.1. Основні завдання охорони праці**

Турбота про створення в приватному акціонерному товаристві "Галичина Авто" здорових та безпечних умов праці, що запобігають виробничому травматизму та захворюванням, підвищення та продовження працездатності людей, їх творчий розвиток – це важлива загальнодержавна справа.

Без поліпшення санітарно-гігієнічних умов і техніки безпеки, підвищення культури виробництва, скорочення ручної, малокваліфікованої і важкої фізичної праці не можливе збільшення продуктивності праці кожного працівника та ефективності технічного сервісу в цілому.

Насичення аграрного виробництва енергетичними потужностями, швидкісними високопродуктивними машинами вимагає своєчасного виявлення потенційних небезпек на виробництві, попередження професійних захворювань працюючих, створення безпечних та здорових умов праці, що є невід’ємним елементом організації праці в будь-якому технологічному процесі сервісного обслуговування автомобілів та інших машин.

### **5.2. Структура служби охорони праці у ПАТ "Галичина Авто"**

Організація роботи з охорони праці у сфері технічного сервісу здійснюється згідно з “Положення про роботу з охорони праці і техніки безпеки на підприємствах, організаціях і установах системи міністерства розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства.

Дане положення передбачає, що вся відповідальність за стан охорони праці покладається на керівництво підприємства. У структурі керівництва

підприємством передбачена посада інженера з охорони праці, в обов'язки якого входить організація заходів направлених на забезпечення і поліпшення умов праці та контроль за термінами та якістю їх виконання.

По галузях виробництва, відповідальність за стан охорони праці несуть їх безпосередні керівники – головні спеціалісти (головний інженер, керівник відділення або майстерні).

У кожному підрозділі (сервісне обслуговування двигунів, ходової системи, кузова, електрообладнання тощо) відповідальними за дотриманням стану охорони праці є їх безпосередні керівники.

Загальна структура заходів з охорони праці передбачає виконання ряду профілактичних заходів:

- 1) вступний інструктаж проводиться інженером з охорони праці для всіх осіб, що приймаються на роботу незалежно від їх освіти, стажу роботи по даній професії чи посади;
- 2) первинний інструктаж на робочому місці проводиться головними спеціалістами з усіма прийнятими на роботу, переведеними з одного підрозділу в інший;
- 3) повторний інструктаж проводиться за програмою інструктажу на робочому місці безпосередніми керівниками підрозділів;
- 4) позаплановий інструктаж проводять безпосередні керівники робіт при зміні правил з охорони праці, зміні технологічного процесу, заміні або модернізації обладнання, пристроїв і інструменту та зміні інших факторів, які впливають на безпеку праці. Повторний інструктаж проводиться також при виявленні порушень працівниками правил техніки безпеки, які можуть призвести або призвели до травм, аварій чи пожежі;
- 5) поточний інструктаж проводиться керівниками робіт на робочому місці перед безпосереднім їх виконанням.



### 5.3. Аналіз умов праці та травматизму

Згідно чинного законодавства, відповідальність за стан охорони праці у ПАТ "Галичина Авто" покладена на керівництво підприємства. У окремих галузях виробництва відповідальність за стан охорони праці несуть головні спеціалісти: головний інженер; інженер будівельник; керівники відділень.

Керівництво розробкою і проведенням всього комплексу організаційних і профілактичних заходів з охорони праці покладається на інженера з охорони праці і техніки безпеки. Він являється головним організатором робіт з охорони праці і зобов'язаний перевіряти в усіх виробничих підрозділах стан техніки безпеки, виробничої санітарії, організації протипожежної охорони та дотримання трудової дисципліни.

Заходи з питань охорони праці у підприємстві виконуються згідно діючого законодавства та угоди між профспілковим комітетом і керівництвом підприємства. До основних заходів направлених на створення безпечних умов праці у господарстві належать:

1. проведення навчання працівників господарства з правил техніки безпеки;
2. проведення інструктажів згідно з вище поданою структурою;
3. покращення умов праці та особистої гігієни працюючих.

В обов'язки інженер з техніки безпеки входить систематичний контроль виконання норм і правил, що запобігають виникненню виробничого травматизму, забезпечення здорових умов праці і усунення порушень правил техніки безпеки, проведення вступних інструктажів, контроль своєчасного та якісного проведення інструктажів на робочих місцях, організація навчання працівників та інженерно – технічного персоналу з техніки безпеки, правил надання першої медичної допомоги травмованим. В своїй діяльності інженер з техніки безпеки підпорядковується згідно чинного законодавства безпосередньому керівнику підприємства.

При профспілковому комітеті створена комісія з охорони праці. Вона разом з інженером з охорони праці займається розглядом виявлених порушень з техніки безпеки, виробничої санітарії і протипожежних заходів. Крім цього, дана комісія розробляє річний план роботи направленої на покращення умов праці і затверджує його на загальних зборах працівників господарства та контролює його виконання.

Незважаючи на значні фінансові труднощі підприємства, всі працівники, відповідно до встановлених норм, забезпечуються спецодягом. Працівники, які задіяні на роботах з шкідливими умовами, забезпечуються безплатним спецхарчуванням. Також, для них передбачений скорочений робочий день та додатковий термін відпустки.

Фінансування заходів з охорони праці та результати діяльності даної служби в продовж чотирьох останніх років подано в табл. 5.1 і 5.2.

Таблиця 5.1 - Фінансування заходів з охорони праці у господарстві

Показник	Роки			
	2020	2021	2022	2023
Кількість працівників, чол.	29	26	29	30
Асигнування на охорону праці та протипожежні заходи, тис. грн.	32,9	39,6	42,0	45,4
В тому числі на одного працюючого, грн.	1134,4	1523,0	1448,2	1513,3
Витрати на придбання спецодягу, тис. грн.	10,3	14,7	16,9	19,0
Витрати на спецхарчування, тис. грн.	12,5	14,8	18,6	18,9
Витрати на протипожежні заходи, тис. грн.	8,8	9,2	6,3	6,3
Інші витрати, тис. грн.	1,3	0,9	0,2	1,2

За результатами аналізу табл. 5.1 можна зробити ряд висновків:

- загальні асигнування на охорону праці та протипожежні заходи зросли на 27,9 %;

- збільшуються витрати на окремі складові, зокрема, на спецодяг (84,4 %), на спецхарчування (31,2 %);
- витрати на протипожежні заходи зменшились (28,4 %);
- витрати коштів на одного працюючого у 2021 році досягли нормативного значення.

Відмічаючи ріст загальних асигнувань на охорону праці та протипожежні заходи, слід відмітити, що вказане зростання не може свідчити про покращення забезпеченості заходів з охорони праці, а є результатом зростання цін на промислову продукцію та послуги сторонніх організацій.

Оцінка стану виробничого травматизму у господарстві здійснюється за допомогою статистичного методу. Даний метод застосовується для визначення кількісних показників, які характеризують загальний рівень виробничого травматизму. Для цього використовують відносні величини – показники (коефіцієнти) частоти, важкості і втрат (непрацездатності).

Показник частоти травм  $K_q$  характеризує кількість нещасних випадків, що припадає на 1000 працюючих за певний період, і визначається за формулою

$$K_q = 1000 \cdot \frac{T}{\Pi}. \quad (5.1)$$

Показник важкості травматизму  $K_m$  характеризує загальну важкість травм, що виникли протягом періоду, що аналізується. Він показує, скільки днів втрати непрацездатності в середньому припадає на одну травму, і визначається за формулою

$$K_m = \frac{D_n}{T}. \quad (5.2)$$

Показник  $K_n$  характеризує кількість днів втрати працездатності, що припадає на 1000 працюючих за період, що аналізується, і визначається за формулою

$$K_n = K_q \cdot K_m = 1000 \cdot \frac{D_n}{\Pi}. \quad (5.3)$$

Загальні матеріальні втрати  $\Pi_3$  від виробничого травматизму розраховуються за формулою

$$\Pi_3 = 1,5 \cdot D_n \cdot Z_{cp}, \quad (5.4)$$

де  $T$  – загальна кількість травм, що виникла у господарстві за звітний період;

$\Pi$  – середня кількість працюючих в господарстві за звітний період, чол.;

$D_n$  – сумарна кількість днів тимчасової непрацездатності по всіх нещасних випадках, що враховані за звітний період;

$Z_{cp}$  – середня заробітна плата потерпілих, грн;

1,5 – коефіцієнт, що враховує інші матеріальні втрати.

Розрахунок статистичних показників виробничого травматизму здійснено за формулами (5.1 - 5.4), а результати подано у табл. 5.2.

Таблиця 5.2. - Статистичні показники травматизму

Показник	Роки			
	2020	2021	2022	2023
Кількість нещасних випадків	6	9	4	5
Сумарна кількість днів тимчасової непрацездатності	85	123	98	37
Показник частоти травматизму	31,74	51,14	23,67	27,78
Показник важкості травматизму	14,17	13,66	24,50	7,40
Показник втрат	449,73	698,86	579,88	205,55
Сумарні грошові втрати від виробничого травматизму, грн	14662,5	23247,0	21315,0	8824,5

З табл. 5.2 видно, що кількість нещасних випадків за останні роки у господарстві зменшилась. В основному, це пов'язано із зменшенням кількості працюючих та інтенсивності виробництва. Показник важкості травматизму зменшився майже у двічі – 14,17 до 7,40. Сумарні грошові втрати від виробничого травматизму, при їх рості у 2021 році на 58,5 %, у 2023 році зменшились на 39,8 % у порівнянні із 2020 роком.

#### **5.4. Безпека під час проведення випробувань**

Дорожні випробування гальмівних систем відрізняються підвищеною небезпекою. Випробування дозволяється проводити тільки при дотриманні вимог техніки безпеки, діючої на полігоні.

Для проведення випробувань повинен бути офіційно призначений відповідальний за проведення випробувань (керівник випробувань), який несе відповідальність за безпеку людей і устаткування.

Керівник випробувань повинен бути присутнім під час підготовки і проведення випробувань, забезпечувати дотримання заходів безпеки в процесі виконання програми випробувань. Керівник повинен роз'яснити кожному учаснику випробувань його завдання і обов'язки, вказати робоче місце, яке необхідне займати під час випробувань.

Випробування проводяться на спеціально відведеній ділянці. Під час проведення гальмівних випробувань в кабіні автомобіля повинен знаходитися тільки експерт-випробувач. Експерт-випробувач повинен бути пристебнутий ременем безпеки і надіти захисний шолом автомобільного типу.

Застосовані під час проведення випробувань вимірювальні та реєструючі прилади повинні бути надійно закріплені та не заважати управлінню автомобілем.

При виявленні несправностей випробування повинні бути припинені до їх усунення. Випробування повинні бути припинені при загрозі перекидання автомобіля.

При контрольних гальмуваннях фари автомобіля повинні бути включені в положення «дальнє світло».

Після закінчення випробувань необхідно відключити електроживлення вимірювально і реєструючої апаратури та відновити тимчасово відключені елементи автомобіля.

## Висновки за розділом

Аналіз стану охорони праці у ПАТ "Галичина Авто" дозволяє зробити ряд висновків:

1. в наслідок зростання інтенсивності виробничих та технологічних процесів зростає імовірність виникнення нещасних випадків;
2. найбільш небезпечними з точки зору виробничого травматизму є період ремонту і сервісного обслуговування автомобілів;
3. ріст продуктивності праці неможливий без проведення організаційних та технічних заходів направлених на покращення здорових та безпечних умов праці виконавців;
4. тенденція до зменшення виробничого травматизму у підприємстві на жаль обумовлені не покращенням умов праці, а, швидше за все, зменшенням інтенсивності виробництва та кількості працюючих;
5. незважаючи на зростання в продовж чотирьох останніх років грошових засобів, направлених на покращення умов праці та протипожежні заходи, враховуючи інфляційні процеси та ціновий дисбаланс на спецодяг, засоби гігієни і протипожежні засоби фінансування даної сфери можна вважати незадовільним.

## ВИСНОВКИ

В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що існуючі методики вибору параметрів зчіпних пристроїв розроблялися для вантажних автопоїздів, з коефіцієнтом навантаження  $\Gamma_{an} = 1,6 \div 1,8$  (для малотоннажних автоїздів  $\Gamma_{an} = 1,2 \div 1,35$ ). Існуючі методики не враховують особливості властиві малотоннажним автопоїздам, а так само можливість пробою зчеплення (обмеження по максимальній деформації пружного елемента).

Запропонована адекватна математична модель, яка перевірена експериментом, описує процес руху малотоннажного автопоїзда, на режимах розгону, гальмування та під час руху дорогами з гармонійним мікропрофілем, що дозволяє проводити дослідження експлуатаційних властивостей автопоїзда на вказаних режимах руху та є частиною комплексу оптимізації параметрів, відповідно до запропонованої методики вибору параметрів зчіпних пристроїв.

Проведені дослідження підтвердили доцільність виконання розрахунку параметрів зчіпного пристрою для режимів розгону та гальмування, оскільки саме на цих режимах величини показників оцінювання досягають значень на порядок більший, ніж під час руху по нерівній дорозі, за винятком випадків виникнення резонансних коливань.

Збільшення зазору в зчіпному пристрої досліджуваного автопоїзда негативно впливає на величину показників оцінювання, що досягають значень в 3-5 разів більших, ніж за наявності тільки технічного зазору. Наприклад збільшення зазору з 2 до 20 мм під час рушання з місця зумовлює збільшення  $P_{км}$  з 3,6 до 7,8 кН,  $\sigma_p$  з 1,04 до 2,9 кН.

Застосування в зчіпному пристрої пружних та демпфуючих елементів дозволяє стабілізувати процес динамічної взаємодії ланок та істотно понизити рівень навантажень. Під час гальмування автопоїзда з пасивним причепом і жорстким бездемпферним зв'язком величини показників оцінювання досягали

значень:  $P_{\text{км}} = 9,65$  кН та  $\sigma_p = 3,2$  кН, а застосування в зчіпному пристрої автопоїзда пружного елемента з  $C_{\text{сц}} = 175$  кН/м та  $\eta_{\text{сц}} = 5,2$  кН\*с/м дозволило понизити величини  $P_{\text{км}}$  до 3,92 кН та  $\sigma_p$  до 0,88 кН, тобто добитися майже триразового зниження величин параметрів.

Пружна характеристика зчіпного пристрою робить вагомий вплив на динамічну взаємодію ланок малотоннажного автопоїзда. Результати дослідження показали, що найкраще на величину та характер зміни параметрів динамічної взаємодії ланок автопоїзда, позначається застосування в зчіпному пристрої пружного елемента з нелінійно-м'якою силовою характеристикою, з початковою жорсткістю  $C_{\text{сц}0} = 95$  кН/м та демпфуванням  $\eta_{\text{сц}} = 5$  кН\*с/м.

Застосована методика вибору параметрів зчіпного пристрою дозволяє здійснювати вибір значень параметрів, раціональних з погляду мінімізації величин показників оцінювання, які якісно характеризують процес динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда й стабілізації характеру їх зміни.

У кваліфікаційній роботі представлено перспективну конструкцію зчіпного пристрою для малотоннажних автопоїздів, яка враховує отримані за наслідками роботи висновки та практичні рекомендації.



## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Підручник з будови автомобіля: <https://green-way.com.ua/uk/dovidniki/pidruchnyk-po-vlashtuvannju-avtomobilja>
2. Навчальний посібник з предмету «Теорія і конструкція автомобілів» розділ теорія автомобіля: chrome-extension://kdpelmjpfafjppnhbloffcjpeomlnpah/https://elib.scl
3. Сирота В.І. Основи конструкції автомобіля. Київ, „Арістей” 2006 р. с. 284
4. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ, „Арістей” 2004 р. 314 с.
5. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля: підручник. Суми: Університетська книга, 2015. 320 с.
6. Подригало М.А., Шелудченко В.В. «Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів тракторів [текст]: П44 Навч. посібн. Суми: Сумський національний аграрний університет, 2015. 213 с.
7. Ahmad D. Modelling of motion resistance ratios of pneumatic and rigid bicycle wheels. - Pertanika Journal of Science & Technology. Vol. 21, No. 1, 2013. pp. 59-74.
8. Bauholzer D. Pourquoi le deport negatif du rayon de braquage chez VW. «Rev. automob», 2007, 70, 1 45, 13.
9. Benjamin Esterl, Torsten Butz. Real-time capable vehicle-trailer coupling by algorithms for differential-algebraic equations. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. Vol. 45, Issue 9, 2007, Pages 819-834.
10. Bourgoin G. Les tendances modernes du freinage des vehicules industries. Ing. automob., 2000, i 12. - pp. 449 - 457.

11. De Meng, X., Zhan J.Q. Three-dimensional virtual design and simulation analysis of dual- side-load trailer // 3rd International Conference on Material and Manufacturing Technology, ICMMT 2012, Volume 548, 2012, Pages 657-661.
12. Edward F. Kurtz. Handling Characteristics of Car-Trailer Systems; A State-of-the-Art Survey. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 6, Issue 4, 2007, Pages 217-243.
13. Hansen D.,SchrodterF. KrafteveraltnisseimKupplungspunkt von Personenwagenzugen. *ATZ, AutomobiltechnischeZeitschrift*, 2004, i 4, s. 183 - 190.
14. Hongqi Li, Yue Lu, Jun Zhang. Solving the Tractor and Semi-Trailer Routing Problem Based on a Heuristic Approach. «Mathematical Problems in Engineering» Volume 2012 (2012), Article ID 182584, 12 pages.
15. Jimmy Chiu. The critical hitch angle for jackknife avoidance during slow backing up of vehicle-trailer systems. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 52, Issue 7, 2014, Pages 992-1015.
16. Mikulcik E. C. The dynamic of tractorsemitrailer vehicles: the jacking problem. *SAE. Prepr. s. a. i710045*, 15 pp. 111.
17. Olafvon F. Rayon depivotementnegatif de laxe de fusee. Une artifice geometrique devientunfacteur de securite important. «*Rev. automob.*», 2013, 68, № 16, 21
18. Peter Holen, Mathias Zellinger. Aspects on damper-attachment compliance. *Int. J. of Vehicle Design* 2016 Vol. 40, No.1/2/3 pp. 77 - 92
19. Schiehlen W.,Guse N., SeifriedR. Multibody dynamics in computational mechanics and engineering applications // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Volume 195, Issue 41-43, 15 August 2016, Pages 5509-5522.
20. Stephen R. James. Lateral dynamics of motorcycles towing single-wheeled trailers. - *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. Vol. 43, Issue 8, 2005, Pages 581-599.

21. Venkata Rao R.,Kalyankar V.D. Parameter optimization of modern machining processes using teaching-learning-based optimization algorithm // Engineering Applications of Artificial Intelligence, Volume 26, Issue 1, 2013, Pages 524-531.
22. Warwas K.,Adamiec-wojcik I.Modelling articulated vehicles with a flexible semi-trailer Archive of Mechanical Engineering // Volume 60, Issue 3, 2013, Pages 389-407.
23. Weiwen Deng, Yong H. Lee. Vehicle-trailer stability and handling control: a working system. Int. J. of Vehicle Autonomous Systems 2008 Vol. 6, No.3/4 pp. 330 - 341.
24. Willem-Jan Evers, IgoBesselink, HenkNijmeijer. Development and validation of a modular simulation model for commercial vehicles. Int. J. of Heavy Vehicle Systems 2009 Vol. 16, No.1/2 pp. 132 - 153
25. Xiujian Yang. Optimal Reconfiguration Control of the Yaw Stability of the Tractor-Semitrailer Vehicle. «Mathematical Problems in Engineering». Volume 2012 (2012), Article ID 602502, 23 pages.
26. Xiujian Yang, JianXiong. Nonlinear yaw dynamics analysis and control for the tractor-semitrailer vehicle. Int. J. of Heavy Vehicle Systems 2013 Vol. 20, No.3 pp.253 - 288