

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2024 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Забезпечення експлуатаційних характеристик при низьких
температурах»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Сівак І.М.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Романченко В.М.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Гайченя Богдан Віталійович

(ПІБ)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Гайченя Богдану Віталійовичу

Спеціальність _____
(прізвище, ім'я, по батькові) 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Забезпечення експлуатаційних характеристик при низьких температурах»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2025
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструкції сучасних ходових систем та їх елементів вантажних автомобілів

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ

- 1 Аналіз стану питання, цілі та завдання дослідження
- 2 Теоретичний розрахунок значень сил опору гідравлічних амортизаторів з урахуванням зміни температури навколишнього середовища
- 3 Методика експериментальних досліджень закономірностей зміни сил опору гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів в умовах низьких температур
- 4 Результати експериментальних досліджень

Висновки

Перелік графічного матеріалу: Обґрунтування напрямку досліджень; Об'єкт дослідження; Теоретичне дослідження роботи підвіски вантажного автомобіля та її амортизатора; Результати теоретичних досліджень; Стендові та дорожні випробування; Результати експериментальних випробувань; Висновки.

Дата видачі завдання «10» січня 2025 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Романченко В.М.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Гайченя Б.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 70 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 33 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Забезпечення експлуатаційних характеристик при низьких температурах».

Об'єкт дослідження – процес зміни експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів за умов низьких температур.

Мета дослідження – підвищення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів, які працюють в умовах низьких температур, завдяки застосуванню модифікованої робочої рідини.

У дипломному проекті встановлені залежність зміни експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів, які працюють за умов низьких температур. Розроблена математична модель процесу функціонування гідравлічних амортизаторів автомобілів за умов низьких температур довкілля. Обґрунтований та розроблений склад робочої рідини для амортизаторів автомобілів, що використовуються у сільському господарстві за низьких температур. Проведена виробнича перевірка запропонованих технічних рішень.

Ключові слова: підвіска вантажного автомобіля, гідравлічний амортизатор, низька температура, роботоздатність.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, ЦІЛІ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.	8
1.1 Характеристика транспортного процесу в сільському господарстві при низьких температурах.....	8
1.2 Вплив низьких температур на експлуатацію підвіски вантажних автомобілів	13
1.3 Параметри функціонування гідравлічних амортизаторів. Методи забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів в сільському господарстві за умов низьких температур.....	18
2 ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗНАЧЕНЬ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОТИЗАТОРІВ З УРАХУВАННЯМ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	24
2.1 Розрахунок значень сил опору на відбій та стисканні в залежності від температури навколишнього середовища.....	24
2.2 Розрахунок теплового балансу гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля.....	30
2.3. Модель функціонування гідравлічного амортизатора.....	34
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОТИЗАТОРІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР.....	38
3.1 Загальна програма експериментальних досліджень.....	38
3.2 Експериментальні установки та обладнання.....	41
3.3 Методика стендових та експлуатаційних випробувань.....	44
3.3.1 Дослідження теплоутворення гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля за низьких температур експлуатації.....	44
3.3.2 Дослідження впливу обраних факторів на параметри функціонування амортизаторів вантажного автомобіля за низьких температур експлуатації.....	45
3.3.3. Дослідження обраного способу забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів за рахунок модифікованого складу амортизаторної рідини.....	46

3.4 Похибка вимірювань та обробка експериментальних даних	47
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	51
4.1 Дослідження рівноважної температури гідравлічного амортизатора	51
4.2 Результати стендових випробувань гідравлічних амортизаторів за умов низьких температур.....	53
4.3 Експериментальна перевірка способу забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів.....	61
ВИСНОВКИ.....	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	68
ДОДАТКИ.....	71

ВСТУП

Для перевезень різних вантажів, зокрема сільськогосподарського призначення, використовується переважно автомобільний транспорт. Як свідчить практика, виконання більш ніж 70% об'єму робіт посідає період із низькою температурою від -7 до -34°C тривалістю майже 7 місяців. Ця проблема актуальна для вантажних автомобілів різних марок, що використовуються для перевезень, які відповідають особливим критеріям. Однак через високі вимоги щодо вдосконалення транспортного процесу, одним із найбільш численних (близько 21% від усіх вантажних автомобілів) та перспективним транспортним засобом для транспортування вантажів у сільському господарстві є вантажні автомобілі сімейства КамАЗ.

Експлуатація непідготовлених автомобілів в умовах низьких температур спричиняє збільшення навантажень, що призводить до зростання кількості відмов систем та агрегатів. За дослідженнями багатьох вчених, відбувається зростання кількості відмов агрегатів і систем до 40% від загального їх числа, в тому числі до 9% припадає на підвіску. Кількість відмов підвіски автомобілів у зимові місяці збільшується майже у 2,5 рази, більшу частку яких становлять гідравлічні амортизатори (до 40%). Аналіз несправностей показав, що найбільш значущою причиною є витікання робочої рідини з амортизатора – до 55%.

Низькі температури експлуатації впливають як на збільшення кількості несправностей елементів підвіски, так й на погіршення експлуатаційних характеристик автомобілів, як-от зниження середньої ефективної швидкості, збільшення гальмівного шляху, погіршення умов праці, зниження продуктивності і збільшення експлуатаційних витрат. Одним з основних елементів підвіски, що впливають на активну безпеку і найбільш схильним до впливу низьких температур і, як наслідок, зносу, є гідравлічний амортизатор.

Відповідно до вимог нормативних документів, одним із показників, що визначають умови функціонування гідравлічних амортизаторів підвіски, є сили опору. Значення сил опору на відбій та стиск повинні відповідати

конструкторській документації при максимальних швидкостях поршня до 0,52 м/с, і не перевищувати допустимих меж.

В якості робочої, в гідравлічних амортизаторах використовуються спеціальні рідини на нафтовій основі, збільшення в'язкості при низьких температурах яких призводить до суттєвого погіршення функціонування амортизаторів, трансмісії у комплексі. Таким чином, для функціонування гідравлічних амортизаторів за низьких температур з параметрами, зумовленими конструкторською документацією, необхідно забезпечити властивості робочої рідини.

Існуючі способи вирішення цієї проблеми не знайшли широкого застосування через низьку ефективність і значні витрати для масового застосування, а також малу вивченість даного напрямку. Передбачається, що забезпечення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів, що працюють в умовах низьких температур, можливе шляхом адаптації складу робочої рідини до умов навантаження та температур навколишнього середовища.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, ЦІЛІ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Характеристика транспортного процесу в сільському господарстві при низьких температурах

Однією з найважливіших експлуатаційних якостей автомобільних підвісок є збереження заданих параметрів поглинання вібраційних навантажень за умов експлуатації [5]. Основними факторами, що впливають на погіршення якості їхньої роботи, є умови експлуатації: транспортні, дорожні та кліматичні. При транспортуванні вантажів враховуються як об'єми, види та відстані перевезень, так і умови при завантаженні та розвантаженні, а також умови ремонту та технічного обслуговування транспортних засобів [2, 3].

На практиці зустрічаються різні види перевезень: спеціалізовані, промислові, загального призначення, сільськогосподарські, будівельні, а також транспортування спеціалізованих вантажів, при забезпеченні яких додатково уточнюються умови транспортування та можливе навантаження. Залежно від дорожніх умов під час використання автомобілів беруться до уваги тип дорожніх покриттів, розрахункова швидкість руху, допустимі навантаження на вісь, елементи профілю дорожнього полотна з урахуванням рельєфу місцевості [1, 5, 7, 8]. В якості додаткових умов також враховуються кліматичні особливості для прогнозування та визначення функціонування елементів. Всі ці умови в результаті визначають режим роботи транспортного засобу: навантажувальний і швидкісний.

Більшість території України розташована в помірному кліматичному районі [6]. Проте, середні температури у січні варіюють від 0 до -35°C , липня – від 1 до 40°C . Кліматичні фактори враховуються при встановленні норм та технічних вимог, виборі режимів випробувань, планування, нормування та організації технічної експлуатації, зберігання та транспортування автомобільного транспорту, приладів та технічних виробів, призначених для

експлуатації. В якості основних кліматичних факторів при районуванні території для технічних цілей приймаються температура та відносна вологість повітря.

Усі кліматичні райони зазвичай створюють особливі умови для рухомого складу, що характеризуються поєднанням несприятливих чинників.

Так, для холодного кліматичного району характерні не лише низька температура навколишнього повітря та вітри, а й більш важкі дорожні умови (снігові замети взимку, робота на дорогах з перехідними покриттями та інше) [4, 5]. Для спекотного, сухого і дуже жаркого сухого кліматичного району, окрім високої температури, негативними факторами є сонячна радіація та велика запиленість повітря. Для підвищення ефективності транспортного процесу та технічної експлуатації автомобілів в особливих умовах використовують автомобілі спеціального виконання (північного, гірського та ін.); провадиться коригування нормативів технічної експлуатації автомобіля; застосовуються засоби та способи, що полегшують пуск двигуна та післяпусковий прогрів, а також роботу інших агрегатів у процесі подальшої експлуатації.

Погіршення умов роботи агрегатів та систем автомобілів за низьких температур навколишнього повітря позначаються на розподілі відмов протягом року та відповідній зміні трудомісткості їх усунення.

На рис. 1.1 представлено розподіл потоку відмов підвіски автомобілів за місяцями року.

На графіку чітко простежується залежність збільшення частоти відмов агрегатів підвіски при зниженні середньодобової температури експлуатації в період із листопада по березень. При цьому кількість відмов підвіски автомобілів у зимові місяці зростає майже у 2,5 рази.

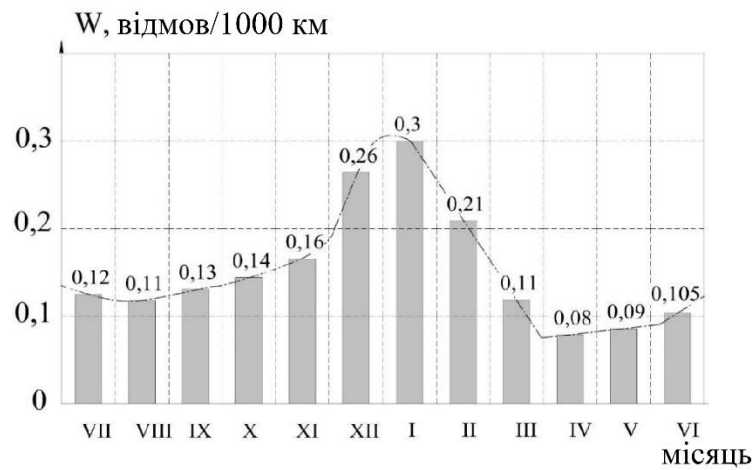


Рисунок 1.1 – Розподіл відмов агрегатів підвіски автомобілів за місяцями року

Експлуатація невідготовлених автомобілів за умов низьких температур пов'язана з підвищенням опору в агрегатах підвіски через збільшення в'язкості технічної рідини [10]. Це значно впливає на збільшення витрати енергії для подолання сил опору шинами і підвіскою, особливо після тривалих стоянок на відкритих майданчиках при низьких температурах повітря [10].

При перевезенні вантажів сільськогосподарського призначення найбільш затребуваним є автомобільний транспорт (рис. 1.2) [9].

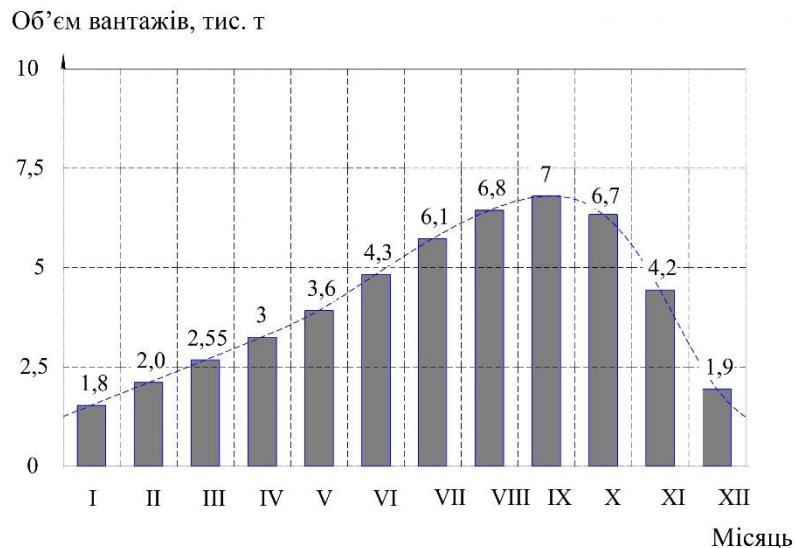


Рисунок 1.2 – Розподіл об'єму вантажів сільськогосподарського призначення, що перевозяться автомобільним транспортом, по місяцях

Як показує практика, виконання більш ніж 70% об'єму робіт здійснюється вантажними автомобілями [9] та припадає на період з низькою температурою тривалістю майже 7 місяців.

В сільському господарстві спостерігається постійний дефіцит транспортних засобів при сезонних роботах при перевезенні таких видів вантажів як зерно, овочі, фрукти, різні корми, органічні та мінеральні добрива, рідини, будівельні матеріали, техніка та ін. [8, 9]. При цьому до техніки, що постійно використовується, пред'являються високі вимоги: насамперед, надійність, що дозволяє забезпечити безвідмовну роботу протягом усього сезону; значна маневреність, зручність у використанні та мала трудомісткість підготовки агрегату до роботи; економічність та простота при експлуатації; низька трудомісткість технічного обслуговування [13]. Вид вантажу також є одним з основних факторів, що визначають вибір типу рухомого складу за вантажопідйомністю та кількістю сторін перекидання кузова [7, 11].

Необхідно відзначити, що в аграрному секторі експлуатація транспорту має певну специфіку, до якої слід віднести фізико-механічні та агробіологічні властивості вантажів, що перевозяться, відстань перевезень, дорожні умови, об'єми перевезень та їх сезонні коливання, ступінь механізації вантажно-розвантажувальних робіт тощо. Відмінною особливістю транспортування у сільському господарстві можна віднести перевезення легковажних вантажів за неповного використання вантажопідйомності транспортних засобів.

Наприклад, за умови використання вантажного автомобіля типу ГАЗ на 50% і транспортуванні вантажу до 5 км, продуктивність перевезень знижується на 30%, а витрати на перевезення 1 тони збільшуються на 67% [3].

Перевезення сільськогосподарської продукції з використанням автотранспорту відповідає певним особливостям – сезонністю та відстанню вантажоперевезень. Найбільш значущими у холодні місяці експлуатації є внутрішньогосподарські перевезення, що становлять близько 50% всього вантажообігу. Такі вантажі, як зерно (9,5%), коренебульбоплоди (12,7%), молоко

(4,3%), корми (34,5%), насіння та добрива (35%) тощо переміщують територією господарства на відстань від 1 до 20 км. Отже, для перевезення вантажів у сільськогосподарських підприємствах, відповідно до рекомендацій [3, 6], потрібно використовувати високопродуктивну техніку, що відповідає ряду конкретних умов та вимог при її використанні протягом усього календарного терміну експлуатації.

Станом на 1 січня 2020 р. в Україні налічувалось 3,78 млн вантажних автомобілів залишкового складу.

Найпопулярнішою маркою залишкових вантажівок в Україні є КамАЗ (927,3 тис. шт.), далі йдуть автомобілі ГАЗ (730 тис. шт.) та ЗІЛ (495,6 тис. шт.). Ці три марки займають майже 57% вітчизняного парку вантажних машин. Такі марки, як МАЗ та «Урал» становлять по 290 та 173,6 тис. шт. відповідно. Решта марок вантажних автомобілів, у тому числі іноземного виробництва, не перевищує 110 тис. шт.

Транспортування вантажів сільськогосподарського призначення здійснюється вантажними автомобілями різних марок.

За дослідженнями вчених, в АПК України одним із найбільш числених (рис. 1.3) та перспективним транспортним засобом є вантажні автомобілі сімейства КамАЗ.

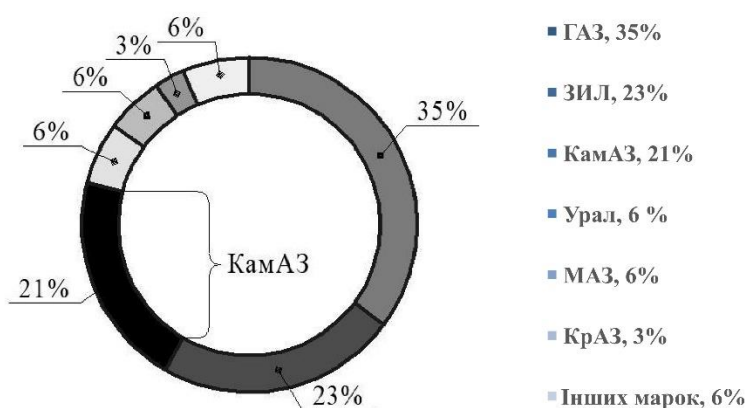


Рисунок 1.3 – Структура залишкового парку вантажних автомобілів в АПК України, %

Аналіз обсягів і структури перевезень вантажів у сільському господарстві показав, що внутрішньогосподарські перевезення становлять 67,3% загального об'єму, зовнішні – 32,7%, з яких 26,6% – із завезення і 6,1% – з вивезення вантажів. Для забезпечення такого високого об'єму внутрішньогосподарських перевезень найкращими є такі вантажні автомобілі, як автомобілі сімейства КамАЗ, а також їх базові шасі, що використовуються як спеціалізований транспорт для сільськогосподарського призначення.

1.2 Вплив низьких температур на експлуатацію підвіски вантажних автомобілів

На вантажних автомобілях, що використовуються для різних видів перевезень, у тому числі і в сільському господарстві, наприклад, в автомобілях сімейства КамАЗ, одним з найбільш важливих пристроїв, що впливають на безвідмовність роботи всіх вузлів і механізмів, є підвіска [1, 4, 6, 7, 9] При роботі автомобілів при низьких температурах експлуатації відбувається погіршення функціонування, погіршуються показники плавності ходу та падає середня ефективна швидкість руху, а також зростає кількість несправностей (рис. 1.4).

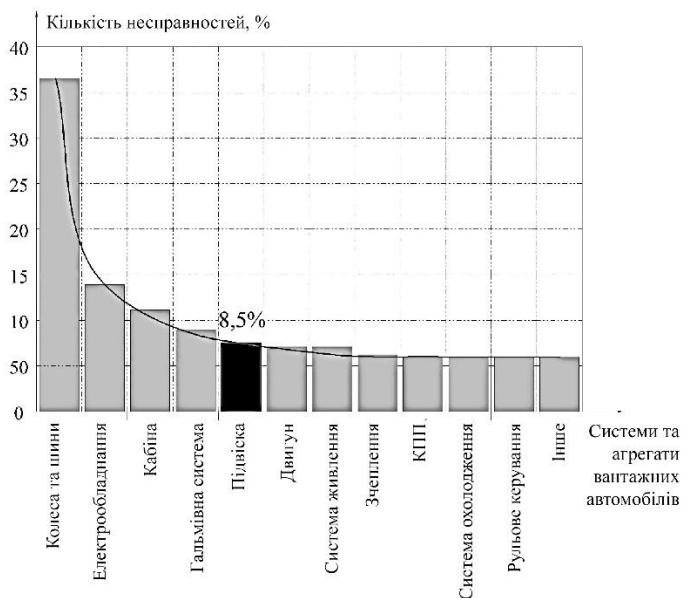


Рисунок 1.4 – Кількість відмов систем та агрегатів автомобілів під час експлуатації в умовах низьких температур

Аналіз праць вчених в галузі експлуатації автомобільного транспорту показав, що робота елементів підвіски з порушенням функціонування знижує довговічність вузлів і агрегатів всього автомобіля більш ніж в 1,5 рази [3, 4, 9] і погіршує збереження вантажів, що перевозяться, при їх транспортуванні [2, 3, 5, 8]. Один з найважливіших недоліків, пов'язаних з експлуатацією автомобілів в умовах низьких температур – погіршення керованості, стійкості та безпеки руху, і, зрештою, зниження показників надійності [4, 18]. На рис. 1.4 показано, що практично на 40% збільшується кількість відмов агрегатів та систем в умовах низьких температур експлуатації, причому на підвіску припадає до 9% від загальної кількості. Погіршується це і тим, що при транспортуванні вантажів при внутрішньогосподарських перевезеннях через невеликі відстані транспортування вантажів (від 1 до 20 км) відбувається незначне нагрівання елементів підвіски, а при вантажно-розвантажувальних роботах – їх остигання (рис. 1.5) за проміжок від 3 до 17 хвилин.

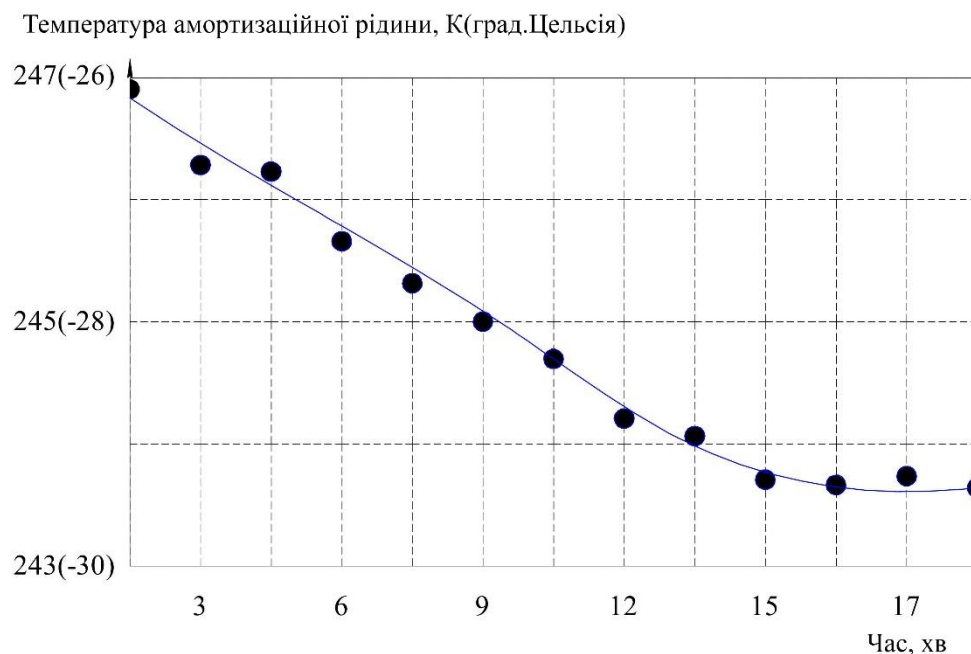


Рисунок 1.5 – Динаміка охолодження гідравлічних амортизаторів

В роботі [10] зазначено, що при експлуатації сільськогосподарської техніки і в тому числі автомобільного транспорту в умовах низьких температур спостерігається значне збільшення числа їх відмов, особливо за відсутності

опалювальних місць зберігання. Як зазначено автором, найбільша кількість відмов відбувається у зимові місяці.

Автором роботи [11] зазначено, що дорожні умови впливають на зміну режимів роботи агрегатів автомобіля, а також на довговічність агрегатів підвіски та виникають несправності, зумовлені виходом розмірів деталей при зношуванні їх за межі допуску, що можливо внаслідок тривалої експлуатації за низьких температур.

Несправна підвіска збільшує також тривалість та частоту впливів коливань на водія, що виникають під час руху транспортного засобу, з частотою близько 80 Гц. [7,8, 10]. Найбільш важливим показником, що визначає високий рівень технічної готовності та безпеки автотранспортного засобу та вантажу, що перевозиться, є функціонування агрегатів підвіски в процесі руху в різних кліматичних умовах [2]. Цей показник значною мірою визначає комфорт і безпеку руху транспортних засобів, збереження вантажів, що перевозяться, середню технічну швидкість та ін. [2, 7]. Проблема порушення теплового режиму елементів підвіски пов'язана з підвищенням в'язкості робочих рідин, зміною тиску та недостатнім функціонуванням основних рухомих вузлів, зміною властивостей гумотехнічних виробів та металів [6, 7, 8].

Практика показує, що навіть разова експлуатація непідготовленої техніки за низьких температур призводить до відмов різних елементів та вузлів. Збільшення навантажень на елементи підвіски тягне за собою виникнення таких поломок, як несправності пружинних елементів (3%), зношування та поломка рульових шарнірів (13%) і опорних елементів (21%), зношування та розрив гумово-металевих шарнірів [4, 9].

Однак найбільше несправностей пов'язано з несправностями гідравлічних амортизаторів [1, 9, 10, 12, 13, 14, 15], частина яких виникає при витіканні робочої рідини.

На діаграмі рис. 1.6 представлена статистика несправностей амортизаторів, більшість з яких пов'язана з витіканням робочої рідини і порушенням роботи клапанної системи [6, 7, 9].

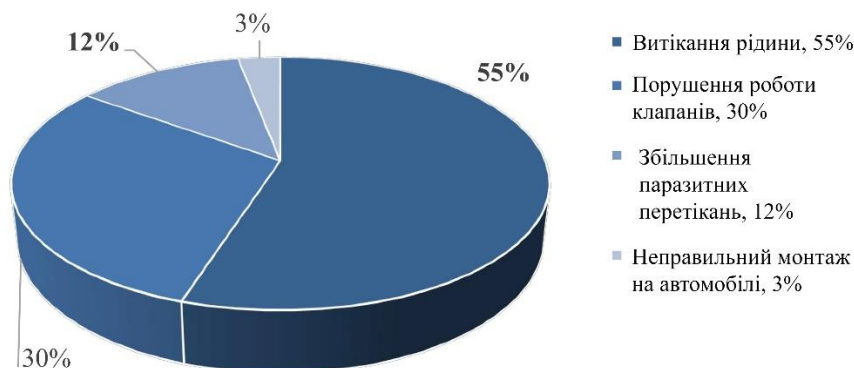


Рисунок 1.6 – Статистика причин втрати працездатності гідравлічних амортизаторів

Порушення герметичності та витік робочої рідини виникають через втрату еластичності та пошкодження сальникового ущільнення при перепадах температур [1, 2, 7]. Можливе також старіння гуми, зумовлене окисненням каучуку під дією кисню в повітрі навколишнього середовища, руйнівним впливом холоду, механічної втоми [11]. Це призводить до зниження стійкості та еластичності робочої поверхні сальника при механічному впливі, а при підвищенні в'язкості робоча поверхня сальника стає менш еластичною, що збільшує виток амортизаторної рідини та знижує її рівень в основному резервуарі. Так, при величині витоків амортизаторної рідини об'ємом до 15% відбувається зниження демпфуючої здатності та зменшення сил опору до 50% від номінального значення.

При зниженні еластичності робочої поверхні сальника відбувається попадання абразиву та води в основний резервуар з амортизаторною рідиною, що призводить до її спінювання та емульсування, а це значно прискорює зношування клапанів внутрішніх елементів амортизатора. Відбувається так само поломка або знос кільця ущільнювача поршня при погіршенні змащувальних

властивостей амортизаторної рідини внаслідок розведення її водою і абразивними частинками.

Більшість несправностей, описаних раніше, проявляється внаслідок порушення герметичності амортизаторів. За даними роботи [6], спостерігається збільшене зношування рухомих з'єднань і ослаблення кріпильних елементів циліндра, а також порушення взаємної ексцентричності напрямної втулки штока, сальників, обойми, внутрішнього циліндра, поршня через низький рівень амортизаторної рідини. Внаслідок витікання робочої рідини виникає ймовірність деформацій дисків клапанного механізму та нерівномірного зношування їх сідел. Через збільшені зазори можлива поява вільного переміщення штока без сил опору на початку ходу віддачі та стиснення.

Отже, одним з найбільш схильним до впливу низьких температур і, як наслідок, зносу, є гідравлічний амортизатор [4].

Більшість несправностей амортизаторів, що виникають у тому числі за низьких температур експлуатації, пов'язані зі значним збільшенням в'язкості робочої рідини [12]. Основні амортизаторні рідини – дистилатні нафтові олії, переважно веретені, турбінні, трансформаторні, а також синтетичні олії, зміна в'язкості яких відбувається за близькими закономірностями з іншими паливо-мастильними матеріалами.

На основі аналізу робочих рідин, що використовуються в амортизаторах, побудований графік зміни кінематичної в'язкості від їх температури (рис. 1.7). Згідно з графіком, в інтервалі від нуля до -30°C значення ростуть майже в 4 рази. Найменша зміна в'язкості в діапазоні від 300 до 1800 $\text{мм}^2/\text{с}$ відбувається у рідині марки АМГ-10, проте вона практично не використовується в заводських амортизаторах. Значно збільшується кінематична в'язкість при температурі від нуля до мінус 50°C у рідин АЖ-12Т і ГРЖ-12 - зі значень 700 і 800 $\text{мм}^2/\text{с}$ до 6700 і 7000 $\text{мм}^2/\text{с}$ відповідно, що призводить до порушення функціонування амортизатора в цілому [1].

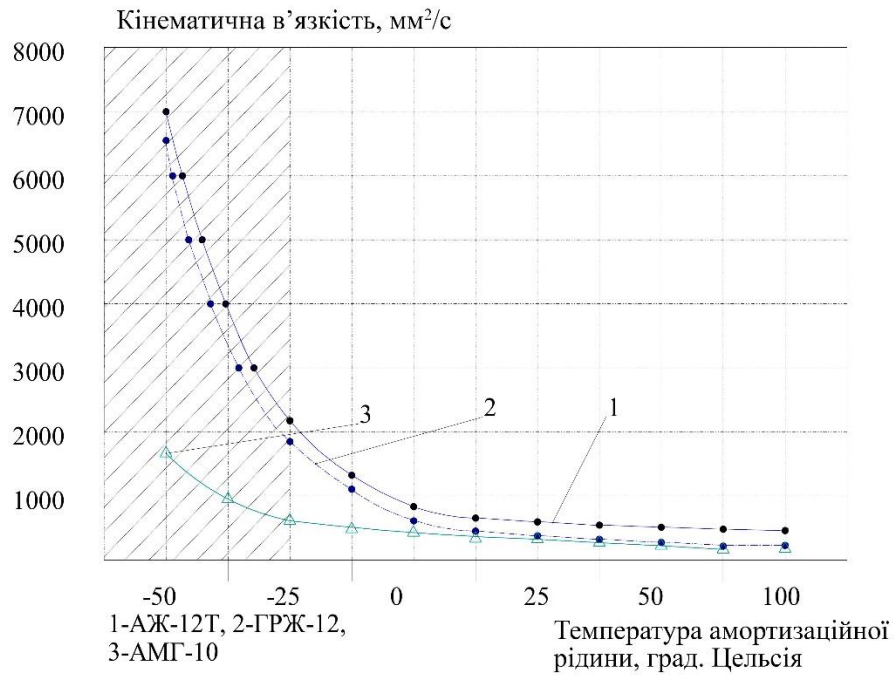


Рисунок 1.7 – Залежність зміни кінематичної в'язкості амортизаторної рідини марок АЖ-12Т (1), ГРЖ-12 (2) та АМГ-10 (3) від її температури

Так як відбувається часткове блокування елементів амортизатора, які рухаються, коливання, викликані нерівним профілем поверхні, по якій переміщається автомобіль, не згасають в повному обсязі, а частково передаються на кузов транспортного засобу [3]. Зниження ефективності роботи амортизаторів за низьких температур експлуатації позначається на збільшенні інтенсивності зносу його деталей. Отже, для забезпечення функціонування амортизаторів за низьких температур експлуатації потрібно забезпечити в'язкість робочої рідини в діапазоні, при якому можливе збереження параметрів функціонування та надійності.

1.3 Параметри функціонування гідравлічних амортизаторів. Методи забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів в сільському господарстві за умов низьких температур

Відповідно до нормативного документа ДСТУ 34339-2017 «Автомобільні транспортні засоби. Амортизатори телескопічні гідравлічні. Технічні вимоги та методи випробувань» встановлено технічні вимоги до амортизаторів, що

визначають умови функціонування, за яких сили, необхідні для переміщення та зсуву рухомих деталей, повинні відповідати вимогам конструкторської документації на амортизатор конкретної марки та конструкції. При цьому відхилення значень сил опору амортизаторів при максимальних швидкостях поршня до 0,52 м/с повинні знаходитись у допустимих межах.

Побудови робочих діаграм проводять у результаті випробувань, у процесі яких рухливі деталі амортизаторів повинні переміщатися плавно, без заїдань, а значення сил опорів повинні не перевищувати граничних значень, зазначених у конструкторській документації. На підставі наведеного нормативного документа визначено, що одним із найважливіших параметрів, що визначають функціонування амортизаторів, є сила опору в режимі роботи амортизатора на відбій та стиснення.

Існують різні способи забезпечення функціонування амортизаторів за низьких температур експлуатації. Відповідно до описаних раніше проблем розроблена схема способів забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів (рис. 1.8).



Рисунок 1.8 – Способи забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів автомобіля

Конструктивні способи забезпечення функціонування амортизаторів викладені в роботах [2, 7, 8, 13, 18].

Особливістю цих методів є установка додаткових обхідних клапанів чи модернізація буфера відбою для зменшення опору руху амортизаторної рідини за допомогою додаткових отворів [6]. Одним з технічних завдань даного методу можна вважати поліпшення демпфуючої характеристик амортизатора за рахунок більш вільного перетікання амортизаторної рідини, а також можливості регулювати сили опору в залежності від в'язкості робочої рідини [10]. До недоліків даного способу можна віднести низькоефективне гасіння коливань з малою амплітудою при нагріванні рідини і збільшення маси амортизаторів, і навіть внесення змін у конструкцію заводського виконання.

Оскільки більшість амортизаторів мають регресивну характеристику демпфування, в роботах [2, 4, 8, 18] пропонується підвищувати рівень віброзахисних властивостей та знижувати рівень вібрацій транспортних засобів до норм за рахунок застосування прогресивної характеристики амортизаторів.

Вченими було доведено, що існують зони неефективної роботи амортизатора, за яких відбуваються значні зміни сил опору. Використання прогресивних характеристик дозволяє встановити ефективність роботи гідравлічних амортизаторів та регулювати їх залежно від умов експлуатації, у тому числі за низьких температур.

Однак, як і в раніше описаному способі, потрібно змінювати конструкцію штатного вузла дроселювання, що в більшості випадків ускладнить конструкцію, призведе до зняття з гарантії при її зміні і збільшить вартість амортизатора в цілому.

В якості експлуатаційних способів забезпечення функціонування амортизаторів можна говорити про управління тепловим режимом амортизатора або управління в'язкісно-температурними характеристиками амортизаторної рідини. На думку автора роботи [15], управління тепловим режимом агрегатів можливе за рахунок збереження внутрішнього тепла теплоізоляційними

матеріалами або використання додаткових джерел тепла (різних нагрівальних пристроїв [3, 7, 8].

Аналіз методів та засобів забезпечення теплового режиму дозволив встановити таке: використання теплоізоляційних матеріалів для збереження внутрішнього тепла можливе [4, 8, 9], проте має низьку ефективність. Використання, наприклад, чохлів із спеціального матеріалу є ефективним лише у тому випадку, коли транспортний засіб зберігається у теплих приміщеннях, і дозволяє лише зберігати на короткий проміжок часу (до 3 год) позитивну температуру. При безгаражному зберіганні саморозігрів амортизаторної рідини відбувається переважно за рахунок дроселювання, для забезпечення якого потрібне інтенсивне функціонування амортизаторів, що часто неможливо. Для зниження теплообміну з навколишнім середовищем можливе застосування ряду спеціальних складів пінополіуретанів, термолакофарб і рідких ізоляційних покриттів.

Після нанесення покриття на підготовлені поверхні агрегату утворюється термоізолюючий шар, який перешкоджає втраті теплоти у навколишнє середовище. Тепловіддача такого покриття становить у середньому $2,4 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$. Так само їх застосування малоефективне, тому що потрібна якісна підготовка поверхонь, що фарбуються, і повне зняття покриття при експлуатації автомобілів в літній період року.

При використанні нагрівальних елементів різного типу та виконання можливо забезпечити тепловий режим амортизаторів, проте потрібні значні витрати на їх придбання, встановлення та обслуговування під час експлуатації, що в деяких випадках може вплинути на збільшення витрат ресурсів. Авторами робіт [9, 15] розроблені подібні пристрої для обігріву автомобільних амортизаторів за рахунок нагріву амортизаторної рідини або збереження її теплоти.

Одним з перспективних способів забезпечення функціонування амортизаторів є управління в'язкісно-температурними характеристиками рідини, що застосовується.

Авторами [6, 8, 18] був розроблений склад амортизаторної рідини, що є аналогом АЖ-12Т, що застосовується в амортизаторах автомобілів, у тому числі вантажних і спеціальної техніки в якості основної робочої рідини. Базовою основою запропонованої амортизаторної рідини була суміш трансформаторної та турбінної олії з добавкою спеціальних присадок: 0,2% Viscoplex-2670 та 0,5% Viscoplex 5-309, 0,5% ІХП-14М, 0,6% ДФ-11, 0,5% іонолу, 0,003% ПМС-200А. Модифікаторами в даному випадку виступають спеціальні присадки, що забезпечують покращені характеристики базової рідини. В якості недоліку можна відзначити відсутність результатів досліджень запропонованої рідини у реальних умовах, і навіть ресурсних випробувань [5].

Авторами [6, 18, 22] розроблена композиція для виготовлення гідравлічної амортизаторної рідини на основі суміші очищеної нафтової основи з вузькою дизельною фракцією та додаткового набору загущаючих, диспергуючих та протипінних присадок [5, 6]. Технічний результат досягався за рахунок збільшення індексу в'язкості, зменшення значень кінематичної в'язкості при мінус 30°C, зниження температури застигання, зменшення схильності до спінювання. У роботах представлені дані авторів результати випробувань поданої рідини, проте результатів застосування у реальних умовах не описано.

Існує спосіб покращення в'язкісно-температурних властивостей технічних рідин за рахунок розрідження малов'язкими рідинами або дизельним паливом, що є найбільш доступним в умовах підприємств.

Дослідження представленого способу показали, що при розрідженні в'язкої олії малов'язким компонентом відбувається не тільки зменшення в'язкості, але і зниження концентрації поверхнево-активних речовин, що входять до складу базової олії. Однак при збільшеному вмісті поверхнево-активних речовин у базовій олії допустиме розрідження малов'язким компонентом до

певних меж. Досвід використання показав, що при розрідженні базової олії відбувається поліпшення надходження матеріалу, що змащує, в зону зачеплення зубчастих коліс, а також винесення з цієї зони продуктів зносу. Як показує практика, використання розрідженої олії діє сприятливо і на тепловий стан вузла тертя, і, як наслідок, на його довговічність. Як приклад досліджено склад розрідженої трансмісійної олії за рахунок додавання 10 % дизельного зимового палива або 20 % веретенної олії, що значно покращує в'язкісно-температурні властивості базової олії [11].

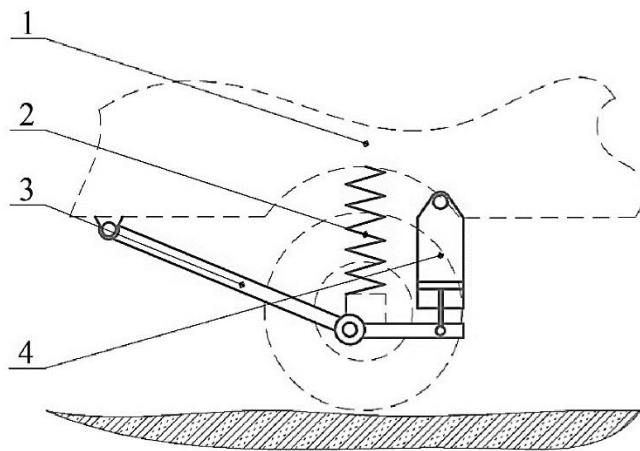
Однак змащувальні властивості та здатність розрідженої олії витримувати високі питомі тиски значно знижуються. Під час проведення ресурсних випробувань [15, 20] виявлено, що зношування механізмів силової передачі відбувається інтенсивніше при використанні зимового нігролу з додаванням від 10 до 20% зимового палива в умовах особливо низьких температур.

Відповідно до вимог технічної експлуатації транспортних засобів більша частина наведених способів призводить до зміни конструкції елементів штатних амортизаторів. Представлені способи збереження тепла амортизаторів, що виробляються, є низькоефективними за відсутності гаражного способу зберігання автомобілів. Пристрої для підігріву амортизаторної рідини різними способами є ефективнішими, ніж застосування теплоізоляційних матеріалів, проте потрібне придбання, встановлення та обслуговування додаткових елементів, а також порівняно великі експлуатаційні витрати. На підставі наведених досліджень існуючих способів забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів визначено, що найбільш перспективним і технологічним, на наш погляд, є спосіб управління температурно-в'язкісними характеристиками при додаванні малов'язких рідин. Однак використання цих складів вимагає додаткових досліджень як у реальних умовах, так і при стендових ресурсних випробуваннях.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗНАЧЕНЬ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОРТИЗАТОРІВ З УРАХУВАННЯМ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

2.1 Розрахунок значень сил опору на відбій та стисканні в залежності від температури навколишнього середовища

Експлуатація вантажних автомобілів на різних типах доріг при транспортуванні вантажів, у тому числі сільськогосподарського призначення, характеризуються важкими умовами, які часто пов'язані з подоланням бездоріжжя, різних перешкод і підвищеним зносом елементів підвіски [7, 8]. Рух вантажного автотранспорту за таких умов збільшує вплив знакозмінних навантажень на деталі підвіски (рис. 2.1), зокрема на пружні елементи 2 та амортизатори 4 [15, 16]. Все це призводить до збільшення інтенсивності коливань системи підвіски [2, 4, 8, 16], коливання яких передаються через напрямні елементи 3 на опорні частини кузова 1.



1 – опорна частина кузова; 2 – пружний елемент; 3 – напрямний пристрій;
4 – амортизатор

Рисунок 2.1 – Схема взаємодії елементів підвіски автомобіля

Виникнення збільшеної амплітуди переміщень безпружинних частин і частоти вимушених коливань погіршує функціонування та довговічність елементів підвіски [11, 14, 19]. Для визначення впливу зовнішніх умов експлуатації підвіски автомобільної техніки за умов низьких температур

найактуальнішим є дослідження механічної взаємодії у системі «автомобіль – дорога».

Під час руху транспортних засобів по нерівностям доріг виникають коливання, більшість з яких передаються на кузов. Через колесо збурюючі сили, що виникають в результаті переміщення напрямних елементів 3, переходять у вузли 4 і 2, в яких створюється сила, що протидіє. Залежно від спрямованості сил, вузли переміщуються у вертикальній площині, що знижує вертикальний рух автомобіля [4, 5,10].

Зважаючи на аналітичні передумови [2, 9, 11] для вирішення поставлених завдань у рамках роботи для моделювання процесу функціонування амортизатора розроблена кінематична схема діючих сил у результаті наїзду колеса на одиничну перешкоду (рис. 2.2).

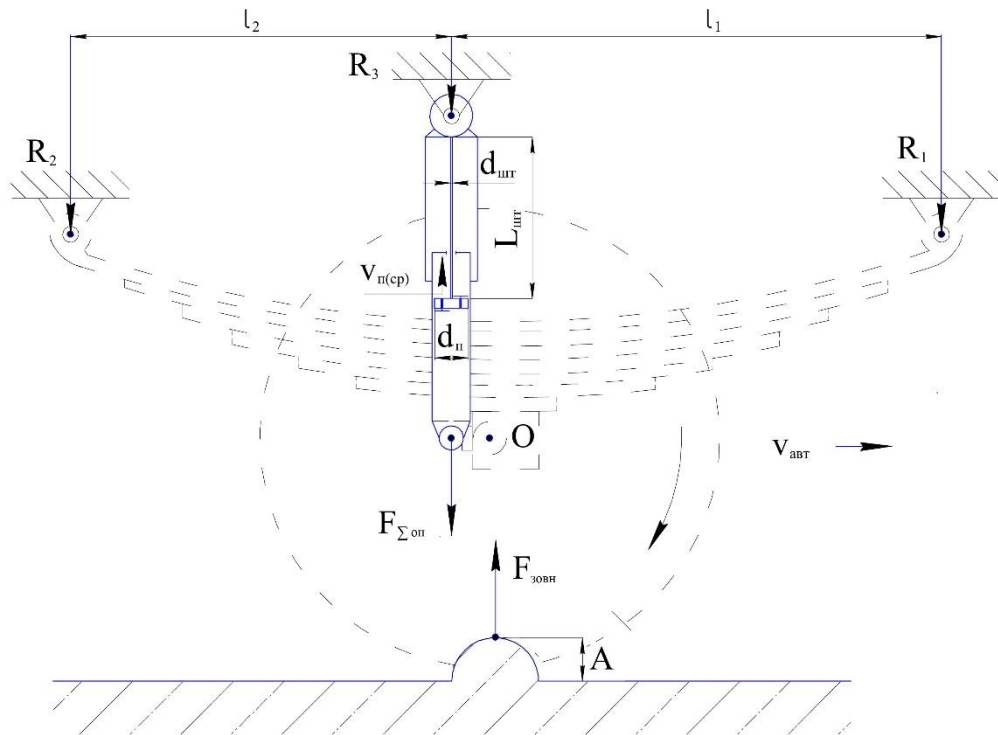


Рисунок 2.2 – Схема діючих сил унаслідок наїзду колеса на перешкоду

Діюче на колеса автомобіля вертикальна навантаження $F_{зовн}$, що виникає в результаті наїзду колесом на одиничну перешкоду з амплітудою A , впливає на точку прикладання сил O . В даному випадку система підвіски при зіткненні з

нерівністю забезпечує рух колеса з обмеженням переміщення вузла у вертикальній площині. Заданий хід підвіски забезпечується за рахунок сумарних протидіючих сил $F_{\Sigma on}$, що виникають в пружному елементі та гідравлічному амортизаторі зі швидкістю переміщення поршня $v_{n(cp)}$.

Конструктивно гідравлічний амортизатор спроектований таким чином, щоб більша частина енергії коливань не передавалася на вертикальні реакції опор R_1 , R_2 і R_3 , а перетворювалася з механічної енергії в теплову [5, 10].

В результаті переміщення поршня гідравлічного амортизатора створюється тиск у надпоршневому та підпоршневому просторах при витісненні та перетіканні амортизаторної рідини через дросельну систему з однієї порожнини до іншої. Утворення сил опору елементів, що дроселюють, з подальшим витісненням рідини відбувається в закритому циліндрі через гідравлічне з'єднання і клапанний блок за рахунок перетворення кінетичної енергії струменя рідини в теплову енергію.

За основу взято стандартну методику розрахунку гідравлічного дросельного механізму з несиметричним навантаженням відкриття клапанного вузла [8]. При розрахунку гідравлічного амортизатора з клапанним механізмом прийнята модель рідини, що стискається, з зосередженими параметрами, тобто. у розрахунках приймаємо, що зміна тиску всередині замкнутих об'ємів гідравлічних амортизаторів відбувається у всіх точках одночасно.

В роботі [6] використовується математична модель гідравлічної структури амортизатора, яка дозволяє одержати формули функціонування гідравлічного амортизатора. На основі представленої схеми розроблена математична модель витрати рідини гідравлічного амортизатора з несиметричним навантаженням роботи клапанного механізму, що представлена формулами (2.1) та (2.2):

$$Q_i = Q_{1i} + Q_{2i} + Q_{3i} + Q_{4i}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.1)$$

$$Q_i = Q_{1i} + Q_{3i} + Q_{4i}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.2)$$

де Q_i – сумарна витрата амортизаторної рідини, м³/с; Q_{1i} – витрата амортизаторної рідини через радіальний зазор «шток-напрямна», м³/с; Q_{2i} – витрати амортизаторної рідини через радіальний зазор «поршень-циліндр», м³/с; Q_{3i} – витрата амортизаторної рідини через дросельні отвори, м³/с; Q_{4i} – витрати амортизаторної рідини через клапанні отвори, м³/с.

Відповідно до джерела [2, 3], для гідравлічних амортизаторів рух гідравлічної рідини є неусталеним, тому доцільно розраховувати дійсну витрату амортизаторної рідини, використовуючи вирази виду:

$$Q_i = k_y S_{ei} v_n, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.3)$$

де k_y – коефіцієнт витоків амортизаторної рідини, що характеризує герметичність прилягання кільця ущільнювача до стінок циліндра; S_{ei} – площа витіснювача, м²; v_n – швидкість відносного переміщення поршня, м/с.

Вирази (2.4) та (2.5) дозволяють розрахувати площі витіснювача в різних режимах роботи амортизатора:

$$S_{ei} = \frac{(d_n^2 - d_{um}^2)\pi}{4}, \text{ мм}^2, \quad (2.4)$$

$$S_{ei} = \frac{d_n^2\pi}{4}, \text{ мм}^2, \quad (2.5)$$

де d_n – діаметр поршня, м; d_{um} – діаметр штока, м.

При розрахунках витрати рідини через радіальні зазори «шток-направляюча» і «поршень-циліндр» в режимі роботи амортизатора на відбій і стиснення використовується рівняння Хагена-Пуазейля, за основу якого взято рівняння протікання рідини через кільцеві зазори та паралельні пластини

$$Q_{o1,2} = \frac{\pi d_{um} \delta^3}{12\mu\rho l_1} \Delta P_i, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.6)$$

$$Q_{o1} = \frac{\pi d_n \delta^3}{12\mu\rho l_2} \Delta P_i, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.7)$$

де δ – радіальний зазор між елементами, м; μ – кінематична в'язкість рідини, м²/с; ρ – густина амортизаторної рідини, кг/м³; l_1 – активна довжина штока, м; l_2 – активна довжина поршня, м; ΔP_i – перепад тиску рідини на відбій (стиснення), МПа.

Перепад тиску в надпоршневому та підпоршневому просторі знаходимо за виразом:

$$\Delta P_o = P_1 - P_2, \text{ МПа}, \quad (2.8)$$

$$\Delta P_c = P_2 - P_1, \text{ МПа}, \quad (2.9)$$

де P_1 – тиск у надпоршневому просторі, МПа; P_2 – тиск у підпоршневому просторі, МПа.

Значення тиску в надпоршневому та підпоршневому просторах знаходимо за формулою:

$$P_i = \frac{F_i}{S_{ei}}, \text{ Н/м}^2, \quad (2.10)$$

де F_i – сила опору на відбій чи стиск, Н.

Як встановлено раніше, в залежності від температури амортизаторної рідини, відбувається зміна значення динамічної в'язкості рідини. В такому випадку закономірно, що відбувається і незначна зміна значень густини, які можна визначити з використанням виразу (2.11). Для цього в розрахунок густини амортизаторної рідини введено проміжний розрахунок з використанням поправочних коефіцієнтів:

$$\rho = \rho_{20}[1 + \zeta(T_{noc} - T)], \text{ кг/м}^3, \quad (2.11)$$

де ζ – коефіцієнт теплового об'ємного розширення технічних рідин на основі нафти, 1/К; ρ_{20} – густина амортизаторної рідини при температурі навколишнього середовища, яка дорівнює 20°C, кг/м³; T_{noc} – температура амортизаторної рідини, що дорівнює значенню густини при 293К; T – температура амортизаторної рідини, °С.

Значення коефіцієнта об'ємного теплового розширення технічних рідин на основі нафти вибираємо з таблиці в діапазоні значень густини при температурі 293К.

Витрату рідини через дросельні та клапанні отвори розраховуємо виходячи з виразів (2.12) та (2.13):

$$Q_{o3} = \psi_{\partial} S_{\partial o} \sqrt{\frac{2F_i}{(\rho_{20}[1 + \zeta(T_{noch} - T)])S_{\partial i}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.12)$$

$$Q_{o4} = \psi_{\text{кл}} S_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2F_i}{(\rho_{20}[1 + \zeta(T_{noch} - T)])S_{\partial i}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.13)$$

де ψ_{∂} – коефіцієнт витрати рідини через дросельні отвори; $\psi_{\text{кл}}$ – коефіцієнт витрати рідини через клапанні отвори; $S_{\partial o}$ – площа прохідного перерізу дросельного отвору, м²; $S_{\text{кл}}$ – площа прохідного перерізу клапанного отвору, м²; ρ – густина амортизаторної рідини АЖ-12Т (при 20° С), кг/м³.

Для аналізу розробленої моделі побудовано теоретичну залежність зміни сил опору гідравлічного амортизатора від температури експлуатації (рис. 2.3).

Подані вирази дозволили встановити вплив низьких температур навколишнього середовища на збільшення сил опору на відбій та стиск.

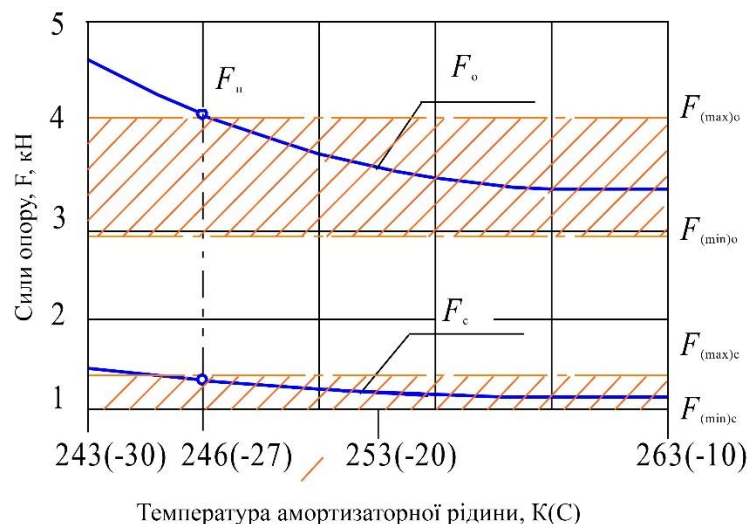


Рисунок 2.3 – Теоретична залежність зміни сил опору гідравлічного амортизатора від температури експлуатації

Отримуємо, що значення сил опору гідравлічного амортизатора виходять за межі значень, встановлених заводом виробником, з позначки 246 К (-27°C) і досягають 4022 і 1226Н на відбій та стисненні відповідно, що говорить про те, що в цих точках амортизатор стає непрацездатним.

Зоною зі штрихуванням зазначено, що гідравлічний амортизатор працездатний у діапазоні температур від 263 К (-10°C) до зазначеної лінії. Далі сили опору перевищують задані значення у кілька разів.

2.2 Розрахунок теплового балансу гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля

Утворення теплової енергії у вузлах гідравлічного амортизатора можна описати схематично, а також встановити зв'язок між ними в певній послідовності. За основу робочого процесу гідравлічних амортизаторів, як було описано раніше, взятий процес перетворення механічної енергії та енергії гідравлічного тертя у вузлах у теплову енергію.

Наведені теоретичні дослідження дозволили визначити, що утворення теплової енергії всередині гідравлічних амортизаторів залежить більшою мірою від процесу дроселювання амортизаторної рідини через спеціальні клапани [6, 7] Однак ефективність роботи гідравлічних амортизаторів також безпосередньо залежить і від їх властивості підтримувати ефективну температуру – підтримання теплового балансу, а саме відведення надлишку теплоти в атмосферу через зовнішні поверхні.

Схема взаємодії процесів, що виникають в результаті перетворення механічної енергії в теплову при роботі гідравлічного амортизатора, представлена на рис. 2.3.



Рисунок 2.2 – Взаємозв’язок процесів, що виникають внаслідок перетворення механічної енергії на теплову під час роботи гідравлічного амортизатора

Відповідно, тепловий баланс гідравлічного амортизатора матиме такий вигляд:

$$Q_s = Q_{нов} + Q_{наг}, \quad (2.14)$$

де Q_s – кількість теплоти, що виділилося в амортизаторі за рахунок дроселювання амортизаторної рідини через систему клапанів при переміщенні поршня відносно стінок внутрішнього резервуара, Дж; $Q_{нов}$ – кількість теплоти, що відведена з поверхні гідравлічного амортизатора, Дж; $Q_{наг}$ – кількість теплоти, що використана для нагрівання деталей гідравлічного амортизатора Дж.

Теплота, що виділена в результаті дроселювання амортизаторної рідини Q_s , витрачається на зміну внутрішньої теплової енергії агрегату $Q_{наг}$, а також на втрати теплоти внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем.

Кількість теплоти, що виділилося в амортизаторі за рахунок дроселювання амортизаторної рідини, визначалося за виразом:

$$Q_s = k_{сеп} v_n^2, \text{ Дж}, \quad (2.15)$$

де $k_{сеп}$ – середній коефіцієнт опору амортизатора Н·с/м²; v_n – швидкість переміщення штока гідравлічного амортизатора, м/с.

Проте, при розписі $k_{сеп}$, рівняння (2.15) буде представлено у такому вигляді:

$$Q_s = \frac{k_o + k_c}{2} v_n, \text{ Дж}, \quad (2.16)$$

де k_o – коефіцієнт опору амортизатора під час відбою, Н·с/м; k_c – коефіцієнт опору амортизатора під час стиску, Н·с/м.

З формули (2.16), втрати теплоти з поверхні гідравлічного амортизатора описуються як

$$Q_{нов} = \alpha A_{нов} \Delta T t, \text{ Дж}, \quad (2.17)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, що характеризує інтенсивність конвективного теплообміну Дж/(м²·К·с); $A_{нов}$ – площа поверхні гідравлічного амортизатора, що бере участь у тепловіддачі з довкіллям, м²; ΔT – перепад температур між температурою амортизаторної рідини та температурою обдувного потоку повітря, К; t – час роботи гідравлічного амортизатора, с.

Значення коефіцієнта тепловіддачі, що характеризує інтенсивність конвективного теплообміну, отримано в результаті розрахунків у пакеті програм SOLIDWORKS Simulation на підставі рекомендацій [2, 3].

Якщо розписати площу поверхні гідравлічного амортизатора та перепад температур, вираз (2.18) матиме вигляд:

$$Q_{нов} = \alpha(\pi DL)(T_{ам.с} - T_{обд.н})t, \text{ Дж}, \quad (2.18)$$

де D – діаметр зовнішньої стінки циліндра гідравлічного амортизатора, мм; L – довжина циліндра гідравлічного амортизатора, мм; $T_{ам.с}$ – середньодинамічна температура амортизаторної рідини, К; $T_{обд.н}$ – середньодинамічна температура повітря, що обдуває, К.

Виходячи з виразу (2.14), розрахувати кількість теплоти, витраченої на нагрівання деталей гідравлічного амортизатора можливо з використанням виразу (2.19):

$$Q_{наг} = cM(T_{ам.с} - T_{обд.н})t, \text{ Дж}, \quad (2.19)$$

де c – питомі теплоємності амортизаторної рідини та деталей амортизатора, що беруть участь у теплообміні, Дж/(кг К); M – маса амортизаторної рідини та деталей амортизатора, що беруть участь у теплообміні.

Однак існуючі моделі розрахунку параметрів гідравлічних амортизаторів не дозволяють визначити температуру амортизаторної рідини при режимі руху автомобіля, що встановився.

При сумісному розв'язанні виразів (2.17), (2.18) і (2.19) отримуємо рівняння теплообміну гідравлічного амортизатора при його роботі на режимі, що встановився, яке дозволить визначити середньодинамічну температуру амортизаторної рідини:

$$T_{ам.с} = T_{обд.н} + \frac{(k_o + k_c)v_n}{2(\alpha F_{нов}t + cM)}, \text{ К}. \quad (2.20)$$

На підставі представленої моделі, описаної формулами (2.18) – (2.20), побудована теоретична залежність температури амортизаторної рідини, що встановилася, від температури навколишнього середовища, яка представлена на рис. 2.3.

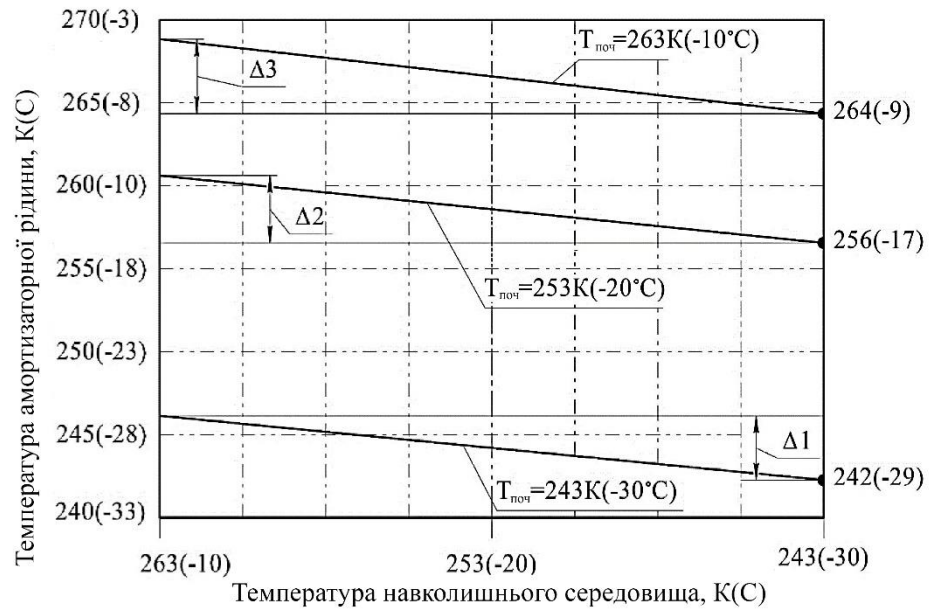


Рисунок 2.3 – Залежність температури амортизаторної рідини, що встановилася, від температури навколишнього середовища

Зміна температури амортизаторної рідини відбувається несуттєво, при початкових температурах $T_{поч} = 243\text{ К} (-30^\circ\text{C})$ вона збільшується на 4К, а при $T_{поч} = 253\text{ К} (-20^\circ\text{C})$ і $T_{поч} = 263\text{ К} (-10^\circ\text{C})$ всього на 5К.

При зниженні зовнішньої температури до 243К (-30°C) температура амортизаторної рідини знижується практично до початкових температур, що свідчить про значний теплообмін поверхонь амортизатора з довкіллям.

2.3. Модель функціонування гідравлічного амортизатора

Як описано раніше, порушення функціонування амортизаторів значно впливає і на збільшення вібраційної навантаженості всіх елементів автомобілів. Причиною цих явищ служать дії сил, що виникають при погіршенні властивостей основних елементів, що демпфують, а також некоректній їх роботі. Відомо, що гідравлічний амортизатор за 1 цикл роботи в нормальних умовах поглинає за рахунок дроселювання до 95% механічної енергії коливань. Однак у режимах роботи амортизаторів, які не відповідають їх нормальному функціонуванню, наприклад, при низьких температурах експлуатації, можливе

зниження цих показників, що збільшує загальну вібронавантаженість автомобіля.

Для визначення параметрів функціонування амортизатора, а також для перевірки адекватності запропонованої математичної моделі зроблено комбінований розрахунок гідравлічного амортизатора в пакеті програм SOLIDWORKS Simulation.

При проведенні аналізу методом скінченних елементів і віртуального тестування CAD-моделі, а також прогнозування поведінки моделі амортизатора в умовах реальної експлуатації, побудована твердотільна модель амортизатора з використанням реальних геометричних розмірів і параметрів матеріалу, з якого вона виготовлена, а також параметрів зовнішнього середовища (рис. 2.4).



Рисунок 2.4 – Модель гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля КамАЗ

Для розрахунку гідравлічних та теплообмінних процесів програмний комплекс використовує усереднене рівняння Нав'є-Стокса, доповнене частинними похідними.

В якості вихідних були прийняті дані, отримані в результаті моделювання гідравлічних та теплових розрахунків, які були оброблені в результаті програмного моделювання. Функціональна модель гідравлічного амортизатора представлена на рис. 2.5.

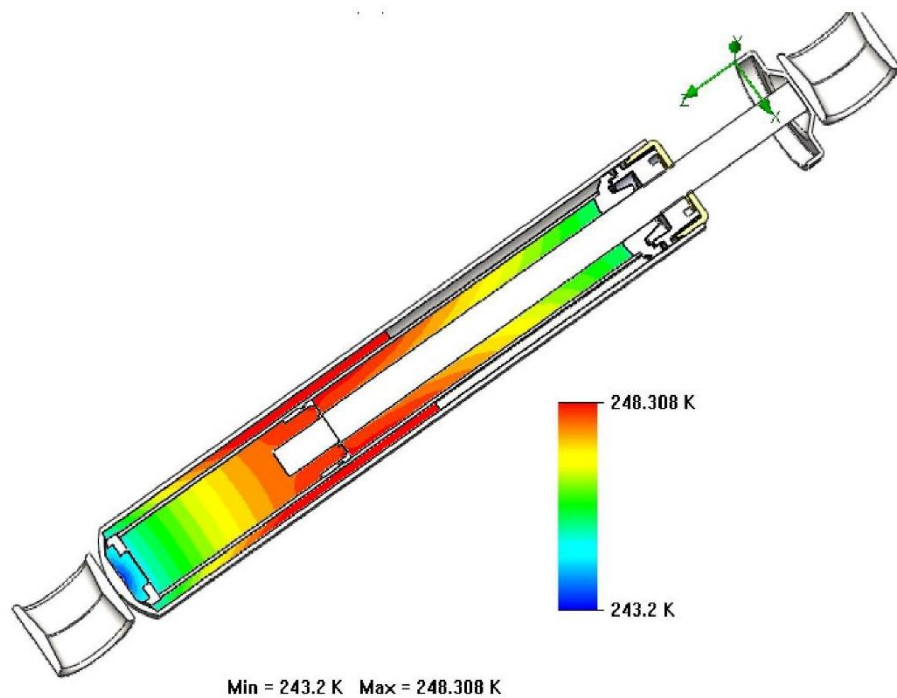


Рисунок 2.5 – Графічне зображення моделювання температури амортизатора, що встановилася

На рис. 2.5 відображено профіль температури амортизатора, що встановилася. Нагрівання рідкого середовища відбувається нерівномірно і досягає граничних значень 248 K (-25°C) від початкової температури 243 K (-30°C).

Велика частина енергії виділяється в клапанному блоці поршня і нерівномірно розподіляється по стінках компенсаційної камери. При цьому температура частини рідини в нижній порожнині дорівнює температурі навколишнього середовища.

Однією з функціональних можливостей програмного забезпечення SOLIDWORKS Simulation є можливість прогнозування поведінки моделі гідравлічного амортизатора в реальній експлуатації, а також аналіз значущості різних факторів. Результати аналізу моделювання процесу функціонування амортизатора представлено на рис. 2.6, які дозволили встановити, що найбільш значущими факторами, що впливають на температуру амортизаторної рідини, є температура навколишнього середовища, швидкість та величина переміщення

штока. На рис. 2.6 показана залежність зміни температури амортизаторної рідини, що встановилася, від величини і швидкості переміщення штока.

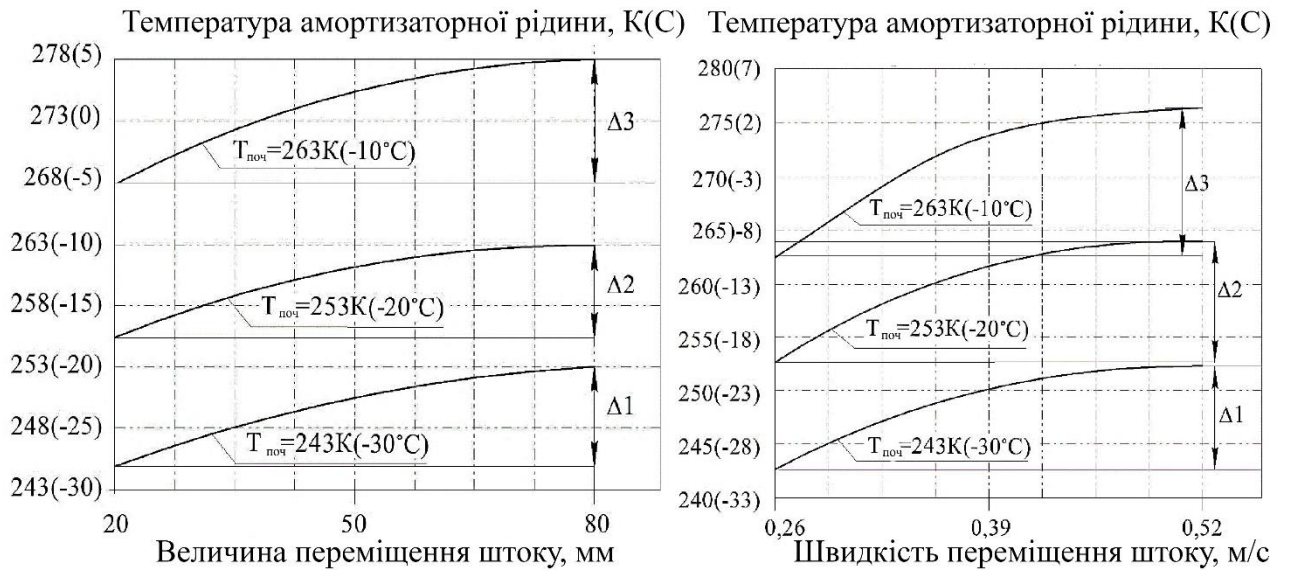


Рисунок 2.6 – Залежність температури амортизатора, що встановилася, від величини та швидкості переміщення штока

Збільшення температури амортизаторної рідини відбувається значно в діапазоні переміщення поршня від 20 до 80 мм, і також залежить від початкової температури амортизатора. При $T_{\text{поч}}$, що дорівнює 243 К (-30°C) і 253 К (-20°C), різниця температур склала 8 К, а при $T_{\text{поч}} = 263\text{K} (-10^\circ\text{C})$ дорівнювала 10К. При величинах ходу менше 20 і більше 80 мм різниця температур становила не більше 1К і не більше 10К, що говорить про досягнення температури, що встановилася.

Одним із найбільш значущих факторів, що впливають на зміну температури амортизаторної рідини, як зазначено раніше, є швидкість переміщення штока, динаміка зміни якої представлена на рис. 2.6.

Аналіз графіків дозволив встановити, що найбільший вплив на зміну температури амортизаторної рідини надає швидкість переміщення штока в діапазоні від 0,26 до 0,52 м/с – 12К, 13К і 14К відповідно при початкових температурах 243 К (-30°C), 253 К (-20°C) і 363К (-10°C).

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОРТИЗАТОРІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР

3.1 Загальна програма експериментальних досліджень

Виходячи з поставлених завдань досліджень і теоретичних передумов, викладених у попередніх розділах, основною метою експериментальних досліджень було визначення дослідних даних, що підтверджують раціональність використання обраного способу забезпечення функціонування амортизаторів гідравлічних вантажних автомобілів в умовах низьких температур. Для цього потрібно вирішити наступні завдання:

1. Виявити залежність зміни сил опору гідравлічних амортизаторів під час експлуатації в умовах низьких температур.
2. Зібрати необхідні дані для розрахунку теоретичної моделі функціонування гідравлічного амортизатора та підтвердити її адекватність.
3. Використовуючи теоретичні передумови, розробити спосіб забезпечення функціонування гідравлічного амортизатора за низьких температур експлуатації.
4. Знайти рівняння зв'язку між вибраним параметром функціонування та температурою рідини для амортизації.

Для вирішення першої та другої з поставлених завдань розроблено методику активних експериментів; для реалізації третього завдання визначено план обраного варіанта забезпечення функціонування. Четверте завдання вирішується виходячи з проведення активних експериментів за спеціальною методикою із застосуванням методів статистичної обробки інформації.

Для визначення значущості конкретних факторів на процес функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів за умов низьких температур проводились лабораторні дослідження. Збір необхідних

статистичних даних, а також оцінка впливу умов експлуатації проводилося в результаті активних експериментів в умовах лабораторії кафедри тракторів і автомобілів.

На базі вантажного автомобіля КамАЗ-5320 було змонтовано експериментальне обладнання (рис. 3.1) для проведення попередніх експлуатаційних випробувань. При цьому температура навколишнього середовища була підібрана, виходячи з умов експлуатації автомобіля.



Рисунок 3.1 – Експериментальна установка №1 на базі автомобіля КамАЗ-5320 із встановленими датчиками контролю температури амортизаторної рідини та температури навколишнього повітря

Установка №1 змонтована на базі автомобіля вантажного КамАЗ-5320, містить у собі вимірювальний комплекс та персональний комп'ютер.

Для експериментального підтвердження адекватності розробленої аналітичної моделі, а також дослідження впливу найбільш значущих факторів на параметр функціонування, проводилися дослідження в умовах тієї ж лабораторії на лабораторній установці (рис. 3.2), що включає діагностичний стенд, змонтований на ньому гідравлічний амортизатор і вимірювальну апаратуру.



Рисунок 3.2 – Експериментальна установка №2. Стенд для визначення експлуатаційних характеристик амортизаторів

Виходячи з поставлених завдань роботи, при виборі об'єкта експериментального дослідження, для підтвердження викладених у розділі 2 висновків, ґрунтувалися на наступних передумовах:

1. Кількість автомобілів цієї марки, що використовуються на території України, а особливо в умовах АПК.
2. Можливість використання отриманих експериментальних та теоретичних досліджень для вантажних автомобілів інших марок із схожими конструктивними властивостями елементів підвіски.

Відповідно до особливостей, викладених у главі 1, проблема є актуальною в основному для елементів підвіски вантажних автомобілів залишкового парку. Відповідно до аналізу складу такого залишкового парку вантажних автомобілів, докладно викладеному в главі 1, автомобілі марки КамАЗ є одними з найпоширеніших, у тому числі і в сільському господарстві. В якості фізичного об'єкта досліджень було обрано гідравлічний амортизатор типу П40.3.2905005. Оскільки у більшості автомобілів марки КамАЗ гідравлічні амортизатори підвіски є ідентичними за конструктивними особливостями та технічними

характеристиками, доцільно проводити дослідження саме з амортизаторами типу П40.3.2905005. Враховуючи, що гідравлічні амортизатори підвіски мають як фізичну, так і геометричну подоби, отримані результати теоретичних та експериментальних досліджень можуть бути поширені на гідравлічні амортизатори інших марок автомобілів.

3.2 Експериментальні установки та обладнання

Отримання попередніх даних, необхідних для визначення теплового режиму гідравлічних амортизаторів у різних швидкісних і навантажувальних режимах роботи під впливом умов довкілля, проводилося в три етапи.

На першому етапі на базі вантажного автомобіля КамАЗ було змонтовано вимірювальне обладнання, наведене на рис. 3.3, для запису даних про поточні умови експлуатації, а також відстеження залежності зміни температури амортизаторної рідини.

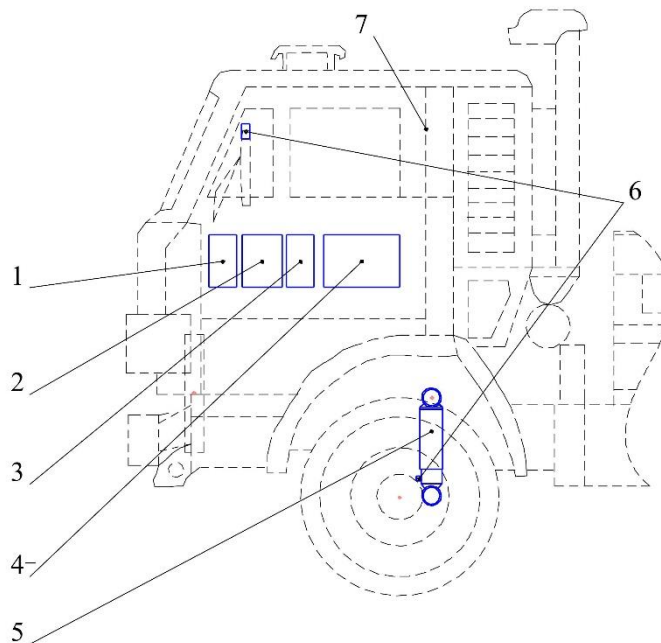


Рисунок 3.3 – Схема експериментальної установки №1

Установка № 1 змонтована на базі автомобіля 7 і містить пристрій контролю температури 1, перетворювачі інтерфейсів різної модифікації 2 і 3, персональний комп'ютер 4 і термоперетворювачі 6, встановлені в корпусі амортизатора 5.

На рис. 3.4 представлена схема випробувального стенду з вимірювальним комплексом для визначення характеристик гідравлічних амортизаторів підвіски в умовах експлуатації автомобіля.

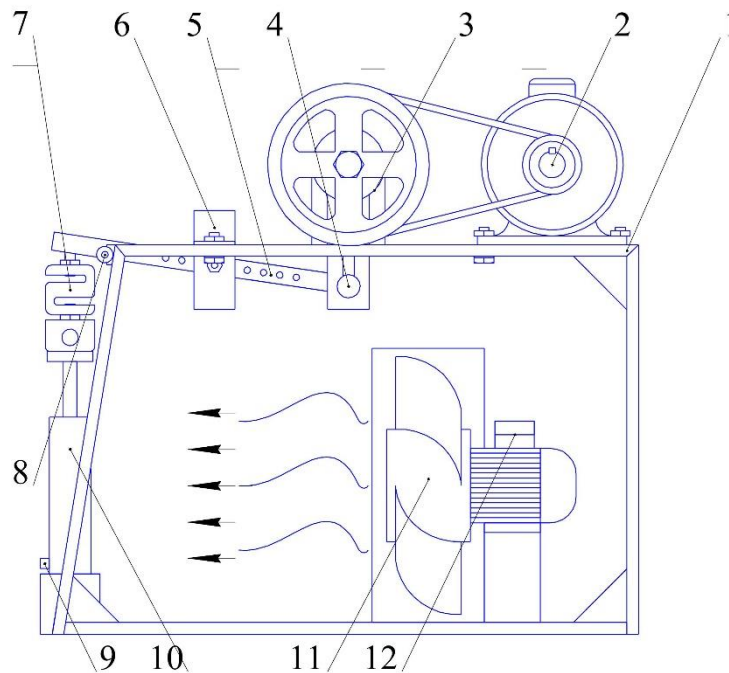


Рисунок 3.4 – Експериментальна установка № 2

Дане вимірювальне обладнання включало термоперетворювачі опору ДТС 034-50М і ДТС 044-50М (датчики температури) різних модифікацій, що встановлені в корпус гідравлічного амортизатора і на кабіні автомобіля для контролю температур амортизаторної рідини і навколишнього середовища. Термоперетворювачі призначені для безперервного вимірювання температури різних робочих середовищ (газу, рідини тощо) та мають клас допуску В (згідно з ДСТУ 6651-2009), тобто відхилення значень температури, що допускається, дорівнює $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$, що задовольняє потребам вимірювання температури амортизаторної рідини і температури потоку повітря.

Експериментальна установка № 2 працює наступним чином: встановлений на рамі 1 електричний двигун 2 передає через ремінну передачу обертання на кривошипно-шатунний механізм 3. При русі по напрямних рейках шатун 4, переміщає тягу 5, при цьому перетворюючи обертання електричного двигуна в

зворотно-поступальний рух штока амортизатора. Для зміни величини переміщення штока амортизатора в тязі передбачені отвори, розташовані на рівній відстані один від одного, через які вона фіксується між бічними стінками планки 6, при поздовжньому переміщенні якої величина переміщення штока збільшується або зменшується. Для визначення сил опору відбою та стиску амортизатора встановлений датчик двосторонньої дії тензометричного типу 7. У режимі функціонування амортизатора проводиться запис кількості переміщень імпульсним датчиком 8. Вимірювач температури 9 встановлений на корпусі амортизатора 10. Вентилятор 11 для створення обдувного потоку також оснащений частотним перетворювачем струму 12, який дозволяє регулювати швидкість потоку.

Для зміни швидкості переміщення штока амортизатора був встановлений трифазний векторний перетворювач частоти ВЕСПЕР Е2-8300-005Н потужністю 3,7 кВт, що дозволяє змінювати швидкість в межах від 0,26 до 0,52 м/с. Величина переміщення штока змінювали в діапазоні від 20 до 80 мм з кроком 30 мм.

Для забезпечення обдувного потоку повітря, а також зміни його швидкості був встановлений осьовий вентилятор В06-300. Швидкість повітряного потоку, створювана вентилятором, могла змінюватися в діапазоні до 15 м/с. Зміна швидкості повітряного потоку в заданому діапазоні здійснювалося також векторним перетворювачем частоти ВЕСПЕР Е2-8300-005Н (рис. 3.5).



Рисунок 3.5 – Графік залежності значень поточного параметра на перетворювачі частоти та швидкості потоку повітря

Для визначення залежності між значеннями поточного параметра на перетворювачі частоти і швидкістю потоку повітря, як показано на рис. 3.5, створюваної вентилятором В06-300, проводили шляхом покрокових вимірювань швидкості вітру анемометром марки DT-8894.

3.3 Методика стендових та експлуатаційних випробувань

3.3.1 Дослідження теплоутворення гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля за низьких температур експлуатації

Для визначення теплового режиму роботи гідравлічних амортизаторів вантажного автомобіля за низьких температур на базі вантажного автомобіля КамАЗ-5320 були проведені експлуатаційні випробування в різних режимах.

Умови руху були такі: температура навколишнього середовища становила -30°C , -20°C та -10°C відповідно; швидкість руху вибирали виходячи зі швидкісного режиму у змішаному режимі руху, що становило 20, 40 і 60 км/год. Автомобіль рухався із зазначеною швидкістю без завантаження та в режимі номінального завантаження, що становить не менше 5 т.

Далі через восьмиканальний пристрій контролю температури УКТ 38 Щ 4-ТП і через перетворювачі інтерфейсів ОВЕН АС-2М та АС-4 реалізовувався зв'язок та безперервний запис значень у створену базу даних за допомогою SCADA-системи OWEN PROCESS MANAGER (OPM) – програмне забезпечення, призначене для здійснення зв'язку ПК з приладами ОВЕН.

Порядок виконання:

1. Запуск двигуна.
2. Увімкнення приладу.
3. Запуск програми «Owen process manager».
4. Початок руху автомобіля із встановленою швидкістю без завантаження, а також із номінальним завантаженням не менше 5 т.

5. Триразове вимірювання температури амортизаторної рідини та температури навколишнього середовища з внесенням значень до попередньо створеного електронного документа в ПК.

6. При переході на інший режим руху та при зміні ступеня завантаженості здійснювалася зупинка, створення нового файлу та далі рух у заданому режимі.

3.3.2 Дослідження впливу обраних факторів на параметри функціонування амортизаторів вантажного автомобіля за низьких температур експлуатації

В умовах лабораторії кафедри тракторів і автомобілів проводилися дослідження на експериментальній установці № 2. На спеціально змонтованому стенді для визначення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів, проводили випробування гідравлічних амортизаторів на різних режимах.

Випробування проходили в діапазоні температур навколишнього повітря від 243 К (-30°C) до 263 К (-10°C) і швидкості потоку повітря, що обдуває, до 15 м/с. Швидкість переміщення штока амортизатора змінювалася від 0,26 до 0,52 м/с, з кроком 0,13 м/с; величина переміщення штока – в діапазоні від 20 до 80 мм з кроком 30 мм. Всі параметри за величиною та швидкістю переміщення штока амортизатора також відповідали ДСТУ 34339-2017 «Автомобільні транспортні засоби. Амортизатори телескопічні гідравлічні. Технічні вимоги та методи випробувань».

На розробленому стенді проводили випробування амортизаторів за певною розробленою методикою з використанням обладнання для вимірювання сил опору на ходах відбою та стиснення. Вимірювальне обладнання включає ті ж прилади і перетворювачі для вимірювання температури амортизаторної рідини та навколишнього середовища, а також кількості імпульсів. Для вимірювання сил опору на відбій та стиск використовували S-подібний тензометричний датчик К-16А двосторонньої дії. Для передачі сигналу від тензометричного датчика застосований модуль введення сигналів тензодатчиків МВ110-1ТД

спільно з перетворювачем інтерфейсу ОВЕН АС-4. Для здійснення зв'язку та безперервного запису значень використовували попередньо створену базу даних за допомогою тієї ж SCADA-системи.

Порядок виконання:

1. Увімкнення приладів, створення електронних баз даних для запису показань в електронний файл.
2. Запуск програми «Owen process manager».
3. Запуск лабораторної установки та вихід на робочий режим функціонування.
4. Автоматизована реєстрація температури у контрольованих точках з інтервалом 2с.
5. Автоматизована реєстрація кількості переміщень штока амортизатора.
6. Автоматизована реєстрація сил опору на ходах відбою та стиску.

3.3.3. Дослідження обраного способу забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів за рахунок модифікованого складу амортизаторної рідини

В аналогічних лабораторних умовах проводилися дослідження з використанням експериментальної установки №2. Для забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів проводили зміну складу амортизаторної рідини шляхом поетапного введення модифікатора в дизельне паливо ДТ-3-К5 від 5 до 25% від загального об'єму амортизаторної рідини. Режим функціонування відповідає тим самим режимам випробувань, що описані в пункті 3.3.2.

Порядок виконання:

1. Увімкнення приладів, створення електронних баз даних для запису показань в електронний файл.
2. Запуск програми «Owen process manager».
3. Запуск лабораторної установки та вихід на режим функціонування.

4. Автоматизована реєстрація температури у контрольованих точках з інтервалом 2с.

5. Автоматизована реєстрація кількості переміщень штока амортизатора.

6. Автоматизована реєстрація сил опору на ходах відбою та стиску.

7. Заміна амортизаторної рідини зі зміненим складом модифікатора, та проведення випробувань у відповідному режимі.

3.4 Похибка вимірювань та обробка експериментальних даних

Під час проведення експериментальних досліджень оцінки функціонування гідравлічних амортизаторів використовували прилади та устаткування, що відповідає державним стандартам. Лабораторна установка №2 виконана відповідно до вимог до випробувальних стендів ДСТУ 34339-2017. Відповідно до пункту 5.1.3 вимоги до вимірювань та вимірювальної апаратури такі:

1. Похибка вимірювання температури амортизатора не повинна перевищувати $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

2. Комплекс вимірювальної та записуючої апаратури стенду для запису робочих діаграм амортизаторів повинен забезпечувати визначення значень сил опору з похибкою трохи більше 2%. Загальна похибка визначення сил опору амортизатора не має перевищувати $\pm 5\%$.

Розмір сумарної похибки результатів експерименту складається з похибок різної категорії. Для кожної категорії похибок під час експерименту та обробки його результатів потрібні спеціальні методи оцінки.

Виникнення систематичних похибок відбувається через недосконалість застосовуваних методів або вимірювальних приладів з певних обумовлених причин, що діють за законами та у певному напрямку. Систематичні похибки можна виявити під час проведення регулярних перевірочних і регулювальних робіт вимірювальних приладів. Ці похибки можна як поправки до показань приладів у якості їх похибки.

Для зниження величини похибки вимірювань було прийнято рішення використовувати сучасну, з актуальним періодом перевірки приладів, що має відповідні сертифікати на вимірювальну апаратуру, а також відповідні вимогам державних стандартів методики.

Відповідно, величина похибок при вимірі основних параметрів температур амортизаторної рідини та навколишнього повітря була меншою за 1К, що відповідає представленим рекомендаціям. При вимірюваннях значень сил опору похибка вимірювань також була меншою за 0,5 Н.

Під час проведення експериментальних досліджень закономірностей зміни сил опору гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів за умов низьких температур реєструвалися поточні значення таких параметрів: сили опору амортизаторів на відбій та стиск; температура амортизаторної рідини; температура навколишнього середовища.

Схема структури вимірювального комплексу та підключення обладнання та приладів представлена на рис. 3.6.

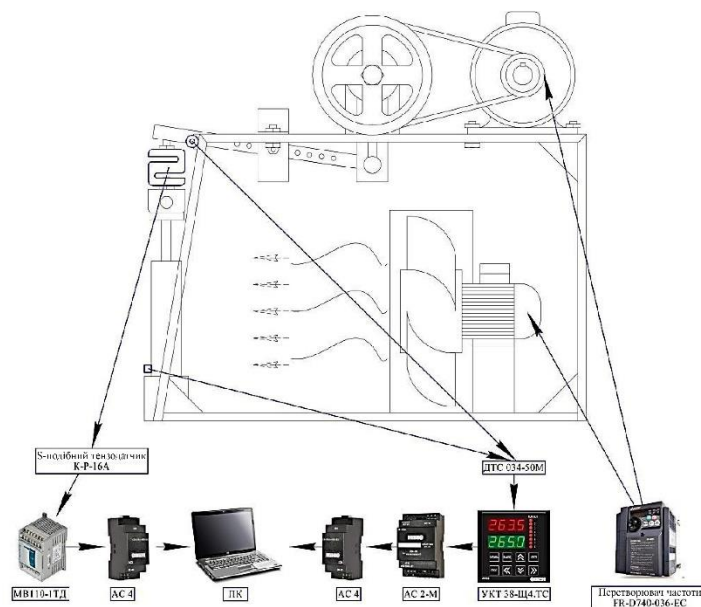


Рисунок 3.6 – Схема структури вимірювального комплексу експериментальної установки №2

Вимірювання значень температур амортизаторної рідини і навколишнього повітря відбувалося при використанні термоперетворювачів опору ДТС 044-50М і ДТС 034-50М різних типів і виконання Використовувані термоперетворювачі призначені для безперервного вимірювання температури різних середовищ, і мають клас точності В, тобто величина допустимого відхилення значень температури дорівнює $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$, що в цілому задовольняє умовам точності вимірювання температури амортизаторної рідини.

Датчики температури є термочутливими елементами опору, всередині розташовані контакти з проводами, які розміщені в герметичний захисний корпус. Зовнішні відведення використовуються для підключення до вимірювального приладу. Вимірювальними приладами перетворення сигналів датчика були восьмиканальні пристрої контролю температури УКТ-38Щ4ТС. Даний прилад контролю температури призначений для побудови автоматичних систем контролю виробничих технологічних процесів та повністю відповідає вимогам ДСТУ 34339-2017 під час проведення експерименту. Для проведення автоматичної реєстрації температури та запису її на персональний комп'ютер інформація з приладу УКТ-38Щ4ТС додатково оброблялася у перетворювачах інтерфейсів АС2-М та АС4.

Перетворювач типу АС2-М використовувався для передачі даних від приладів ОВЕН, оснащених інтерфейсом RS-485. Зазначений перетворювач дозволяє переводити дані, одержувані від приладу за інтерфейсом, у поширені формати даних – цілочисельні та з плаваючою точкою та передавати їх на запит від майстра мережі. Для логічного зв'язку та налаштування даного перетворювача використовували програму «Конфігуратор АС 2-М», призначену для завдання значень конфігураційних параметрів перетворювача за допомогою персонального комп'ютера. Для з'єднання перетворювача АС2-М із персональним комп'ютером у ланцюг включений автоматичний перетворювач інтерфейсів АС4, призначений для взаємного електричного перетворення сигналів інтерфейсів USB та RS-485 із забезпеченням гальванічної ізоляції

входів між собою. Логічний зв'язок перетворювача АС4 із вільних СОМ-портом комп'ютера забезпечувався спеціальним драйвером, встановленим на персональний комп'ютер.

Вимірювання сил опору на відбій і стиск проводили при використанні комплексу обладнання, що включає тензометричний датчик К-Р-16А і модуль введення сигналів МВ110-224.1ТД тензометричних датчиків. Передача сигналів та її запис на персональний комп'ютер проводилися за наведеною раніше схемою, крім перетворювача сигналу АС2-М. Тензометричний S-подібний датчик К-Р-16А являє собою чутливий елемент, що перетворює механічну силу стиснення або розтягу в електричний сигнал. Потім отриманий електронний сигнал передається на блок МВ110-224.1ТД. Прилад МВ110-224.1ТД має один вимірювальний канал для підключення одного датчика тензометричного.

Безперервний запис значень у створену базу даних проводили за допомогою SCADA-системи Owenprocessmanager (OPM), що є програмним забезпеченням для здійснення зв'язку персонального комп'ютера з приладами ОВЕН, підключеними через перетворювачі інтерфейсів ОВЕН модифікацій АС2-М і АС 4. База даних цих описів зберігалася на цифровому носії для подальшої обробки та використання. Запуск процесів на виконання передбачав опитування всіх приладів, включених у представлену схему (див. рис. 3.6) з періодичністю, що окремо задається для кожного з приладів, відображення результатів опитувань та збереження зазначених значень в файли.

Після завершення всіх описаних раніше вимірювань параметрів, дані були перетворені на стандартний формат, підтримуваний пакетом програм Microsoft Office Excel. Потім значення сил опору на відбій і стиск конвертували і записували у файл відповідно до етапу експериментів.

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Дослідження рівноважної температури гідравлічного амортизатора

На першому етапі метою досліджень було визначення впливу різних навантажувальних та швидкісних режимів роботи, а також умов навколишнього середовища на зміну температури гідравлічних амортизаторів підвіски. Відповідно до методики, викладеної в розділі 3, для визначення температури амортизаторів підвіски, що встановилася, на базі вантажного автомобіля КамАЗ-5320 було змонтовано вимірювальне обладнання і були проведені експериментальні дослідження в режимі реальної експлуатації.

Результати проведених випробувань представлені на рис. 4.1.

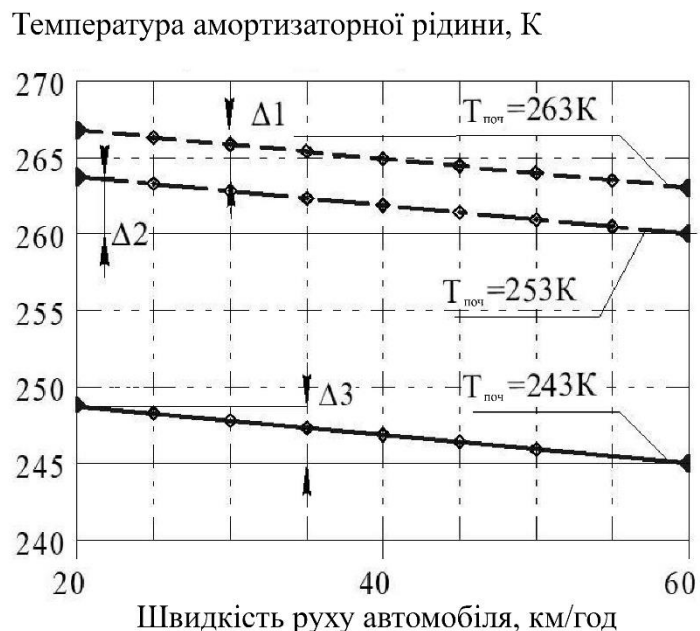


Рисунок 4.1 – Залежність температури амортизаторної рідини, що встановилася, від швидкості пересування автомобіля

У процесі досліджень функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів в залежності від температури навколишнього середовища встановлено, що процес функціонування амортизаторів при низьких температурах супроводжується незначним нагріванням амортизаторної рідини від 1 до 4 К. Це пов'язано з тривалим впливом повітря, що обдуває, на зовнішні поверхні амортизатора, а також низькою ефективністю його функціонування, що

призвело до значних втрат теплоти в навколишнє середовище. Збільшення швидкості руху вантажного автомобіля з 20 до 60 км/год супроводжувалося зниженням температури амортизаторної рідини, що встановилася. Однак дана залежність спостерігалася тільки в діапазоні початкових температур – від 243 К (-30°C) до 263 К (-10°C) і швидкості руху не більше 60 км/год. При температурах навколишнього середовища нижче 243 К (-30°C) і швидкості руху автомобіля більше 60 км/год температура амортизаторної рідини практично не змінювалася і не перевищувала значень температури навколишнього середовища.

Аналогічно і при швидкості руху автомобіля до 20 км/год і температури навколишнього середовища 243 К (-30°C) нагріву амортизаторної рідини так само не відбувалося у зв'язку з низькою ефективністю переміщення елементів підвіски.

Виявлено, що досягнення температури, що встановилася, рівномірно у всьому діапазоні низьких температур. Визначено, що у представленому діапазоні температур навколишнього середовища величини нагріву ($\Delta 2$ та $\Delta 3$) амортизаторів не перевищили 4К, а в діапазоні від 253 до 263 К величина нагріву $\Delta 3$ становила 4К.

Характер зміни температури амортизаторної рідини має нелінійну залежність. В результаті експлуатаційних випробувань також встановлено час стабілізації температури, що становить понад 35 хв в описаному діапазоні температури навколишнього повітря.

На підставі отриманих результатів можна зробити наступний висновок: при експлуатації вантажних автомобілів, оснащених гідравлічними амортизаторами, існує проблема, що пов'язана з порушенням теплового режиму амортизаторів гідравлічних вантажних автомобілів в досліджуваному діапазоні низьких температур. Як описано раніше в розділах 1 та 2, зміна теплового режиму гідравлічного амортизатора впливає на збільшення в'язкості робочої рідини. Отже, використання вантажних автомобілів у кліматичних умовах із тривалим впливом низької температури у різних дорожніх та швидкісних

режимах руху збільшує теплообмін із навколишнім середовищем та поверхнями амортизаторів. Збільшення значень в'язкості амортизаторної рідини погіршує функціонування амортизаторів, що іноді призводить до часткового або повного блокування переміщення робочих елементів амортизаторів та елементів підвіски.

4.2 Результати стендових випробувань гідравлічних амортизаторів за умов низьких температур

Для підтвердження теоретичних передумов, викладених у розділі 2, а також при виявленні основних факторів, що впливають на параметри функціонування гідравлічних амортизаторів, було проведено стендові випробування. За основу взято методику випробувань, викладену в третьому розділі, а також комплекс вимірювального обладнання з випробувальним стендом.

Для визначення часу досягнення температури амортизаторної рідини, що встановилася, режим випробувань був наступний: при постійній швидкості переміщення штока 0,52 м/с, величині переміщення штока амортизатора 80 мм і швидкості обдувного потоку повітря 5 м/с амортизатор функціонував у безперервному режимі.

Результати випробувань представлені на графіку залежності усталеної температури амортизаторної рідини від часу роботи амортизатора і свідчать, що температура амортизаторної рідини досягала позначки 280К (крива 1) при початковій температурі навколишнього повітря в 263 К лише через 30 хв роботи на величину $\Delta 1$.

При температурах експлуатації 253К (крива 2) діапазон зміни температури аналогічній кривій 1 і становить близько 0,6К на хвилину.

Однак у разі, коли початкова температура була 243К (крива 3), величина $\Delta 3$ склала близько 0,3К за хвилину, що свідчить про зниження ефективної роботи гідравлічних амортизаторів.

Після досягнення 30 хв збільшення температури амортизаторної рідини припинялося, що було моментом виходу агрегату на стабільний тепловий режим. Порівняння значень $\Delta 1$, $\Delta 2$ та $\Delta 3$ дозволило встановити, що найбільш інтенсивне зростання температури амортизаторної рідини можливе при температурах експлуатації не нижче 253 К (-20°C).

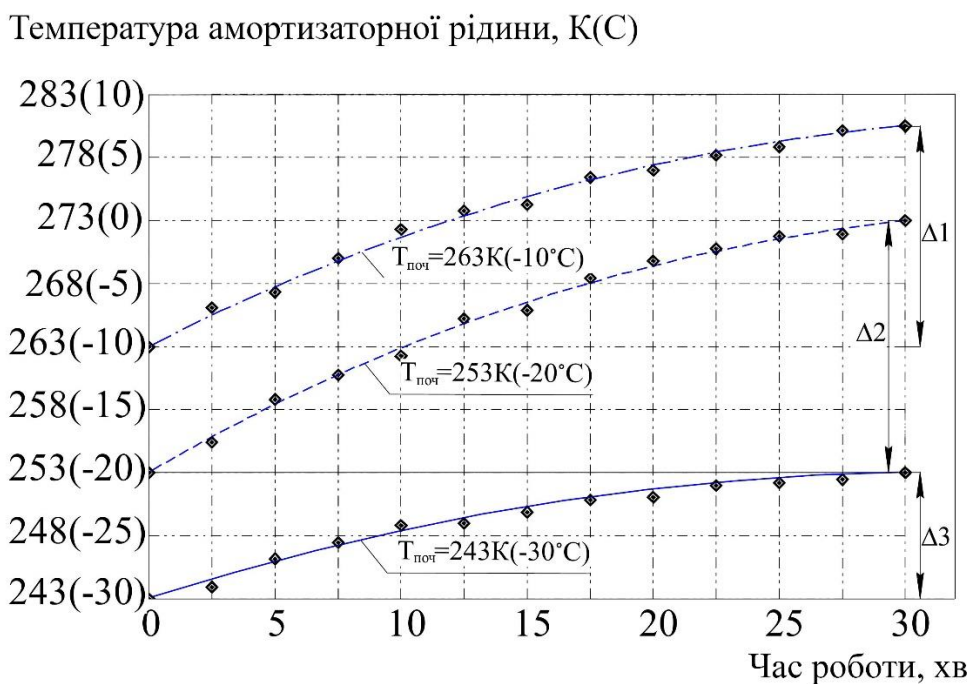


Рисунок 4.2 – Залежність температури амортизаторної рідини, що встановилася, від часу роботи амортизатора

Одним із найбільш значущих факторів, що визначають ефективність роботи гідравлічних амортизаторів, є швидкість переміщення штока.

Для дослідження впливу зміни швидкості переміщення штока на температуру амортизаторної рідини проведено серію експериментів, результати яких представлені на рис. 4.3.

В результаті експериментів встановлено, що зі збільшенням швидкості переміщення штока відбувається найбільш інтенсивне зростання температури амортизаторної рідини, проте крайнім значенням є швидкість 0,52 м/с.

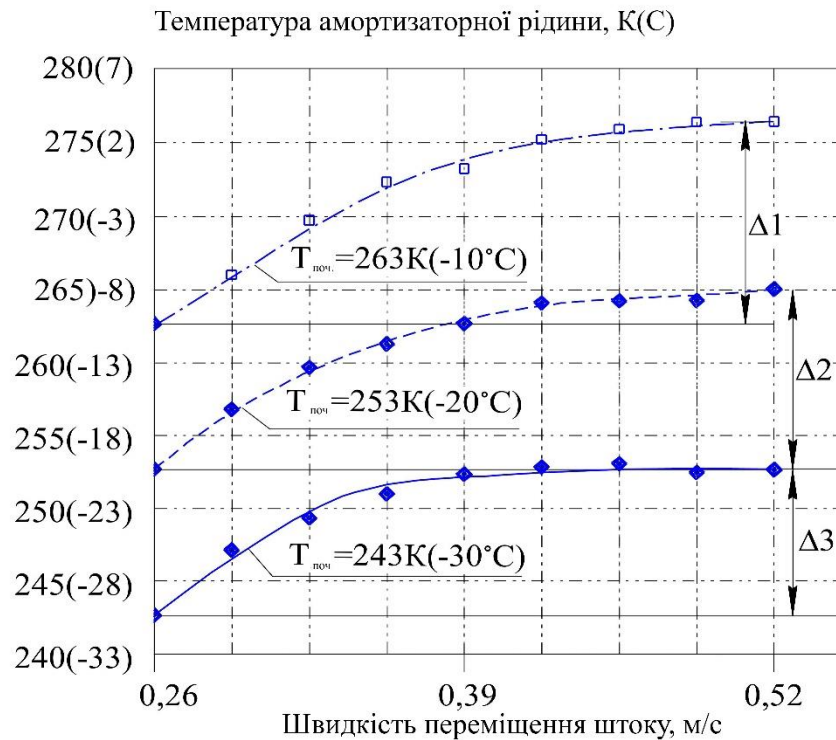


Рисунок 4.3 – Залежність температури амортизаторної рідини, що встановилася, від швидкості переміщення штока

Аналіз рис. 4.3 дозволив встановити, що з початкової температури що дорівнює 243 К (крива 3), зміна температури спостерігалася від 0,26 до 0,52 м/с, а різниця у показаннях в середньому склала 10К. При збільшенні швидкості переміщення штока більше 0,52 м/с нагрівання рідини майже не відбувалося, що говорить про значення температури амортизаторної рідини, що встановилося.

Кривими 1 і 2 зображено зміну температур амортизаторної рідини при початкових температурах 253К і 263К. Аналіз залежностей показав, що різниця температур $\Delta 1$ і $\Delta 2$ однакова і їх значення дорівнювали 14К і 15К. Це свідчило про значне нагрівання рідини. При цьому дроселювання рідини проходило в безперервному режимі без блокування рухомих елементів.

Було виявлено також, що максимальна різниця між початковою температурою, що дорівнює температурі навколишнього середовища, та температурою амортизаторної рідини, досягнутої в результаті функціонування

амортизатора, при зміні швидкості переміщення штока в діапазоні від 0,39 до 0,52 м/с склала 278К (15°C).

Для визначення залежності зміни температури амортизаторної рідини від величини переміщення штока проведені стендові випробування зі зміною величин діапазону від 80 до 20 мм з кроком 30 мм.

На рис. 4.3 зображена залежність зміни температури амортизаторної рідини, що встановилася, від величини переміщення штока, що дозволяє встановити, що при аналогічних початкових температурах випробувань 243К (-30°C) і 253К (-20°C) нагрівання амортизаторної рідини відбувається з однаковою інтенсивністю. Як показано на рис. 4.3, криві 1, 2 та 3 описують нелінійну зміну температури амортизаторної рідини.

При величині ходу штока 20 мм і початкових температурах 243К (-30°C) і 253К (-20°C) різниця температур склала 2,5К. Зміна величини ходу штока до 50 мм супроводжувалося більш інтенсивним нагріванням амортизаторної рідини. При значенні ходу в 80 мм нагрівання досягало значень 253 і 263К відповідно.

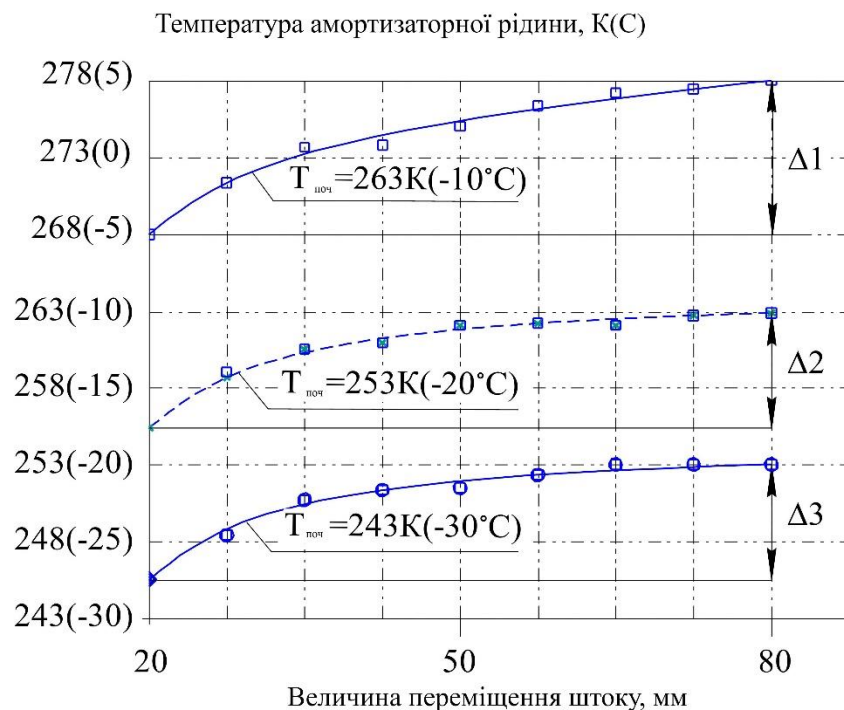


Рисунок 4.4 – Залежність температури амортизаторної рідини від зміни швидкості переміщення штока

Зумовлено це тим, що переміщення більшого об'єму амортизаторної рідини з робочих камер за цикл роботи сприяє більш інтенсивному виділенню тепла за рахунок дроселювання та гідравлічного тертя.

Для визначення впливу низьких температур навколишнього повітря в діапазоні від 243К (-30°C) до 263К (-10°C) на зміну сил опору на відбій і стиснення, проведені стендові випробування. Для аналізу даних, отриманих в результаті стендових випробувань, побудовано графіки зміни сил опору на відбій та стиснення гідравлічних амортизаторів, що представлені на рис. 4.5.

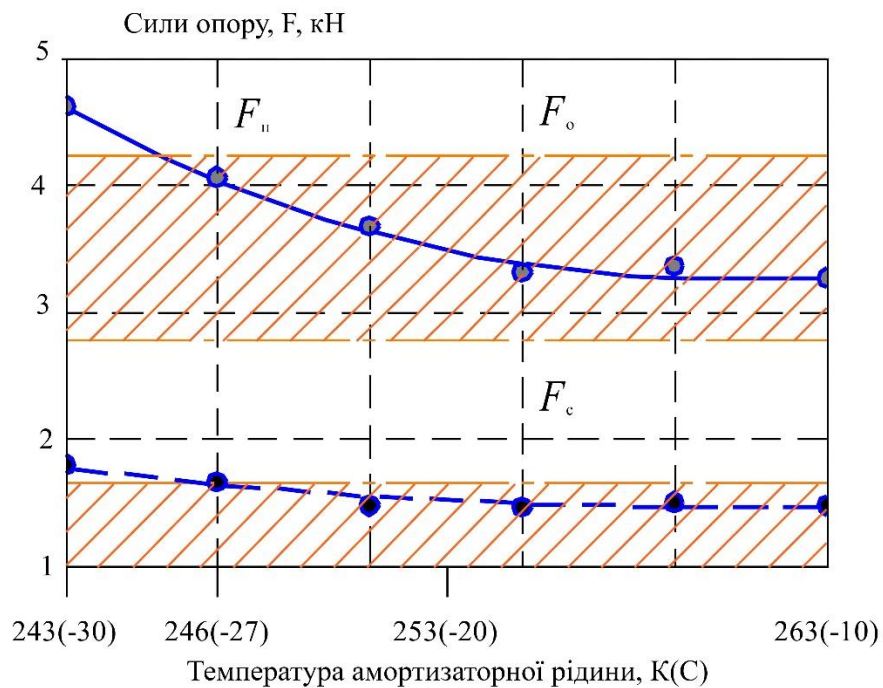


Рисунок 4.5. – Залежність зміни сил опору гідравлічного амортизатора від температури амортизаторної рідини

Аналіз динаміки зміни сил опору показав, що температура амортизаторної рідини, при якій досягаються граничні значення сил опору на відбій $F_n = 4022$ Н і стиснення $F_c = 1226$ Н становить 246К (-27°C). Як показано на графіку, непрацездатний стан гідравлічних амортизаторів настає з позначки, позначеної точкою F_n . Встановлено, що значення сил опору на відбій змінюються в діапазоні від 3230 до 4550 Н, при максимальному припустимому значенні 1226 Н.

Викладені у пункті 4.1. та 4.2 дослідження дозволили встановити, що основними факторами, що впливають на сили опору гідравлічних амортизаторів, є швидкість та величина переміщення штока.

В результаті експериментів також було встановлено, що навіть після 30 хв роботи амортизаторів при значенні температури навколишнього повітря 243К нагрівання амортизаторної рідини не перевищив 253К, отже температура навколишнього повітря значно впливає на функціонування гідравлічних амортизаторів.

Оскільки відомо, що між силою опору амортизаторів на відбій і стиснення і основними факторами, такими як швидкість і величина переміщення штока, а також температурою навколишнього середовища існує функціональний зв'язок, в результаті досліджень було реалізовано композиційний симетричний тривірневий план для трьох факторів. В результаті досліджень та регресійного аналізу отримано рівняння регресії, представлене у розкодованому вигляді виразом:

$$F = 3283,5 + 975,9T + 142,3v_{ам} - 19,1L_{ум} + 1,8T^2 - 25,5v_{ам}^2 + 0,13L_{ум}^2 - 151,2Tv_{ам} + 0,03TL_{ум} - 25,8v_{ам}L_{ум} \quad (4.1)$$

де T – температура довкілля, К; $v_{ам}$ – швидкість переміщення штока гідравлічних амортизаторів, м/с; $L_{ум}$ – величина переміщення штока, мм.

У наведеному рівнянні (4.1) за значимістю фактори розподіляються в наступній послідовності: T – температура експлуатації, $v_{ам}$ – швидкість переміщення штока гідравлічних амортизаторів, $L_{ум}$ – величина переміщення штока, отже, температура навколишнього середовища є основним фактором.

Представлена модель пройшла статистичну перевірку з використанням методик, що описані раніше, на основі яких можна стверджувати: гіпотезу адекватності, описану рівнянням (4.1) можна вважати вірною за результатами проведених експериментів з ймовірністю 95%.

При суміщенні теоретичної та експериментальної кривих залежності зміни сил опору гідравлічного амортизатора від температури амортизаторної рідини, як показано на рис. 4.6, математичну модель можна вважати адекватною з високим ступенем точності з величиною похибки менше 5%.

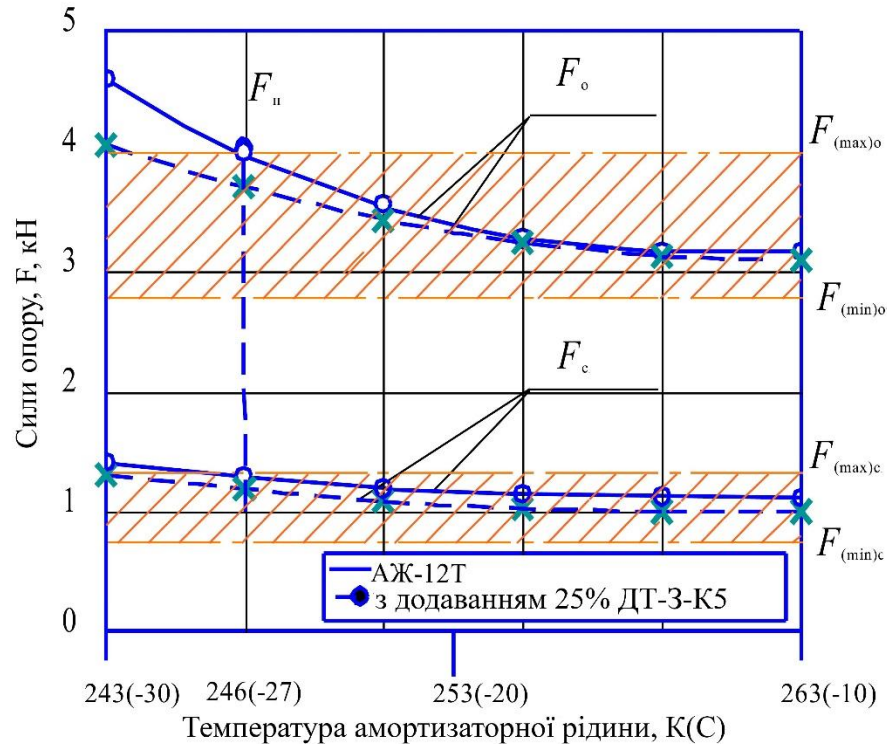


Рисунок 4.6 – Порівняння залежностей зміни сил опору гідравлічного амортизатора від температури амортизаторної рідини, отриманих теоретичним та експериментальним способами

На підставі отриманого рівняння регресії (4.1), визначено сили опору амортизаторів на відбій і стиснення для діапазону низьких температур навколишнього середовища від -30°C до -10°C та швидкості переміщення їх штока, в рамках якого модель є адекватною.

При цьому величина переміщення штока залишалось постійною. Результати представлені на рис. 4.7 та 4.8.

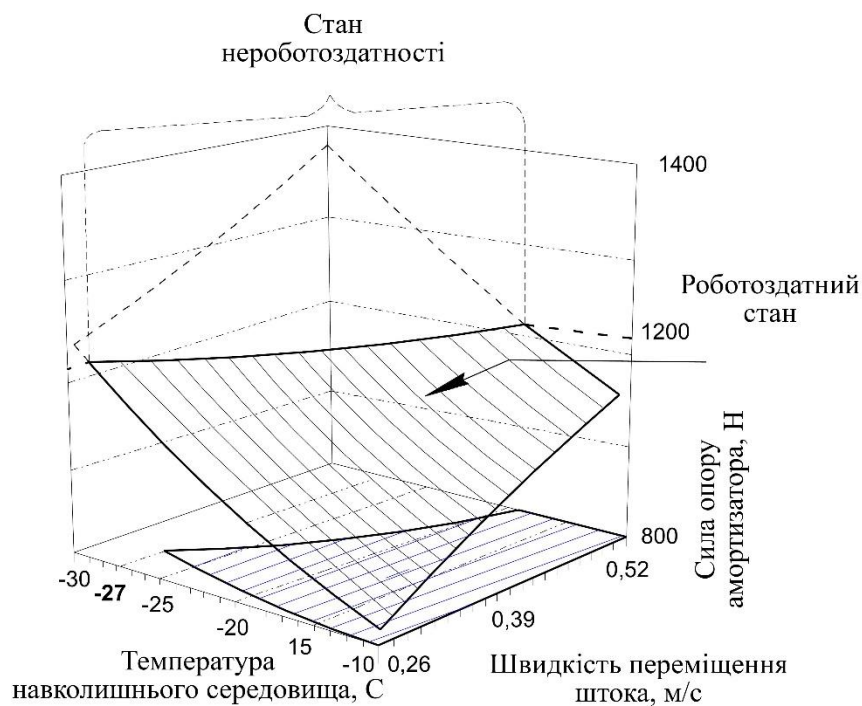


Рисунок 4.7 – Залежність сили опору на стиск гідравлічного амортизатора в залежності від температури навколишнього середовища та швидкості переміщення штока.

Залежність, що зображена на рис. 4.7, свідчить про те, що сила опору на стиск збільшується зі зниженням температури до 243К (-30°C) і виходить за граничне значення сил опору, зазначене в конструкторській документації заводом-виробником. Лінією на рис. 4.7 відзначена зона виходу за граничні значення сил опору. Також зі збільшенням швидкості переміщення штока найбільші значення сил опору досягаються при швидкості 0,52 м/с і мають лінійну залежність.

Аналіз рис. 4.8 показав, що зміна сил опору на відбій при зниженні температури навколишнього середовища відбувається так само інтенсивно, як і в режимі стиснення. Однак при меншій інтенсивності відбувається зміна сил опору зі збільшенням швидкості переміщення, крім випадку їхнього спільного впливу, так само, як і при стисненні амортизатора. Встановлено, що відбувається перевищення максимальної сили опору на відбій понад 4022Н за мінімальної

температури 246K (-27°C), та відзначено зони нероботоздатного та роботоздатного стану.

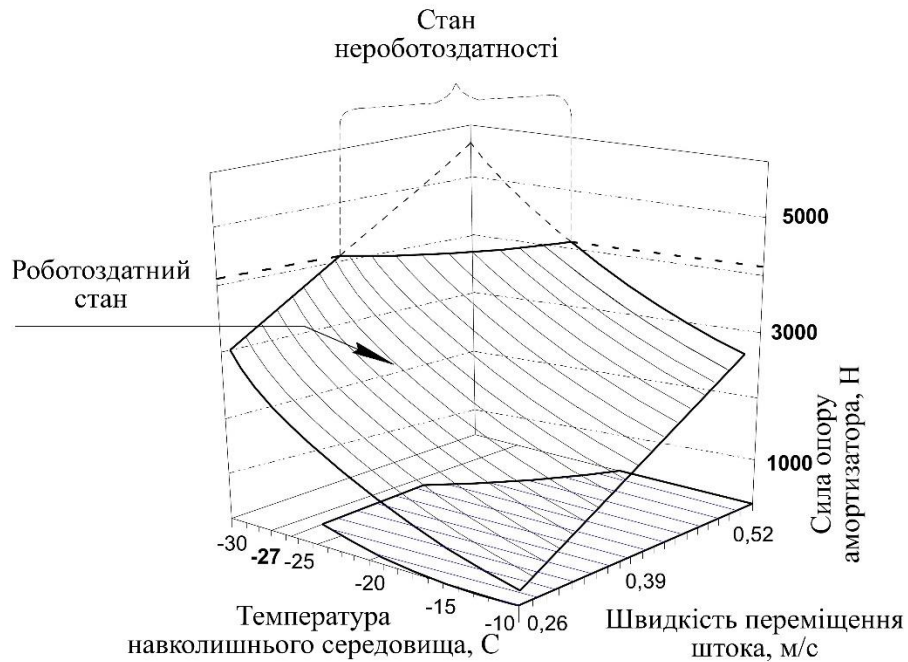


Рисунок 4.8 – Інтенсивність зміни сил опору на відбій гідравлічного амортизатора в залежності від температури експлуатації та швидкості переміщення штока

Відповідно, при експлуатації гідравлічних амортизаторів в умовах низьких температур допустимими умовами функціонування в режимі роботи на стиснення та відбій є температура експлуатації від -10 до -27°C і діапазон швидкостей переміщення штока від 0,26 до 0,39 м/с.

4.3 Експериментальна перевірка способу забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів

На підставі наведених висновків та проведених випробувань, поданих у розділі 4.2, вдалося встановити, що при зниженні температури амортизаторної рідини відбувається збільшення сил опору при функціонуванні амортизатора через збільшення в'язкості амортизаторної рідини. Встановлено також, що існує функціональна залежність між силами опору амортизаторів та в'язкісно-температурними характеристиками робочої рідини.

Отже, забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів можливе шляхом забезпечення в'язкості рідини амортизатора. З вищевикладеного, метою даного етапу була розробка методу забезпечення функціонування амортизаторів вантажних автомобілів з урахуванням застосування амортизаторної рідини з модифікованим складом.

Одним із способів зниження в'язкості робочої рідини амортизаторів у виробничих умовах, на наш погляд, може бути додавання деякої кількості малов'язких рідин, наприклад дизельного палива ДТ-3-К5 для заданого діапазону температур навколишнього середовища.

Як встановлено раніше, під час тривалої (більше 30 хв) експлуатації амортизаторна рідина нагрівається не більше ніж на 4К при температурі експлуатації нижче 243К (-30°C), що є недостатнім для забезпечення функціонування амортизаторів при саморозігріву, що надалі впливає на збільшення опору переміщенню рухомих елементів.

Для обґрунтування складу модифікованої рідини було розроблено методику на основі описаних раніше передумов.

На першому етапі для виявлення необхідного співвідношення амортизаторної рідини та дизельного палива при використанні штатного гідравлічного амортизатора моделі П40.32905005 в амортизаторну рідину АЖ-12Т додавали дизельне паливо ДТ-3-К5 від 5% і більше від загального об'єму робочої рідини (475 мл). Для визначення найбільш придатного складу використовували описану раніше експериментальну установку №2. Випробування проводили при температурі навколишнього середовища, що дорівнює 243К (-30°C).

В результаті випробувань отримано залежність зміни сил опору гідравлічного амортизатора при різному вмісті дизельного палива в загальному об'ємі амортизаторної рідини, яка зображена на рис. 4.8.

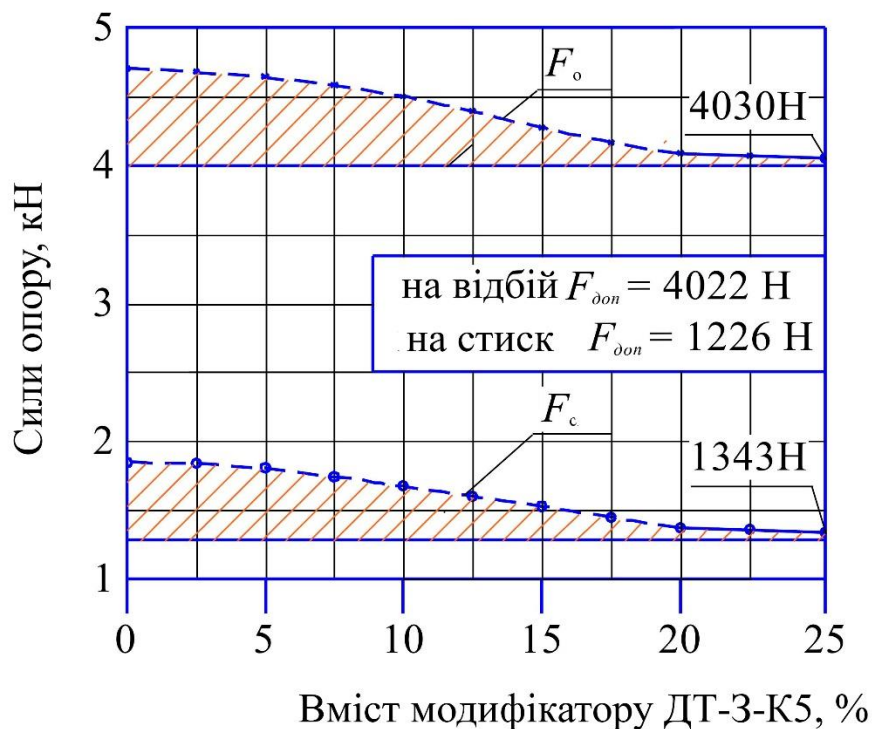


Рисунок 4.8 – Залежність зміни сил опору на відбій (F_o) та стиснення (F_c) гідравлічних амортизаторів при вмісті модифікатора ДТ-3-К5 у загальному об'ємі амортизаторної рідини при температурі експлуатації 243К (-30°C)

Аналізуючи дані залежності зміни сил опору на відбій (F_o) і стиск (F_c) встановлено, що при додаванні дизельного палива в діапазоні від 5 до 20% дозволило знизити значення сил опору, однак їх значення перевищували максимальні встановлені технічною документацією значення на відбій 4022Н і стиснення 1226Н (заштриховані ділянки рис. 4.8 та 4.9).

Зі збільшенням вмісту дизельного палива до 25% значення сил опору на відбій та стиск зменшилися практично до граничних допустимих значень і склали 4030 та 1343 Н відповідно.

На рис. 4.9 представлені залежності зміни значень сил опору амортизатора з робочими рідинами АЖ-12Т та модифікованої із вмістом 25% дизельного палива ДТ-3-К5.

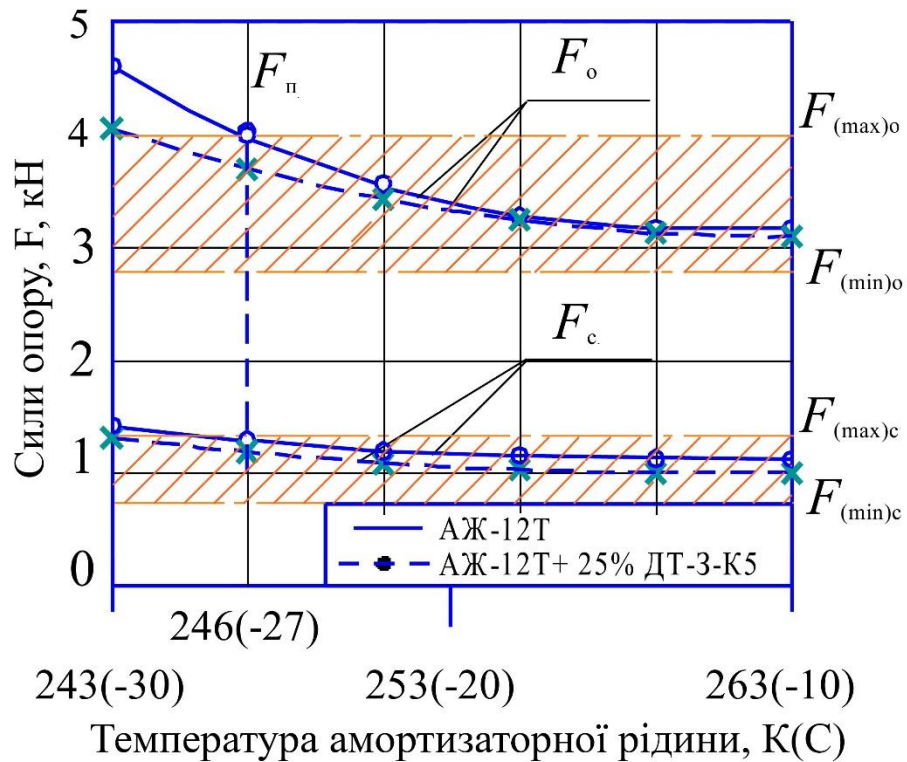


Рисунок 4.9 – Залежність зміни сил опору на (F_o) та стиснення (F_c) при використанні амортизаторної рідини АЖ-12Т та модифікованої за низьких температур експлуатації

Як зазначено на рис. 4.8 та 4.9, у вибраному діапазоні низьких температур експлуатації до 243К (-30°C) додавання дизельного палива 25% від загального об'єму робочої рідини забезпечує функціонування амортизаторів відповідно до параметрів, встановлених технічною документацією.

Отже, оптимальним співвідношенням дизельного палива та амортизаторної рідини при експлуатації вантажних автомобілів за низьких температур експлуатації можна вважати пропорцію 25% дизельного палива ДТ-3-К5 та 75% амортизаторної рідини АЖ-12Т від загального об'єму. Для діапазону низьких температур, рівних значенням 238К (-35°C), 233 К (-40°C) та нижче, можливе збільшення вмісту дизельного палива з кроком 5%, проте це вимагає додаткових експериментальних досліджень.

Для дослідження впливу модифікованої рідини з додаванням 25% дизельного палива ДТ-3-К5 проведено ресурсні стендові випробування, які

відповідають вимогам розділу 5.9 ДСТУ 34339-2017. Відповідно до умов, побудовано графік відхилення значень сил опору від кількості циклів роботи амортизатора при його функціонуванні (рис. 4.10).

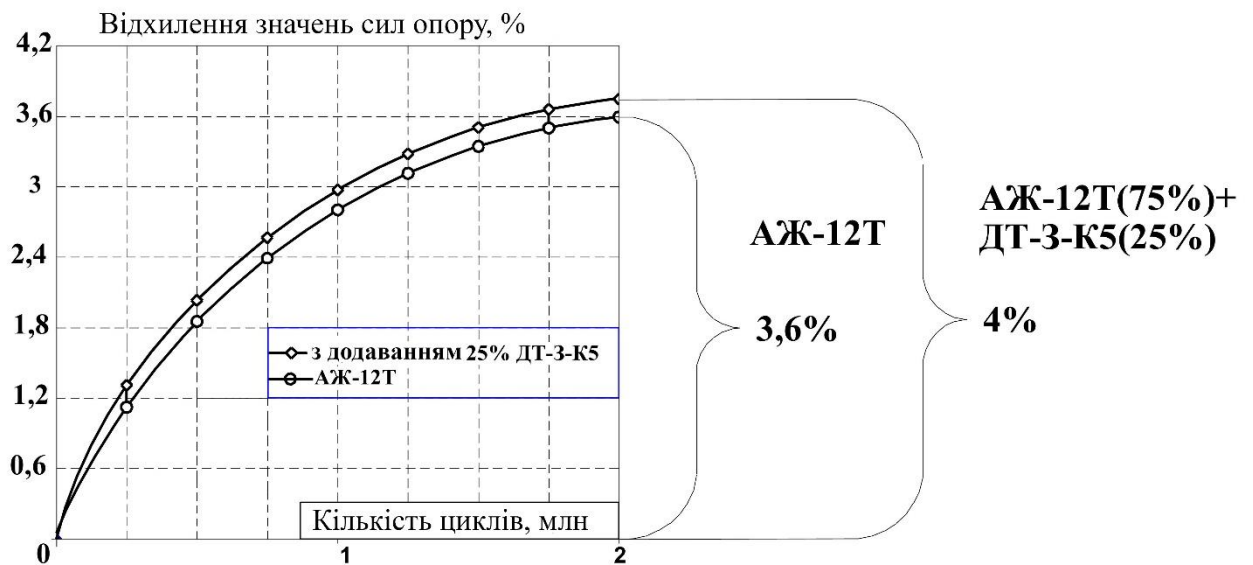


Рисунок 4.10 – Залежність відхилень сил опору від кількості циклів роботи амортизатора

Дослідження впливу модифікованої рідини з вмістом дизельного палива 25%, у порівнянні зі стандартною, на ресурс гідравлічного амортизатора показали, що суттєвого відхилення значень сил опору від еталонних значень не відбувалося і не перевищило 4% за 2 мільйони циклів функціонування, що відповідає вимогам конструкторської документації. Також при експлуатації у амортизаторів були відсутні провали.

ВИСНОВКИ

1. Ефективність функціонування гідравлічних амортизаторів під час експлуатації вантажних автомобілів за умов низьких температур визначається тепловим режимом роботи. Порушення теплового режиму гідравлічних амортизаторів призводить до суттєвого збільшення в'язкості робочої рідини та погіршення експлуатаційних властивостей.

Адаптація амортизаторів для умов низьких температур доцільна можлива за рахунок обґрунтування складу та умов застосування робочої рідини гідравлічних амортизаторів.

2. В якості технічного критерію функціонування гідравлічних амортизаторів в умовах низьких температур використовувалися сили опору на відбій та стиснення. Отримано залежності зміни сил опору при температурах навколишнього середовища від 243К (-30°C) до 263К (-10°C), які змінюються на відбій від 3900 до 4800 Н та на стиск від 800 до 1420 Н. Встановлено, що значення сил опору гідравлічних амортизаторів на відбій і стиск перевищують нормативні значення при температурах нижче 246К (-27°C).

3. Розроблено математичну модель процесу функціонування гідравлічного амортизатора, що враховує температуру навколишнього середовища.

В якості значущих факторів також обрані величина і швидкість переміщення штока гідравлічного амортизатора. Встановлено, що, залежно від вибраних факторів, температура амортизаторної рідини може змінюватися на 4...14К.

4. Розроблено та обґрунтовано склад та умови застосування модифікованої рідини гідравлічних амортизаторів для низьких температур навколишнього середовища.

Для умов низьких температур обґрунтовано склад модифікованої рідини у співвідношенні 25% модифікатора ДТ-3-К5 і 75% АЖ-12Т. Максимальні

значення сил опору при випробуванні амортизаторів з модифікованою рідиною не перевищували 4030Н на відбій і 1343Н на стиск.

Проведено ресурсні випробування гідравлічного амортизатора з модифікованою рідиною, за результатами яких встановлено, що відхилення значень сил опору від еталонних не перевищували 4%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Hryciów, Z.; Rybak, P.; Gieleta, R. (2021) The influence of temperature on the damping characteristic of hydraulic shock absorbers. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 23(2), pp. 346–351.
2. Chernukhin, R.V. (2023) Modeling of Thermal Preparation of Shock Absorbers of Trucks. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 51(1), pp. 89–95.
3. Hryciów, Z. (2022) An Investigation of the Influence of Temperature and Technical Condition on the Hydraulic Shock Absorber Characteristics. *Applied Sciences*, 12(24), pp. 12765.
4. Schickhofer, L.; Antonopoulos, C.G. (2023) Cause-effect relationship between model parameters and damping performance of hydraulic shock absorbers. arXiv preprint arXiv:2312.17175.
5. Nagurnas, S.; Skačkauskas, P. (2020) Experimental Research on Shock Absorbers of Light Vehicles. In: Varhelyi, A., Žuraulis, V., Prentkovskis, O. (eds) *Vision Zero for Sustainable Road Safety in Baltic Sea Region. Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure*, Springer, Cham, pp. 161–172.
6. Howard, C.; Sergiienko, N.Y.; Gallasch, G. (2018) Monitoring the age of vehicle shock absorbers. *Proceedings of the International Conference on Science and Innovation for Land Power 2018 (ICSILP 2018)*, Adelaide, Australia.
7. Solonenko, V.; Mahmetova, N.; Musayev, J.; Kuashnin, M.; Zhauyt, A.; Buzauova, T. (2017) Modeling of dynamic characteristics of freight car with optimized parameters of wedge-type shock absorber. *Journal of Vibroengineering*, 19(2), pp. 1234–1245.
8. Schickhofer, L. (2022) A universal nonlinear model for the dynamic behaviour of shock absorbers. arXiv preprint arXiv:2208.06343.
9. Huang, Z.; Panozzo, D.; Zorin, D. (2023) Optimized shock-protecting microstructures. arXiv preprint arXiv:2310.08609.

10. Uddin, M.; Huynh, N. (2024) Injury Severity Analysis of Truck-Involved Crashes under Different Weather Conditions. arXiv preprint arXiv:2402.03604.
11. Zou, J.; Guo, X.; Xu, L.; Tan, G.; Zhang, C.; Zhang, J. (2017) Design, Modeling, and Analysis of a Novel Hydraulic Energy-Regenerative Shock Absorber for Vehicle Suspension. Shock and Vibration, 2017, Article ID 3186584.
12. Avadhany, S.; Abel, P.; Chiang, Y.M. (2009) High-Tech Shocks Turn Bumps Into Power. Wired, February 12, 2009.
13. Clark, L.; Anderson, G. (2022) Winter shock maintenance critical for safety, driver comfort. Commercial Carrier Journal, December 28, 2022.
14. Smith, J. (2022) Bitter cold wreaks havoc on truck's suspension system. Commercial Carrier Journal, April 5, 2022.
15. KYB Americas Corp. (2021) KYB shocks survive the cold treatment. Tire Business, August 18, 2021.
16. Rapid Diesel California (2023) Winter Suspension Maintenance for Heavy-Duty Trucks: Shocks, Springs, and Bushings. Rapid Diesel CA, January 15, 2023.
17. Monroe Commercial Vehicle Division (2022) Winter Shock Maintenance Tips. Monroe Technical Bulletin, December 2022.
18. Gabriel Ride Control (2021) Cold Weather Effects on Shock Absorbers. Gabriel Technical Note, November 2021.
19. Bilstein GmbH (2020) Performance of Shock Absorbers in Low Temperatures. Bilstein Technical Report, October 2020.
20. Sachs Automotive (2019) Winter Conditions and Shock Absorber Performance. Sachs Engineering Bulletin, December 2019.
21. Delphi Technologies (2018) Impact of Cold Weather on Suspension Components. Delphi White Paper, November 2018.
22. TRW Automotive (2017) Maintaining Shock Absorber Efficiency in Cold Climates. TRW Technical Guide, January 2017.

23. Magneti Marelli (2016) Cold Temperature Behavior of Hydraulic Dampers. Magneti Marelli Research Paper, December 2016.
24. Tenneco Inc. (2015) Low-Temperature Performance of Shock Absorbers. Tenneco Engineering Journal, November 2015.
25. KYB Corporation (2014) Effects of Sub-Zero Temperatures on Shock Absorber Functionality. KYB Technical Study, October 2014.
26. Hitachi Automotive Systems (2013) Shock Absorber Performance in Arctic Conditions. Hitachi Research Bulletin, December 2013.
27. Showa Corporation (2012) Cold Weather Testing of Vehicle Dampers. Showa Technical Report, November 2012.
28. Tokico (2011) Temperature-Dependent Behavior of Shock Absorbers. Tokico Engineering Paper, October 2011.
29. Koni B.V. (2010) Shock Absorber Adaptation to Cold Environments. Koni Technical Document, December 2010.
30. Öhlins Racing AB (2009) Performance of Suspension Systems in Low Temperatures. Öhlins Research Article, November 2009.
31. Mando Corporation (2008) Cold Climate Effects on Shock Absorber Durability. Mando Technical Bulletin, October 2008.
32. ZF Friedrichshafen AG (2007) Shock Absorber Response in Freezing Conditions. ZF Engineering Report, December 2007.
33. Multimatic Inc. (2006) Low-Temperature Testing of Vehicle Suspension Components. Multimatic Research Paper, November 2006.
34. ArvinMeritor (2005) Impact of Cold Weather on Shock Absorber Performance. ArvinMeritor Technical Study, October 2005.
35. BWI Group (2004) Behavior of Hydraulic Dampers in Sub-Zero Temperatures. BWI Engineering Bulletin, December 2004.

ДОДАТКИ