

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **«Підвищення ефективності роботи гідравлічних амортизаторів
автомобілів за низьких температур»**

Виконав: студент VI курсу групи Ат-62

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Дмитро Залуський
(ім'я та прізвище)

Керівник: Олег Миронюк
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

УДК 629.331

Залуський Д. Р. Підвищення ефективності роботи гідравлічних амортизаторів автомобілів за низьких температур: кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2024. 74 с.

Табл. 2; рис. 27; бібліогр. джерел 26.

Розкрито основні характеристики транспортного процесу у сільському господарстві та вплив низьких температур на експлуатацію вантажних автомобілів. Описані методи забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів за умов низьких температур.

Проведено теоретичний розрахунок значень сил опору гідравлічних амортизаторів з врахуванням зміни температури навколишнього середовища. Встановлене значення граничної температури, за якої сили опору гідравлічних амортизаторів перевищують нормативні значення. Представлена математична модель функціонування гідравлічного амортизатора. Встановлені основні значущі фактори, що впливають на процес функціонування амортизаторів.

Експериментально досліджено вплив вибраних факторів на параметри функціонування амортизаторів вантажного автомобіля за низьких температур експлуатації. Розроблено і обґрунтовано склад та умови застосування модифікованою рідини гідравлічних амортизаторів для умов низьких температур довкілля.

Техніко-економічне обґрунтування підтверджує ефективність прийнятих рішень.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1 Характеристика транспортного процесу в сільському господарстві	8
1.2 Вплив низьких температур на експлуатацію підвіски вантажних автомобілів	11
1.3 Методи забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів у сільському господарстві в умовах низьких температур ...	17
1.4 Висновки за розділом, мета і завдання дослідження	22
2 ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗНАЧЕНЬ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОТИЗАТОРІВ З ВРАХУВАННЯМ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	24
2.1 Розрахунок значень сил опору на відбій та стиск залежно від температури навколишнього середовища	24
2.2 Розрахунок теплового балансу гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля	30
2.3 Модель функціонування гідравлічного амортизатора.....	34
2.4 Висновки до розділу	37
3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОТИЗАТОРІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ	39
3.1 Експериментальні установки і обладнання.....	39
3.2 Методика стендових і експлуатаційних випробувань	43
3.2.1 Дослідження теплоутворення гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля за низьких температур експлуатації.....	43
3.2.2 Дослідження впливу вибраних факторів на параметри функціонування амортизаторів вантажного автомобіля за низьких температур експлуатації ...	44
3.2.3 Дослідження обраного способу забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів за рахунок модифікованого складу амортизаторної рідини	45
3.3 Висновок до розділу	45

4	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	46
4.1	Дослідження усталеної температури гідравлічного амортизатора..	46
4.2	Результати стендових випробувань гідравлічних амортизаторів в умовах низьких температур	48
4.3	Експериментальна перевірка способу забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів.....	51
4.4	Висновки до розділу	54
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	56
5.1	Аналіз безпечності дослідження оцінки технічного стану гідравлічного амортизатора підвіски під час експлуатації вантажного автомобіля.....	56
5.2	Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій та травм під час проведення досліджень гідравлічного амортизатора автомобіля.....	57
5.3	Причина виникнення та особливості розвитку надзвичайних ситуацій.	61
5.4	Висновки до розділу	63
6	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ	64
6.1	Методика визначення економічних показників удосконаленого автомобіля	64
6.2	Розрахунок економічної ефективності використання автомобіля з удосконаленим амортизатором	66
6.3	Висновки до розділу	69
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	70
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	72

ВСТУП

Для перевезень різних вантажів, у тому числі сільськогосподарського призначення, на території України використовується переважно автомобільний транспорт [2, 6]. Як показує практика, виконання більше 40% обсягу робіт припадає на період з низькою температурою від -7 до -20 °С тривалістю практично в 3 місяці. Ця проблема є актуальною для вантажних автомобілів різних марок, що використовуються для перевезень і повинні відповідати особливим критеріям [20]. Проте у силу високих вимог щодо вдосконалення транспортного процесу, одними з найчисельніших (близько 21% від усіх вантажних автомобілів) та перспективних транспортних засобів для транспортування вантажів у сільському господарстві є вантажні автомобілі сімейств КамАЗ та КраЗ.

Експлуатація непідготовлених автомобілів в умовах низьких температур призводить до збільшення навантажень та відповідного зростання кількості відмов систем та агрегатів. Відбувається зростання кількості відмов агрегатів і систем до 40% від загального їх числа, зокрема до 9% припадає на підвіску. Кількість відмов підвіски автомобілів у зимові місяці збільшується майже в 2,5 рази, велику частку яких складають гідравлічні амортизатори (до 40%). Аналіз несправностей показав, що найбільш значущою є витікання робочої рідини з амортизатора – до 55%.

Низькі температури експлуатації впливають не тільки на збільшення кількості несправностей елементів підвіски, але і на погіршення експлуатаційних характеристик автомобілів, таких як зниження середньої ефективної швидкості, збільшення гальмівного шляху, погіршення умов праці, зниження продуктивності і збільшення експлуатаційних витрат. Одним з основних елементів підвіски, що впливає на активну безпека і є найбільш схильним впливу низьких температур і, як наслідок, зносу, є гідравлічний амортизатор [5].

Відповідно до вимог нормативних документів, одним з показників, що визначає умови функціонування гідравлічних амортизаторів підвіски є сили опору. Значення сил опору на відбій і стискання повинні відповідати конструкторській документації при максимальних швидкостях руху поршня до 0,52 м/с і не перевищувати допустимих меж. За робочу рідину в гідравлічних амортизаторах використовують спеціальні рідини на нафтовій основі, збільшення в'язкості за низьких температурах яких призводить до суттєвого погіршення функціонування амортизаторів трансмісії у комплексі. Таким чином, для функціонування гідравлічних амортизаторів за низьких температурах з параметрами, обумовленими конструкторською документацією, необхідно забезпечити відповідні властивості робочої рідини. Існуючі способи вирішення даної проблеми не знайшли широкого застосування в силу низької ефективності і значних витрат для масового застосування, а також малої виченості даного напрямку. Передбачається, що забезпечення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів, працюючих в умовах низьких температур, можливе шляхом адаптації складу робочої рідини до умов навантаження та температур навколишнього середовища.

Мета роботи – підвищення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів, працюючих в сільському господарстві за низьких температур завдяки застосуванню модифікованої робочої рідини.

Об'єкт дослідження – процес зміни експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів в умовах низьких температур.

Предмет дослідження – залежності зміни експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів в умовах низьких температур.

1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Характеристика транспортного процесу в сільському господарстві

Однією з найважливіших експлуатаційних якостей автомобільних підвісок є збереження заданих параметрів поглинання вібраційних навантажень за різних умов експлуатації [12]. Основними чинниками, що впливають на погіршення якості їх роботи, є умови експлуатації: транспортні, дорожні і кліматичні. Під час транспортування вантажів враховуються як обсяги, види і відстані перевезень, так і умови при навантаженні та розвантаженні, а також умови ремонту та технічного обслуговування транспортних засобів [6].

На практиці зустрічаються різні види перевезень: спеціалізовані, промислові, спільного призначення, сільськогосподарські, будівельні, а також транспортування спеціалізованих вантажів, під час забезпечення яких додатково уточнюються умови транспортування та можливі навантаження. Залежно від дорожніх умов під час використання автомобілів приймаються до уваги: тип дорожнього покриття, розрахункова швидкість руху, допустимі навантаження на вісь, елементи профілю дорожнього полотна з врахуванням рельєфу місцевості [4, 25]. За додаткові умови також враховуються кліматичні особливості для прогнозування і визначення функціонування елементів. Усі ці умови в результаті і визначають режим роботи транспортного засобу – навантажувальний та швидкісний.

Середні температури у січні на території України варіюють від 0 до -20°C, липня - від 15 до 25°C. Кліматичні фактори враховуються під час встановлення норм і технічних вимог, виборі режимів випробувань, планування, нормування і організації технічної експлуатації, зберігання і транспортування автомобільного транспорту, приладів та технічних виробів, призначених для експлуатації. За основні кліматичні фактори під час районування території

для технічних цілей приймаються температура і відносна вологість повітря. Усі кліматичні райони створюють особливі умови для рухомого складу, що характеризуються поєднанням несприятливих факторів. Так для кліматичного району зони Карпат, на півночі і сході країни характерні не тільки низька температура навколишнього повітря та вітри, але й важчі дорожні умови (снігові замети взимку, робота на дорогах з перехідними покриттями і інше). Для сухого кліматичного району (Херсонська область), крім високої температури, негативними факторами є сонячна радіація та велика запиленість повітря.

Погіршення умов роботи агрегатів та систем автомобілів за низьких температур навколишнього повітря позначається на розподілі відмов впродовж року і відповідній зміні трудомісткості їх усунення. На рисунку 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 в 2,5 рази [3].

Експлуатація непідготовлених автомобілів в умовах низьких температур пов'язана з підвищенням опору в агрегатах підвіски через збільшення в'язкості технічної рідини [17]. Це істотно впливає на збільшення витрати енергії для подолання виникаючих сил опору шинами і підвіскою, особливо після тривалих стоянок на відкритих майданчиках при низькій температурі повітря [16].

Під час перевезення вантажів сільськогосподарського призначення найбільш затребуваним є автомобільний транспорт (рисунок 1.2) [2]

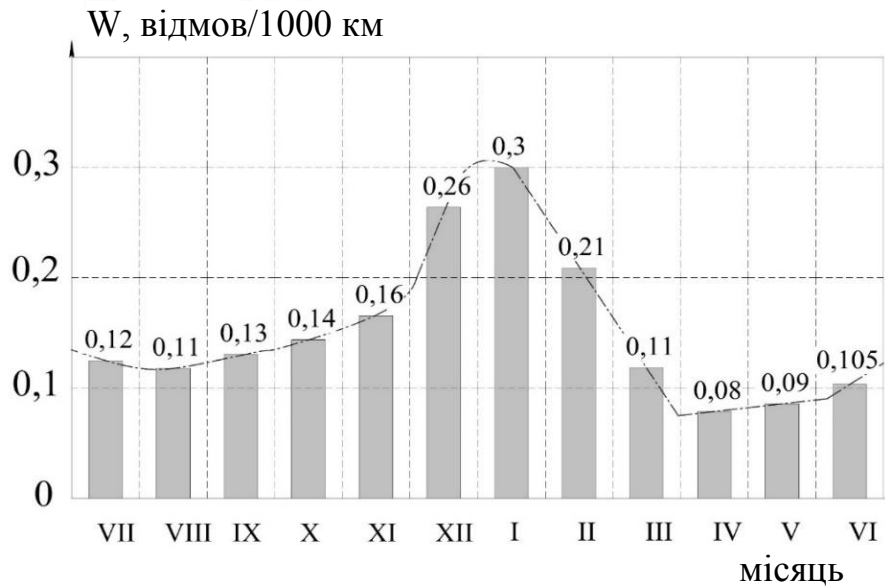


Рисунок 1.1 – Розподіл відмов агрегатів підвіски автомобілів по місяцям року

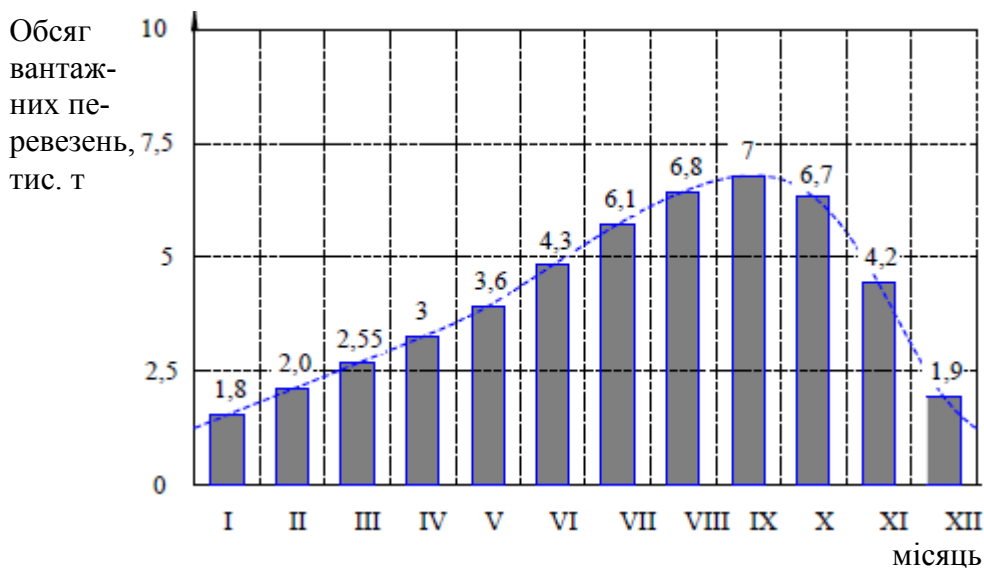


Рисунок 1.2 – Розподіл обсягу автомобільних перевезень транспортом вантажів сільськогосподарського призначення по місяцях

Як показує практика, виконання більш ніж 40% обсягу робіт здійснюється вантажними автомобілями [20] припадає на період з низькою температурою тривалістю практично в 3 місяців.

У сільському господарстві спостерігається постійний дефіцит транспортних засобів в період сезонних робіт під час перевезення таких видів вантажів як зерно, овочі, фрукти, різні корми, органічні і мінеральні добрива, рідини, будівельні матеріали, техніка та ін. При цьому до постійно використовуваної техніки ставляться високі вимоги: перш за все надійність, що дозво-

ляє забезпечити безвідмовну роботу впродовж всього сезону; значна маневреність, зручність у використанні і мала трудомісткість підготовки до роботи; економічність і простота під час експлуатації; низька трудомісткість технічного обслуговування [23]. Вид вантажу також є одним з основних факторів, визначальних у виборі типу рухомого складу за вантажопідйомністю і кількістю сторін перекидання кузова [10]. Слід зазначити, що в аграрному секторі експлуатація транспорту має певну специфіку, до якої слід віднести: фізико-механічні і агробіологічні властивості вантажів, відстань перевезень, дорожні умови, обсяги перевезень і їх сезонні коливання, ступінь механізації вантажно-розвантажувальних робіт і т.д. Відмінною особливістю транспортування в сільському господарстві є перевезення легковагих вантажів при неповному використанні вантажопідйомності транспортних засобів.

Перевезення сільськогосподарської продукції з використанням автотранспорту характеризується певними особливостями – сезонністю і відстанню перевезень. Найбільш значущими в холодні місяці експлуатації є внутрішньогосподарські перевезення, що становлять близько 50% всього вантажобігу. Такі вантажі, як зерно (9,5%), коренеплоди (12,7%), молоко (4,3%), корми (34,5%), насіння та добрива (35%) тощо, переміщують по території господарства на відстань від 1 до 20 км. Отже, для перевезення вантажів в сільськогосподарських підприємствах потрібно використовувати високопродуктивну техніку, що відповідає ряду конкретних умов та вимог під час її використання протягом усього календарного терміну експлуатації.

1.2 Вплив низьких температур на експлуатацію підвіски вантажних автомобілів

На вантажних автомобілях, що використовуються для різних видів перевезень, у тому числі й у сільському господарстві, наприклад, у автомобілях сімейств КамАЗ, КрАЗ одним з найважливіших пристроїв, що впливає на безвідмовність роботи всіх вузлів та механізмів, є підвіска [5, 12, 15]. Під час роботи автомобілів за низьких температур експлуатації відбувається погір-

шення функціонування більшості його агрегатів, внаслідок чого збільшується динамічна навантаженість, погіршуються показники плавності ходу і падає середня ефективна швидкість руху, а також зростає кількість несправностей (рисунок 1.3).

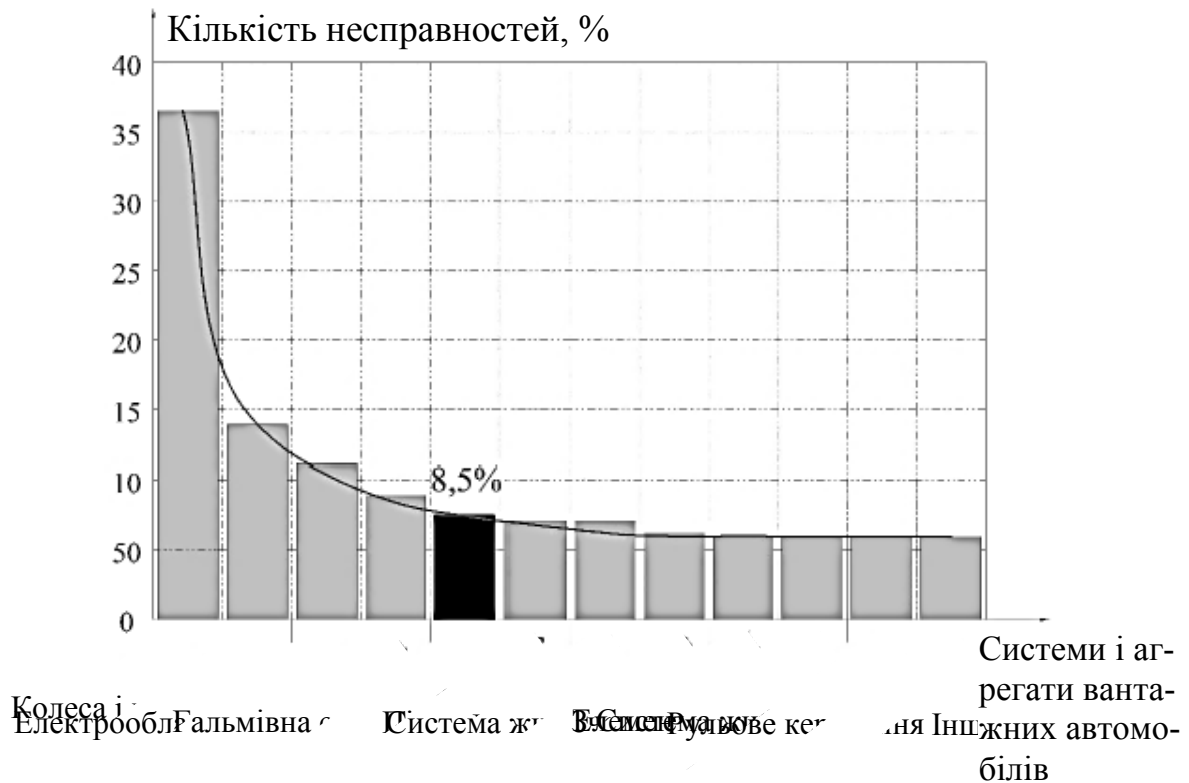


Рисунок 1.3 – Кількість відмов систем та агрегатів автомобілів під час експлуатації в умовах низьких температур

Літературний огляд показав, що робота елементів підвіски з порушенням функціонування стану знижує довговічність вузлів і агрегатів всього автомобіля більше, ніж у 1,5 рази [23] і погіршує безпеку перевезених вантажів. Один з найважливіших недоліків, пов'язаних з експлуатацією автомобілів в умовах низьких температур – погіршення керованості, стійкості і безпеки руху, і в кінцевому рахунку, зниження показників надійності [3, 4]. На рисунку 1.3 показано, що практично на 40% збільшується кількість відмов агрегатів і систем в умовах низьких температур експлуатації, причому на підвіску припадає до 9% від загального їхнього числа. Посилюється це і тим, що під час транспортування вантажів на внутрішньогосподарських перевезеннях через невеликі відстані транспортування вантажів (від 1 до 20 км) відбувається не-

значне нагрівання елементів підвіски, а під час вантажно-розвантажувальних робіт і їх охолодження (рисунок 1.4) в проміжку від 3 до 17 хвилин, тим самим порушується їх тепловий режим функціонування.

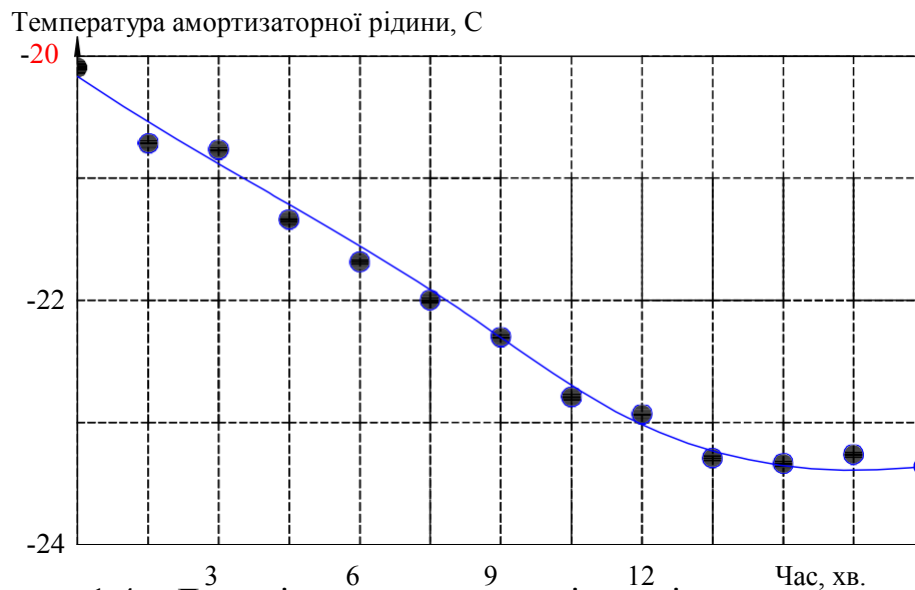


Рисунок 1.4 – Динаміка охолодження гідравлічних амортизаторів

Під час експлуатації сільськогосподарської техніки і в том числі автомобільного транспорту в умовах низьких температур спостерігається значне збільшення числа їх відмов, особливо за відсутності опалюваних місць зберігання. Найбільша кількість відмов відбувається у зимові місяці [3]. Дорожні умови впливають на зміну режимів роботи агрегатів автомобіля, а також на довговічність агрегатів підвіски і викликають несправності, обумовлені виходом розмірів деталей під час їх зносу за межі допуску, можливі внаслідок тривалої експлуатації при низьких температурах [3].

Несправна підвіска збільшує також тривалість і частоту впливу на водія коливань, що виникають під час руху транспортного засоби з частотою близько 80 Гц. [19]. Найважливішим показником, що визначає високий рівень технічної готовності і безпеки автотранспортного засобу та вантажу, що перевозиться, є функціонування агрегатів підвіски в процесі руху у різних кліматичних умовах. Цей показник значною мірою визначає комфорт та безпеку руху транспортних засобів, безпеку перевезених вантажів, середню технічну швидкість та ін. [4, 25]. 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 і металів [3]. Практика показує, що навіть разова експлуатація непідготовленої техніки за низьких температур призводить до відмови різних елементів і вузлів (рисунок 1.5). Як зазначено на графіку, збільшення навантажень на елементи підвіски призводить до виникнення таких поломок, як несправності пружинних елементів (3%), знос та поломка рульових шарнірів (13%) та опорних елементів (21%), знос і розрив гумо-металевих шарнірів [5, 12].

Проте більшість несправностей – це несправності гідравлічних амортизаторів [15], частина з яких зумовлена витіканням робочої рідини.

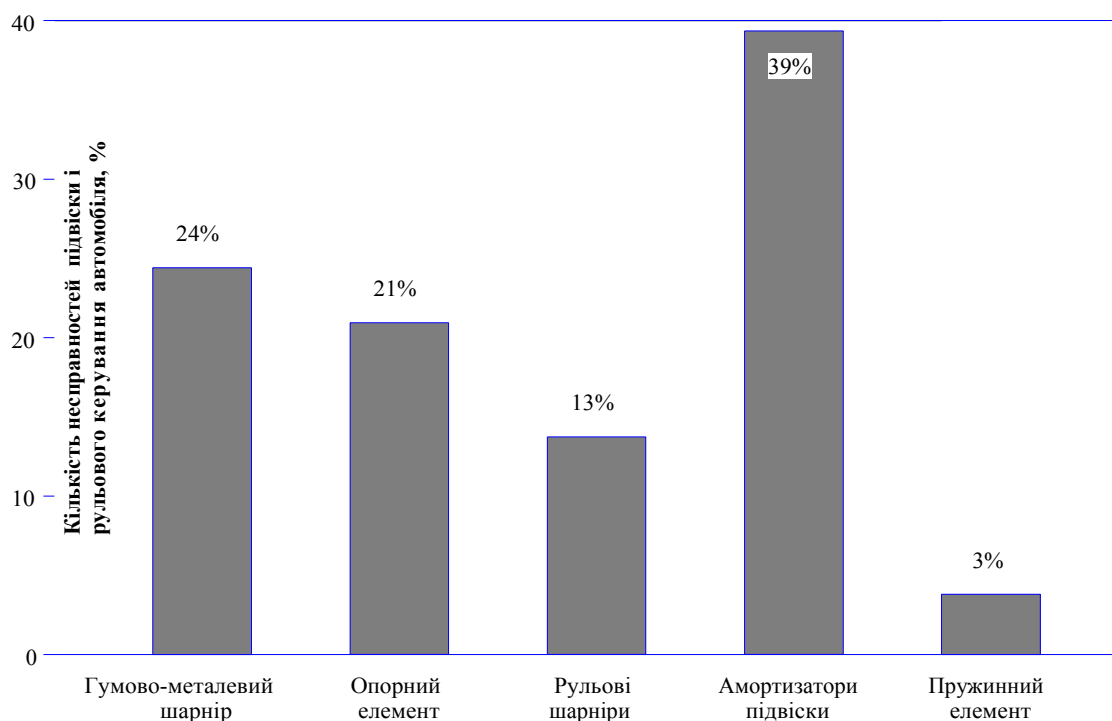


Рисунок 1.5 – Розподіл несправностей підвіски автомобілів

На діаграмі на рисунку 1.6 представлена статистика несправностей амортизаторів, більша частина яких пов'язана з витіканням робочої рідини та порушенням роботи клапанної системи [11].

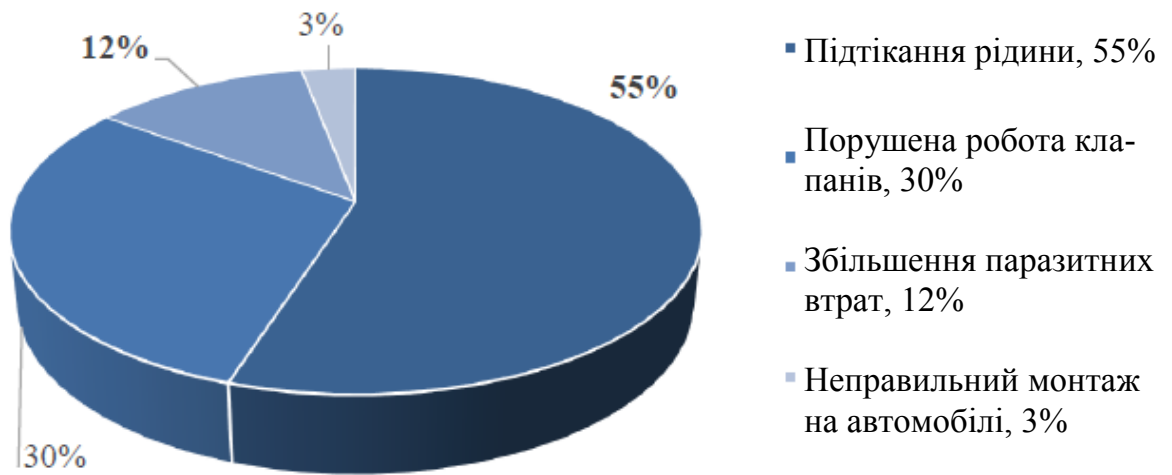


Рисунок 1.6 – Статистика причин втрати працездатності гідравлічних амортизаторів

Порушення герметичності і витікання робочої рідини виникають через втрати еластичності і пошкодження сальникового ущільнення у випадку перепадів температур. Можливе також старіння гуми, обумовлене окисленням каучуку під дією кисню в повітрі навколишнього середовища, руйнівним впливом холоду, механічної втоми [3]. Це призводить до зниження стійкості і еластичності робочої поверхні сальника під час механічного впливу, а у випадку підвищення в'язкості робоча поверхня сальника стає менш еластичною, що збільшує витік амортизаторної рідини та знижує її рівень в основному резервуарі. Так, за величини витоків амортизаторної рідини об'ємом до 15 % відбувається зниження демпфуючої здатності і зменшення сил опору до 50 % від номінального значення. У випадку зниження еластичності робочої поверхні сальника відбувається потрапляння абразиву і води в основний резервуар з амортизаторною рідиною, що призводить до її спінювання та емульсування, а це значно прискорює зношування клапанів і внутрішніх елементів амортизатора. Відбувається також поломка або знос ущільнювального кільця поршня при погіршенні змащувальних властивостей амортизаторної рідини внаслідок розведення її водою і абразивними частинками.

Більшість описаних вище несправностей проявляються в результаті порушення герметичності амортизаторів. Спостерігається збільшений знос ру-

хомих з'єднань та 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 і нерівномірного зносу їх сідел. Через збільшені зазори можлива поява вільного переміщення штока без сил опору на початку ходу віддачі та стиснення.

Отже, одним із найбільш схильних до впливу низьких температур і, як наслідок, зношування, є гідравлічний амортизатор [15]. Більшість несправностей амортизаторів, що виникають в том числі і за низьких температур експлуатації, пов'язані зі значним збільшенням в'язкості робочої рідини [17] (рисунк 1.7).

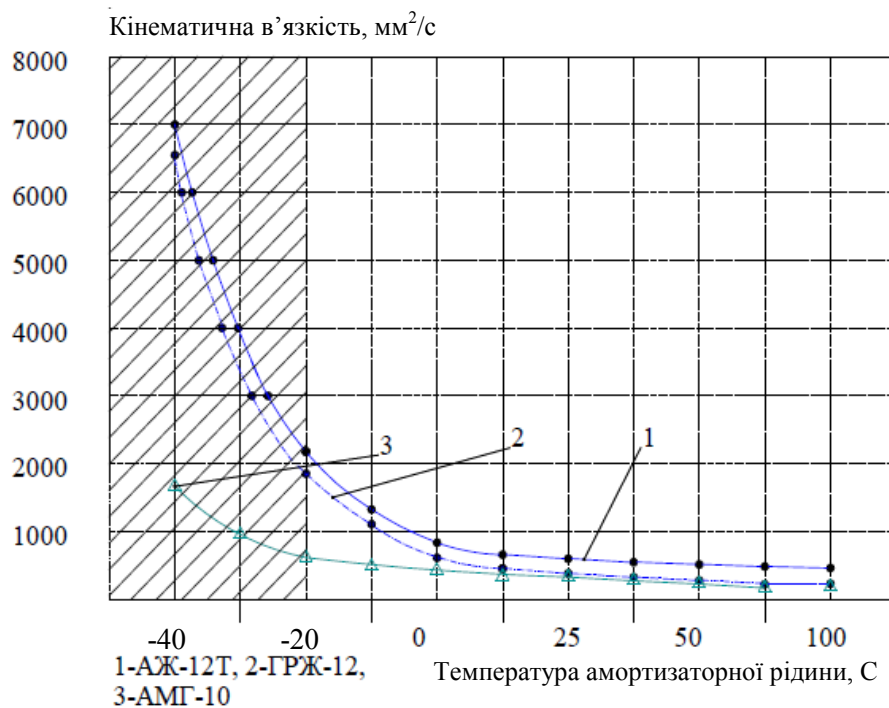


Рисунок 1.7 – Залежність зміни кінематичної в'язкості амортизаторної рідини різних марок від її температури

Основні амортизаторні рідини – дистилатні нафтові оливи, переважно веретені, турбінні, трансформаторні, а також синтетичні оливи, зміна в'язкості яких відбувається за близькими закономірностями з рештою паливно-мастильних матеріалів. На основі аналізу використовуваних в амортизаторах робочих рідин побудований графік зміни кінематичної в'язкості від їх темпе-

ратури (рисунок 1.7). Згідно з графіком, в інтервалі від нуля до -20°C значення зростають майже в 4 рази. Найменше 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 амортизаторах заводського виконання. Значно збільшується кінематична в'язкість за температури від нуля до мінус 40°C у рідин АЖ-12Т та ГРЖ-12 – зі значень 700 та $800\text{ мм}^2/\text{с}$ до 6700 та $7000\text{ мм}^2/\text{с}$ відповідно, що призводить до порушення функціонування амортизатора в цілому.

Оскільки відбувається часткове блокування рухомих елементів амортизатора, коливання, викликані нерівним профілем поверхні, по якій переміщається автомобіль, не згасають в повному обсязі, а частково передаються на кузов транспортного засобу [4]. Зниження ефективності роботи амортизаторів за низьких температур експлуатації дається взнаки на збільшенні інтенсивності зношування 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 і надійність.

1.3 Методи забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів у сільському господарстві в умовах низьких температур

Відповідно до нормативних документів встановлені технічні вимоги до амортизаторів, визначальні умови функціонування, за яких сили, необхідні для переміщення рухомих деталей, повинні відповідати вимогам конструкторської документації на амортизатор конкретної марки [5]. При цьому відхилення значень сил опору амортизаторів за максимальних швидкостей поршня до $0,52\text{ м/с}$ повинні перебувати в допустимих межах. Побудову робочих діаграм проводять в результаті випробувань, в процесі яких рухомі деталі амортизаторів повинні переміщатися плавно, без заїдань, а значення сил опору не повинні перевищувати граничних значень, зазначених в конструктор-

ській документації. Одним з найбільш важливих параметрів, визначальних для функціонування амортизаторів, є сила опору в режимі роботи амортизатора на відбій та стиск.

Існують різні способи забезпечення функціонування амортизаторів за низьких температур експлуатації. Відповідно з описаними раніше проблемами розроблена схема способів забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів (рисунок 1.8).

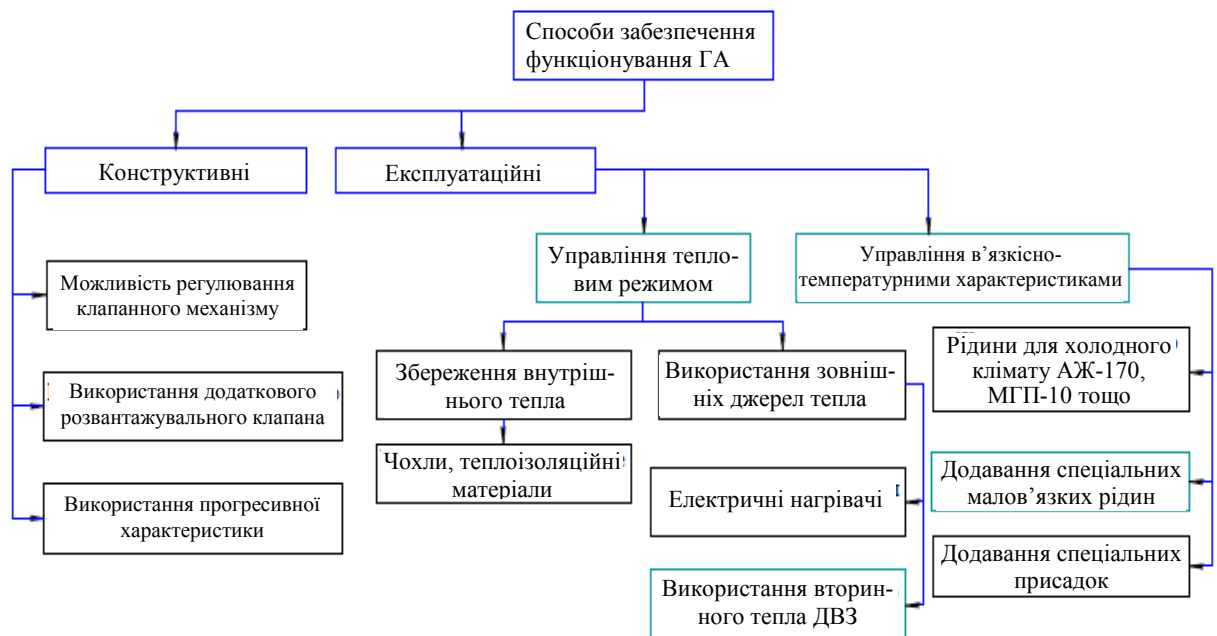


Рисунок 1.8 – Способи забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів автомобіля

Особливістю конструктивних способів забезпечення функціонування амортизаторів є встановлення додаткових обхідних клапанів або модернізація буфера відбою для зменшення опору руху амортизаторної рідини за рахунок додаткових отворів [10]. Одним із технічних завдань даного методу можна вважати поліпшення демпфуючих характеристик амортизатора за рахунок більш вільного перетікання амортизаторної рідини, а також можливості регулювати сили опору в залежності від в'язкості робочої рідини [21]. До недоліків даного способу можна віднести низькоефективне гасіння коливань

з малою амплітудою під час нагріву рідини, а також збільшення маси амортизаторів, та внесення змін в конструкцію заводського виконання.

Оскільки більшість амортизаторів мають регресивну характеристику демпфування, у роботах [14, 21] пропонується знижувати рівень вібрацій транспортних засобів до норм, що відповідають вимогам за рахунок застосування прогресивної характеристики амортизаторів. Вченими було доведено, що існують зони неефективної роботи амортизаторів, при яких відбуваються значні зміни сил опору. Використання прогресивних характеристик дозволяє досягти ефективності 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 під час її заміни і збільшить вартість амортизатора в цілому.

Експлуатаційним способом забезпечення функціонування амортизаторів є керування тепловим режимом амортизатора або управління в'язкісно-температурними характеристиками амортизаторної рідини. Управління тепловим режимом агрегатів можливе за рахунок збереження внутрішнього тепла теплоізоляційними матеріалами чи використанням додаткових джерел тепла (різних нагрівальних пристроїв [16]).

Аналіз методів і засобів забезпечення теплового режиму дозволив встановити наступне: використання теплоізоляційних матеріалів для збереження внутрішнього тепла можливе [14, 15], проте має низьку ефективність. Використання, наприклад, чохла з спеціального матеріалу є ефективним лише у тому випадку, коли транспортний засіб зберігається в теплих приміщеннях, і дозволяє лише зберігати на короткий проміжок часу (до 3 год) позитивну температуру. У випадку безгаражного зберігання саморозігрів амортизаторної рідини відбувається переважно за рахунок дроселювання, для забезпечення якого потрібне інтенсивне функціонування амортизаторів, що часто неможливо. Для зниження теплообміну з навколишнім середовищем мо-

жливе застосування ряду спеціального складу пінополіуретанів, термолакофарб та рідких ізоляційних покриттів. Після нанесення покриття на підготовлені поверхні утворюється термоізоляційний шар, який перешкоджає втраті тепла в навколишнє середовище. Тепловіддача такого покриття становить в середньому 2,4 Вт/м²С. Так само їх застосування малоефективне, оскільки потрібна якісна підготовка фарбувальних поверхонь, і повне зняття покриття у випадку експлуатації автомобілів у літній період року.

У випадку використання нагрівальних елементів різного типу можна 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.

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

Розроблений склад амортизаторної рідини, що є аналогом АЖ-12Т, застосовуваної в амортизаторах автомобілів, в том числі вантажних і спеціальної техніки. Базовою основою запропонованої амортизаторної рідини є суміш трансформаторної та турбінної олів з добавкою спеціальних присадок: 0,2% Viscoplex-2670 і 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 покращення характеристики базової рідини. До недоліків можна віднести відсутність результатів досліджень запропонованої рідини в реальних умовах, а також ресурсних випробувань [17].

Розроблена композиція для виготовлення гідравлічної амортизаторної рідини на основі суміші очищеної нафтової основи з вузькою дизельною фракцією і додаткового набору загущуючих, диспергуючих і протипінних присадок [17]. Технічний результат досягався за рахунок збільшення індексу в'язкості, зменшення значень кінематичної в'язкості при – 30°С, зниження температури застигання, зменшення схильності до спінювання.

Існує спосіб покращення в'язкісно-температурних властивостей технічних рідин за рахунок розрідження малов'язкими рідинами або дизельним паливом, що є найдоступнішим в умовах підприємств. Дослідження представленого способу показали, що у випадку розрідження в'язкої оливи малов'язким компонентом відбувається не тільки зменшення в'язкості, а й зниження концентрації поверхнево-активних речовин, що входять до складу базової оливи. Проте за збільшеному вмісті поверхнево-активних речовин у базовій оливі допустиме розрідження малов'язким компонентом до певних меж. Як показує практика, використання розрідженої оливи діє сприятливо і на тепловий стан вузла тертя, і як наслідок, на його довговічність. Зокрема досліджений склад розрідженої трансмісійної оливи за рахунок додавання 10 % дизельного зимового палива або 20 % веретенної оливи, що значно покращує в'язкісно-температурні властивості базової оливи [19].

Проте змащувальні властивості та здатність розрідженої оливи витримувати високі питомі тиски значно знижуються. Під час проведення ресурсних випробувань виявлено, що знос механізмів відбувається інтенсивніше при використанні нігролу зимового з додаванням від 10 до 20% зимового палива в умовах особливо низьких температур.

Відповідно до вимог технічної експлуатації транспортних засобів велика частина наведених способів призводить до зміни конструкції елементів штатних амортизаторів. Представлені способи зі збереження вироблюваного тепла амортизаторів є низькоєфективними у випадку відсутності гаражного способу зберігання автомобілів. Пристрої для підігріву амортизаторної рідини різними способами є більш ефективними, ніж застосування теплоізоляційних матеріалів, проте потрібне придбання, встановлення і 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 в'язкісно-температурними характеристиками із додаванням малов'язких рідин. Проте використання цих

сполук вимагає додаткових досліджень як в реальних умовах, так і під час стендових ресурсних випробуваннях.

1.4 Висновки за розділом, мета і завдання дослідження

Проведений аналіз виконаних досліджень показав наступне.

1. Для перевезень різних вантажів, в том числі сільськогосподарського призначення, на території України використовується переважно автомобільний транспорт. Виконання більш, ніж 40% обсягу робіт посідає період з низькою температурою. Для здійснення заявленого вантажообігу застосовуються вантажні автомобілі різних марок, проте в силу високих вимог із забезпечення транспортного процесу найбільш масовим і придатним для перевезення вантажів, в том числі сільськогосподарського призначення, є вантажні автомобілі сімейств КамАЗ, КрАЗ.

2. Експлуатація непередготовлених автомобілів в умовах низьких температур призводить до збільшення навантажень на основні елементи та вузли, такі як елементи підвіски, що призводить до зростання кількості несправностей. Як встановлено раніше, відбувається збільшення кількості відмов агрегатів і систем до 40% від загального числа, в том числі до 9% припадає на підвіску, причому частота їх виникнення в зимові місяці збільшується майже в 2,5 рази. З усіх несправностей велика частина припадає на гідравлічні амортизатори, а самою значущою є витікання робочої рідини з амортизатора. Отже, одним з найбільш схильних до впливу низьких температур, і, як наслідок зносу, є саме гідравлічний амортизатор.

3. Одним з основних параметрів функціонування амортизатора є значення сил опору на відбій і стиск, встановлені конструкторською документацією. Для забезпечення функціонування амортизаторів за низьких температур експлуатації обрано найбільш перспективний спосіб, що виключає зміну штатних елементів амортизаторів. Одним з таких способів є управління в'язкісно-температурними характеристиками за рахунок додавання малов'язких

рідин. На підставі вищевикладеного метою роботи є забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів автомобілів, що використовуються в сільському господарстві за низьких температур, за рахунок обґрунтування експлуатаційно-технологічних вимог до амортизаторної рідини.

Відповідно з поставленою метою дослідження і станом вивченості питання необхідно вирішити наступні завдання:

1. Встановити залежності зміни експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів, працюючих в умовах низьких температур.

2. Розробити математичну модель процесу функціонування гідравлічних амортизаторів автомобілів в умовах низьких температур навколишнього середовища.

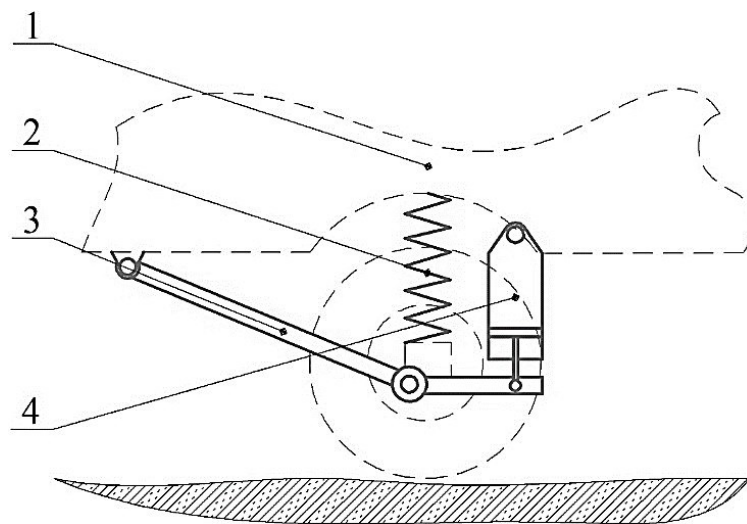
3. Обґрунтувати та розробити склад робочої рідини для амортизаторів автомобілів, що використовуються в сільському господарстві при низькій температурі.

4. Провести експериментальну перевірку і оцінити економічну ефективність отриманих результатів дослідження.

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

2.1 Розрахунок значень сил опору на відбій та стиск залежно від температури навколишнього середовища

Експлуатація вантажних автомобілів на різних типах доріг під час транспортування вантажів, в том числі сільськогосподарського призначення, характеризуються важкими умовами, часто пов'язаними з подоланням бездоріжжя, різних перешкод та підвищеним зносом елементів підвіски. Під час руху вантажного автотранспорту в таких умовах збільшується вплив знакомінних навантажень на деталі підвіски (рисунок 2.1), зокрема на пружні елементи 2 та амортизатори 4 [4 ,14]. Все це призводить до збільшення інтенсивності коливань системи підвіски, коливання якої 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 автомобілів

Зростання амплітуди переміщень невідвіснених частин і частоти вимушених коливань погіршує функціонування і довговічність елементів підві-

ски [16]. Для визначення впливу зовнішніх умов експлуатації підвіски автомобільної техніки в умовах низьких температур доречним є дослідження механічної взаємодії в системі «автомобіль – дорога».

Під час руху транспортних засобів по нерівностям доріг виникають коливання, велика частина яких передається на кузов. Через колесо збурювальні сили, що виникають в результаті переміщення напрямних елементів 3, передаються у вузли 4 і 2, в яких створюється протидіюча сила. Залежно від спрямованості сил вузли переміщуються у вертикальній площині, що знижує вертикальний рух кузова автомобіля [5].

Для вирішення поставлених завдань в рамках кваліфікаційної роботи для моделювання процесу функціонування амортизатора розроблено кінематичну схему діючих сил в результаті наїзду колеса на одиночну перешкоду (рисунок 2.2).

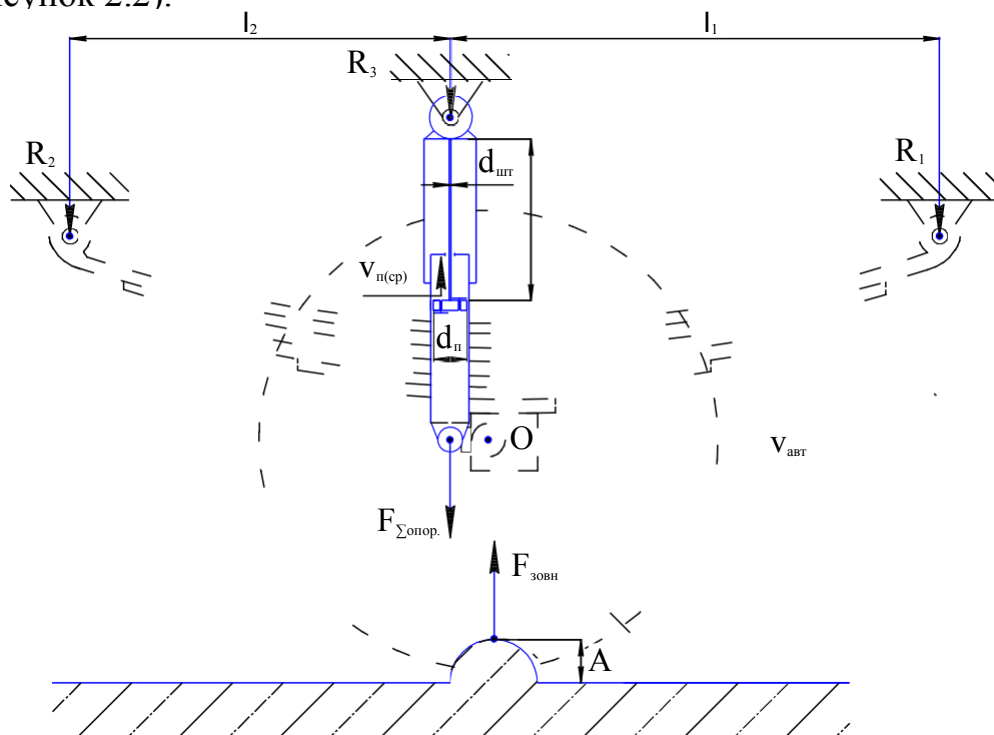


Рисунок 2.2 – Схема сил, діючих в результаті наїзду колеса на перешкоду

Діюче на колеса автомобіля вертикальне навантаження $F_{\text{зовн.}}$, виникає в результаті наїзду колеса на одиночну перешкоду з амплітудою A , діє на точку прикладання сил O . У даному випадку система підвіски під час зіткнення

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

Конструктивно гідравлічний амортизатор спроектований таким чином, щоб більша частина енергії коливань не передавалась на вертикальні реакції опор R_1 , R_2 і R_3 , а перетворювалася з механічною енергії в теплову [15].

У результаті переміщення поршня гідравлічного амортизатора створюється тиск в надпоршневому і підпоршневому просторах при витісненні і перетіканні амортизаторної рідини через дросельну систему з однієї порожнини в іншу. Утворення сил опору дроселюючих елементів з наступним витісненням рідини відбувається в закритому циліндрі через гідравлічне з'єднання та клапанний блок за рахунок перетворення кінетичної енергії струменя рідини в теплову енергію.

За основу взята стандартна методика розрахунку гідравлічного дросельного механізму з несиметричним навантаженням відкриття клапанного вузла [21]. Під час розрахунку гідравлічного амортизатора з клапанним механізмом прийнята модель рідини, що стискається, з зосередженими параметрами, тобто в розрахунках приймаємо, що зміна тиску всередині замкнутих об'ємів гідравлічних амортизаторів відбувається у всіх точках одночасно.

У роботі [22] використовується математична модель гідравлічної структури амортизатора, яка дозволяє отримати формули функціонування гідравлічного амортизатора. На основі представленої схеми розроблена математична модель витрати рідини гідравлічного амортизатора з несиметричним навантаженням роботи клапанного механізму, представлена формулами (2.2) та (2.3):

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

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

де Q_i – сумарна витрата амортизаторної рідини, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{1i} – витрата амортизаторної рідини через радіальний зазор шток – на-

прямна, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{2i} – витрата амортизаторної рідини через радіальний зазор поршень-циліндр, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{3i} – витрата амортизаторної рідини через дросельні отвори, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{4i} – витрата амортизаторної рідини через клапанні отвори, $\text{м}^3/\text{с}$.

Згідно джерела [22], для гідравлічних амортизаторів рух гідравлічної рідини є неусталеним, тому доцільно розраховувати дійсну витрату амортизаторної рідини, використовуючи вираз:

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

де k_y – коефіцієнт витоків амортизаторної рідини, що характеризує герметичність прилягання ущільнювального кільця до стінок циліндра;

S_{yi} – площа поршня, м^2 ;

v_n – швидкість відносного переміщення поршня, $\text{м}/\text{с}$.

Вирази 2.4 і 2.5 дозволяють розрахувати площі поршня на різних режимах роботи амортизатора:

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

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

де d_n – діаметр поршня, м ;

d_{um} – діаметр штока, м ;

Під час розрахунків витрати рідини через радіальні зазори шток-напрямна та поршень-циліндр (2.6) та (2.7) у режимі роботи амортизатора на відбій та стиск використовують рівняння Хагена-Пуазейля, за основу якого взято рівняння течії рідини через кільцеві зазори і паралельні пластини клапанів:

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

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

де δ – радіальний зазор між елементами, м;

μ – кінематична в'язкість рідини, $\text{м}^2/\text{с}$;

ρ – густина амортизаторної рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$;

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:

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

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

де P_1 – тиск в надпоршневому просторі, МПа;

P_2 – тиск в підпоршневому просторі, МПа.

Значення тиску в надпоршневому та підпоршневому просторах знаходимо за формулами:

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

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

Як встановлено раніше, залежно від температури амортизаторної рідини відбувається зміна значення динамічної в'язкості рідини. У такому випадку закономірно, що відбувається і незначна зміна значень щільності. Для цього в розрахунок щільності амортизаторної рідини введено проміжний розрахунок з використанням поправочних коефіцієнтів:

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

де ξ – коефіцієнт теплового об'ємного розширення технічних рідин на основі нафти, $1/\text{К}$;

ρ_{20} – щільність амортизаторної рідини за температури навколишнього середовища 20°C , $\text{кг}/\text{м}^3$;

$T_{\text{поч}}$ – температура амортизаторної рідини, що дорівнює значенню щільності при 293 К , К;

T – температура амортизаторної рідини, К.

Витрату рідини через дросельні та клапанні отвори розраховуємо:

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

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

де ψ_D – коефіцієнт витрати рідини через дросельні отвори;

ψ_{KL} – коефіцієнт витрати рідини через клапанні отвори;

S_{DO} – площа прохідного перерізу дросельного отвору, м^2 ;

S_{KL} – площа прохідного перерізу клапанного отвору, м^2 ;

ρ – густина амортизаторної рідини АЖ-12Т (при 20°C), $\text{кг}/\text{м}^3$;

F_i – сила опору гідравлічного амортизатора в режимі його роботи на відбій або стискання, Н.

Об'єднавши під час розрахунків усі вирази залежностей витрати рідини через елементи дросельної системи гідравлічного амортизатора в режимі «відбій», отримаємо вираз:

$$F_{e,i\delta} = \frac{6\pi k_y l_1 v_n d_n S_{e,i\delta} \delta^3 \sqrt{\frac{4\pi k_y v_n d_n \delta^3}{3(\mu l_1 S_{e,i\delta} (\rho_{20}[1 + \zeta \cdot (T_{noch} - T)])(\psi_D S_{DO} \psi_{KL} S_{KL} + 4\mu^2 l_1^2 \psi_{KL}^2 S_{KL}^2 + \frac{36 S_{e,i\delta} \mu^2 l_1^2 \psi_{KL}^2 S_{KL}^2 \psi_D^2 S_{DO}^2}{\rho_{20}[1 + \zeta \cdot (T_{noch} - T)]})}}}{\pi^2 d_n \delta^6}}{\frac{S_{e,i\delta} (\rho_{20}[1 + \zeta \cdot (T_{noch} - T)]^2)}}{S_{e,i\delta} (\rho_{20}[1 + \zeta \cdot (T_{noch} - T)]^2)}}} \quad (2.14)$$

Аналогічно витрату рідини через елементи дросельної системи гідравлічного амортизатора в режимі «стискання» розраховуємо виходячи з того, що втрата рідини через радіальний зазор поршень - циліндр виключена:

$$F_{cm} = \frac{k_y^2 v_n^2 S_{e,cm}^2}{\left(\frac{\pi k_y v_n d_{uu} \delta^3}{3\mu l_2} + \frac{2\psi_D^2 S_{DO}^2 S_{KL}^2 \psi_{KL}^2}{S_{e,cm} (\rho_{20}[1 + \zeta \cdot (T_{noch} - T)])} \right)}, \text{ Н} \quad (2.15)$$

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

Подані вирази (2.14) та (2.15) дозволили встановити вплив низьких температур навколишнього середовища на збільшення сил опору на відбій та стиск.

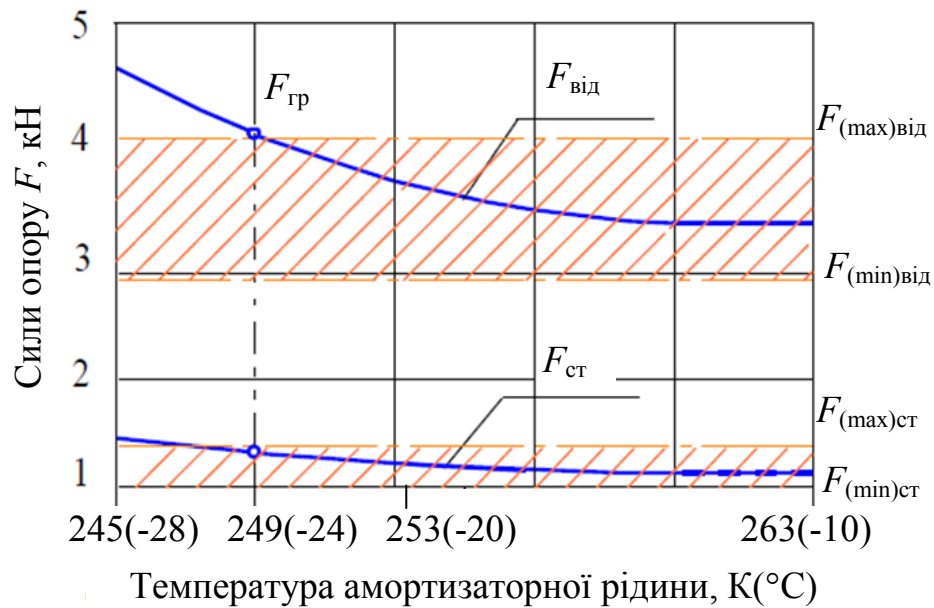


Рисунок 2.3 – Теоретична залежність зміни сил опору гідравлічного амортизатора від температури експлуатації

Отримуємо, що значення сил опору гідравлічного амортизатора виходять за межі значень, встановлених заводом-виробником, з позначки 249К (-24 °С) і досягають 4022 і 1226 Н на відбій та стискання відповідно, отже, у цих точках амортизатор стає непрацездатним. Зонаю зі штрихуванням позначено, що гідравлічний амортизатор працездатний в діапазоні температур від 263 К (-10 °С) до зазначеною лінії, далі сили опору перевищують задані значення в 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 у певній послідовності. За основу робочого процесу гідравлічних амортизаторів, як було

описано раніше, взятий процес перетворення механічною енергією і енергією гідравлічного тертя в вузлах у теплову енергію.

Наведені теоретичні дослідження дозволили встановити, що утворення теплової енергії всередині гідравлічних амортизаторів залежить в більшій мірі від процесу дроселювання амортизаторної рідини через спеціальні клапани [5]. Проте ефективність роботи гідравлічних амортизаторів також безпосередньо залежить і від їх властивості підтримувати ефективну температуру – підтримання теплового балансу, а саме, відведення надлишкової теплоти в атмосферу через зовнішні поверхні. Схема взаємозв'язку процесів, що виникають в результаті перетворення механічної енергії в теплову під час роботи гідравлічного амортизатора, представлена на рисунку 2.4.

Відповідно, тепловий баланс гідравлічного амортизатора буде мати наступний вигляд:

$$Q_s = Q_{ПОВ} + Q_{НАГ}, \text{ Дж} \quad (2.16)$$

де Q_s – кількість теплоти, що виділилася в амортизаторі за рахунок дроселювання амортизаторної рідини через систему клапанів під час переміщення поршня відносно стінок внутрішнього резервуару, Дж;

$Q_{нов}$ – кількість теплоти, відведеної з поверхні гідравлічного амортизатора, Дж;

$Q_{наг}$ – кількість теплоти, використаної для нагріву деталей гідравлічного амортизатора, Дж.

Теплота, 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 виділилася в амортизаторі за рахунок дроселювання амортизаторної рідини, визначається з виразу

$$Q_s = k_{cp} \cdot v_n^2, \text{ Дж} \quad (2.17)$$

де k_{cp} – середній коефіцієнт опору амортизатора, Н·с/м²;

v_n – швидкість переміщення штока гідравлічного амортизатора, м/с;



Рисунок 2.4 – Взаємозв'язок процесів, що виникають у результаті перетворення механічною енергії в теплову під час роботи гідравлічного амортизатора

Розписавши k_{cp} , рівняння (2.17) набуде вигляду:

$$Q_s = \frac{k_{vid} + k_{cm}}{2} \cdot v_n^2, \text{ Дж} \quad (2.18)$$

де k_{vid} – коефіцієнт опору амортизатора на ході відбою, Н·с/м;

k_{cm} – коефіцієнт опору амортизатора на ході стиснення, Н·с/м;

З формули (2.18) втрати теплоти з поверхні гідравлічного амортизатора описуються наступним чином:

$$Q_{пов} = \alpha \cdot A_{пов} \cdot \Delta T \cdot t, \text{ Дж} \quad (2.19)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, що характеризує інтенсивність конвективного теплообміну, Дж/(м²·К·с);

$A_{\text{пов}}$ – площа поверхні гідравлічного амортизатора, що бере участь в теплопередачі з довкіллям, м^2 ;

ΔT – перепад температур між температурою амортизаторної рідини і температурою потоку повітря ззовні, К;

t – час роботи гідравлічного амортизатора, с.

Якщо розписати площу поверхні гідравлічного амортизатора і перепад температур, вираз (2.19) набуде вигляду:

$$Q_{\text{ПОВ}} = \alpha \cdot (\pi \cdot D \cdot L) \cdot (T_{\text{ам.р}} - T_{\text{обд.н}}) \cdot t, \text{ Дж} \quad (2.20)$$

де D – діаметр зовнішньої стінки циліндра гідравлічного амортизатора, мм;

L – довжина циліндра амортизатора, мм;

$T_{\text{ам.р}}$ – середня динамічна температура амортизаторної рідини, К;

$T_{\text{обд.н}}$ – середня динамічна температура потоку повітря, К.

Виходячи з виразу (2.14), розрахувати кількість теплоти, витраченої на нагрівання деталей гідравлічного амортизатора можна з використанням виразу (2.21):

$$Q_{\text{НАГ}} = c \cdot M \cdot (T_{\text{ам.р}} - T_{\text{обд.н}}) \text{ Дж} \quad (2.21)$$

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

M – маса амортизаторної рідини і деталей амортизатора, що беруть участь в теплообміні.

Проте існуючі моделі розрахунку параметрів гідравлічних амортизаторів не дозволяють визначити температуру амортизаторної рідини за усталеного режиму руху автомобіля. За умови спільного вирішення виразів (2.19), (2.20) і (2.21), отримаємо рівняння теплообміну гідравлічного амортизатора під час його роботи на усталеному режимі, яке дозволить визначити середньодинамічну температуру амортизаторної рідини:

$$T_{\text{ам.р}} = T_{\text{обд.н}} + \frac{(k_{\text{від}} + k_{\text{см}})v_{\text{нор}}}{2(\alpha \cdot F_{\text{ПОВ}} \cdot t + c \cdot V)}, \text{ К} \quad (2.22)$$

На підставі представленої моделі, описаної формулою (2.22), побудована теоретична залежність усталеної температури амортизаторної рідини від температури навколишнього середовища, що представлена на рисунку 2.3.

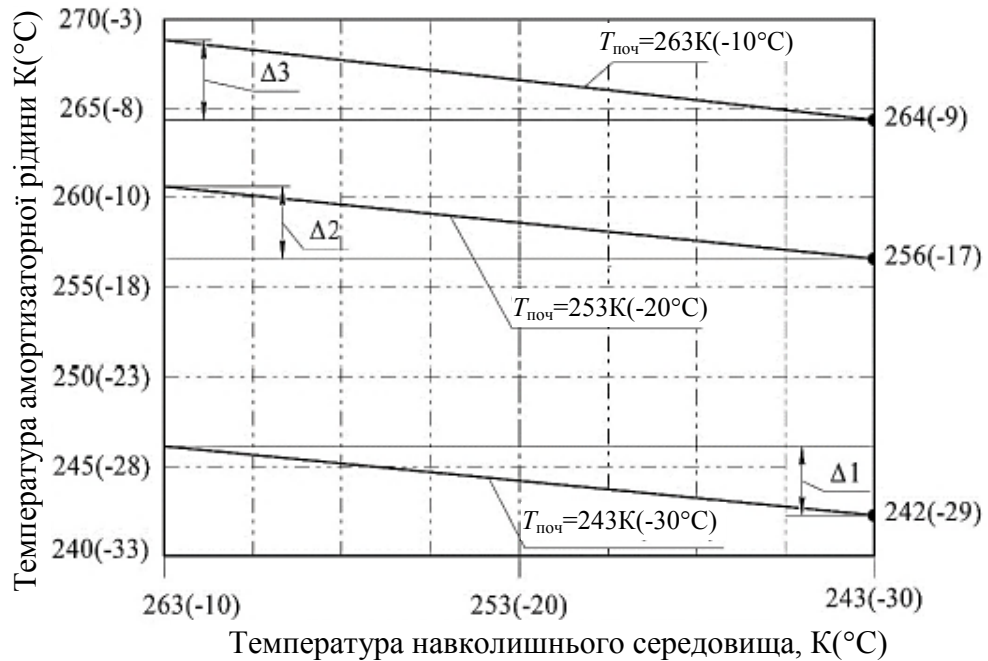


Рисунок 2.3 – Залежність усталеної температури амортизаторної рідини від температури навколишнього середовища

Зміна температури амортизаторної рідини відбувається несуттєво, при початкових температурах $T_{\text{поч}} = 243 \text{ K}$ ($-30 \text{ }^\circ\text{C}$) вона збільшується на 4 K, а при $T_{\text{поч}} = 253 \text{ K}$ ($-20 \text{ }^\circ\text{C}$) і $T_{\text{поч}} = 263 \text{ K}$ ($-10 \text{ }^\circ\text{C}$) всього на 5 K. Зі зниженням зовнішньої температури до 243 K ($-30 \text{ }^\circ\text{C}$) температура амортизаторної рідини знижується практично до початкових температур, що свідчить про значний теплообмін поверхонь амортизатора з навколишнім середовищем.

2.3 Модель функціонування гідравлічного амортизатора

Як описано раніше, порушення функціонування амортизаторів істотно впливає і на збільшення вібраційного навантаження всіх елементів автомобілів. Причиною цих явищ є дії сил, що виникають у випадку погіршення дем-

пфуючих властивостей основних елементів, а також некоректною їх роботою. Відомо, що гідравлічний амортизатор за 1 цикл роботи в нормальних умовах поглинає за рахунок дроселювання до 95% механічною енергії коливань. Проте в режимах роботи амортизаторів, що не відповідають їх нормальному функціонуванню, наприклад, за умови низьких температур експлуатації, можливе погіршення цих показників, що збільшує загальну вібронатаженість автомобіля.

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

Під час проведення аналізу методом кінцевих елементів і віртуального тестування CAD-моделі, а також прогнозування поведінки моделі амортизатора в умовах реальної експлуатації [16] побудована твердотільна модель амортизатора з використанням реальних геометричних розмірів і параметрів матеріалу, з якого він виготовлений, а також параметрів зовнішнього середовища (рисунок 2.4).

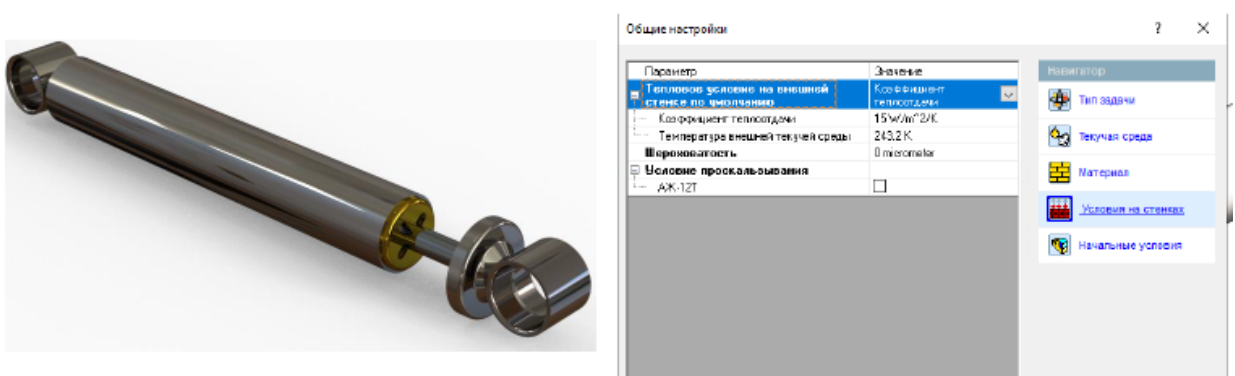


Рисунок 2.4 – Твердотільна модель гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля **КрАЗ**

Для розрахунку гідравлічних і теплообмінних процесів програмний комплекс використовує усереднене рівняння Нав'є-Стокса, доповнене частковими похідними. За вихідні були прийняті дані, отримані в результаті моделювання гідравлічних та теплових розрахунків, які були оброблені в ре-

зультаті програмного моделювання. Функціональна модель гідравлічного амортизатора представлена на рисунку 2.5.

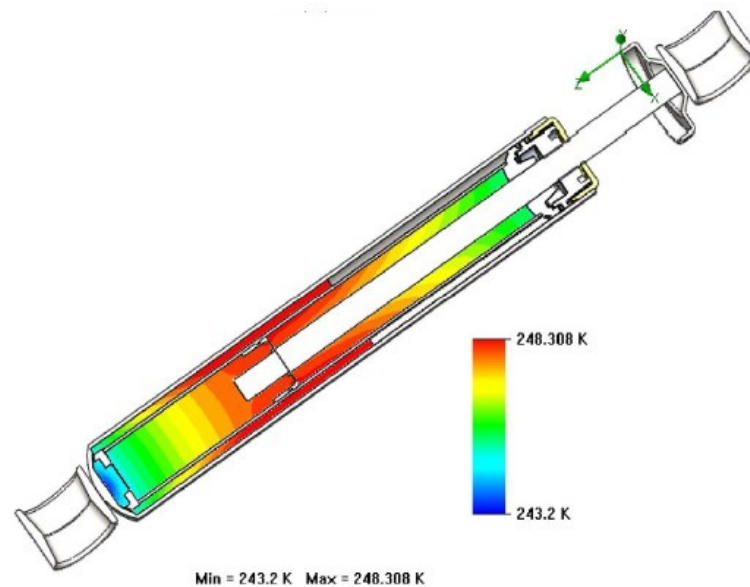


Рисунок 2.5 – Графічне зображення моделювання температури амортизатора

На рисунку 2.5 відображено профіль усталеної температури амортизатора. Нагрівання рідкого середовища відбувається нерівномірно і досягає граничних значень 248 K (-25 °C) від початкової температури 243 K (-30 °C). Більша частина енергії виділяється в клапанному блоці поршня і нерівномірно розподіляється по стінках у компенсаційній камері, при цьому температура частини рідини в нижній порожнині дорівнює температурі довкілля.

Однією з функціональних можливостей програмного забезпечення SOLIDWORKS Simulation є також можливість прогнозування поведінки моделі гідравлічного амортизатора в реальній експлуатації, а також аналізу значимості різних факторів. Результати аналізу моделювання процесу функціонування амортизатора представлені на рисунку 2.6. дозволяють встановити, що найбільш значущими факторами, що впливають на температуру амортизаторної рідини, є температура навколишнього середовища, швидкість і величина переміщення штока. На рисунку 2.6 показана залежність зміни усталеної температури амортизаторної рідини від величини і швидкості переміщення штока.

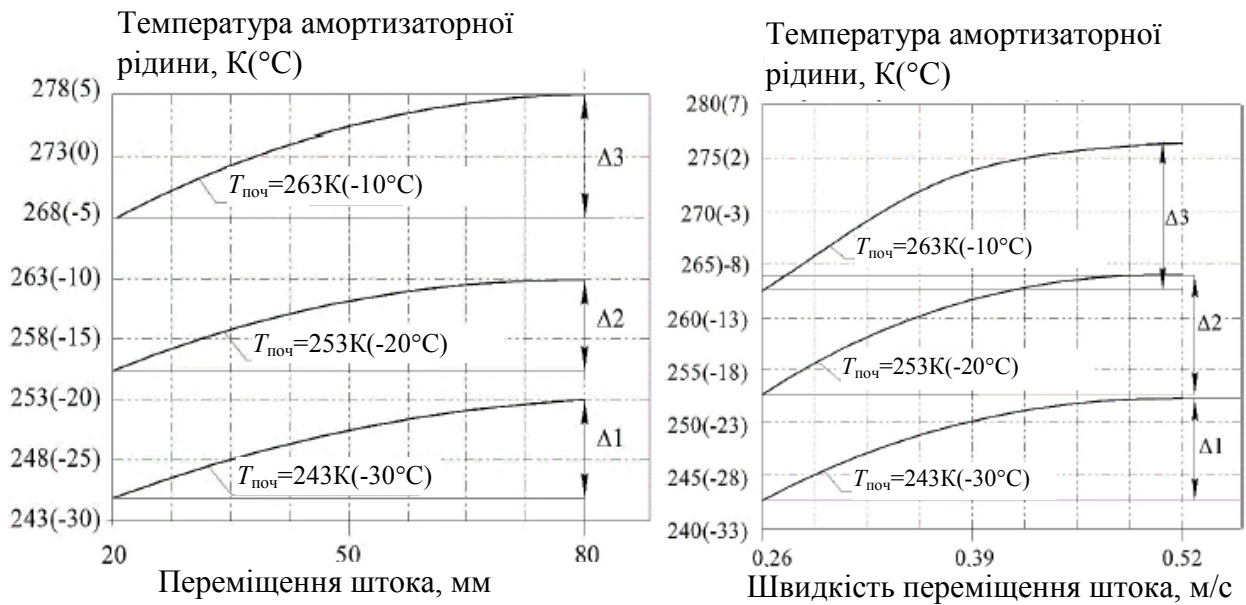


Рисунок 2.6 – Залежність усталеної температури амортизатора від величини та швидкості переміщення штока

Збільшення температури амортизаторної рідини відбувається суттєво в діапазоні від 20 до 80 мм, і також залежить від початкової температури амортизатора. При $T_{\text{поч}}$, що дорівнює 243 К (-30 °С) та 253 К (-20 °С), різниця температур склала 8 К, а при $T_{\text{поч}} = 263$ К (-10 °С) дорівнювала 10 К. При величинах ходу менше 20 і більше 80 мм різниця температур склала не більше 1 К і не більше 10 К, що свідчило про встановлення усталеної температури.

Одним з найбільш значимих факторів, що впливає на зміну температури амортизаторної рідини, є швидкість переміщення штока, динаміка зміни якого представлена рис. 2.6. Аналіз графіків дозволив встановити, що найбільший вплив на зміну температури рідини має швидкість переміщення штока в діапазоні від 0,26 до 0,52 м/с – 12 К, 13 К та 14 К відповідно при початкових температурах 243 К (-30 °С), 253 К (-20 °С) та 263 К (-10 °С).

2.4 Висновки до розділу

1. Розроблено математичну модель роботи гідравлічних амортизаторів, що дозволяє визначити значення сил опору на відбій та стиск залежно від тем-

ператури навколишньої рідини. Встановлено, що граничні значення сил опору досягають при 249 К (-24 °С) 4022 і 1226 Н на відбій та стиск відповідно.

2. Отримано теоретичне рівняння теплового балансу гідравлічного амортизатора в усталеному режимі. Зміна температури амортизаторної рідини відбувається в межах 4–5 К, а при зниженні зовнішньої температури до 243 К (-30 °С) значення складають 242 К (-29 °С), 256 К (-17 °С) і 264 К (-9 °С), що свідчить про значний теплообмін поверхонь амортизатора з довкіллям.

3. На основі отриманих залежностей проведений комбінований розрахунок твердотільної моделі гідравлічного амортизатора в пакеті програм SOLIDWORKS Simulation, а також встановлені основні фактори, що мають найбільший вплив на температуру амортизаторної рідини. Нагрів амортизаторної рідини при зміні швидкості переміщення штока склав від 12 до 14 К, а при зміні величини ходу штока - від 8 до 10 К.

3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОРТИЗАТОРІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

3.1 Експериментальні установки і обладнання

Для визначення значимості конкретних факторів на процес функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів в умовах низьких температур проводились лабораторні дослідження. Збір необхідних статистичних даних, а також оцінка впливу умов експлуатації, проводилися в результаті активних експериментів в умовах лабораторії кафедри автомобілів і тракторів Львівського НУП та «АТП-1». На базі самоскида-зерновоза КрАЗ-5401С2-500 було змонтоване експериментальне обладнання (рисунок 3.1) для проведення попередніх експлуатаційних випробувань. При цьому температура навколишнього середовища була підібрана виходячи з умов експлуатації автомобіля.



Рисунок 3.1 – Експериментальна установка на базі автомобіля КрАЗ-5401С2-500 із встановленими датчиками контролю температури амортизаторної рідини і температури навколишнього повітря

Установка змонтована на базі вантажного автомобіля КрАЗ-5401С2-500, містить в собі вимірювальний комплекс і персональний комп'ютер. Для

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



Рисунок 3.2 – Лабораторна установка для визначення експлуатаційних характеристик амортизаторів

Відповідно з особливостями, викладеними в розділі 1, проблема є актуальною здебільшого для елементів підвіски вантажних автомобілів українського та російського виробництва. Відповідно з аналізом складу парку вантажних автомобілів, автомобілі марки КрАЗ є доволі поширеними, у тому числі й у сільському господарстві. За фізичний об'єкт досліджень був обраний гідравлічний амортизатор типу П40.3.2905005.

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

На першому етапі на базі вантажного автомобіля **КрАЗ** було змонтоване вимірювальне обладнання, представлене на рисунку 3.3, для запису даних про поточні умови експлуатації, а також відстеження залежності зміни температури амортизаторної рідини.

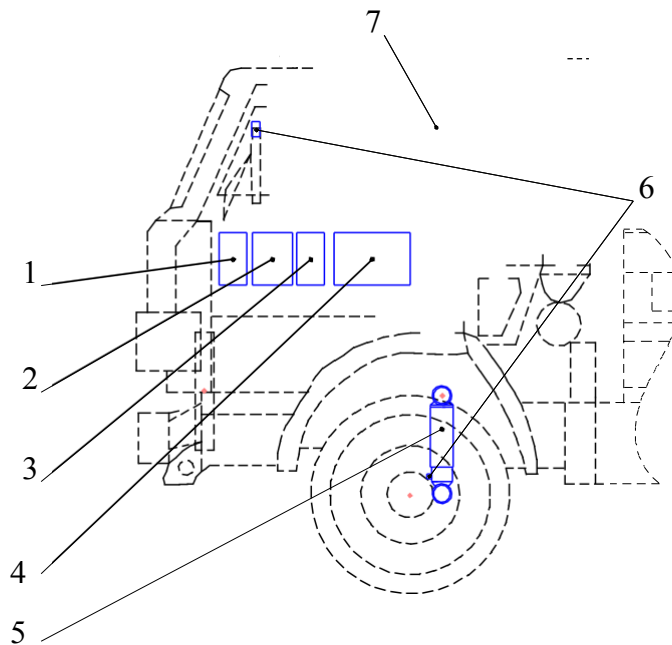


Рисунок 3.3 – Схема експериментальної установки

Установка змонтована на базі автомобіля 7 і містить в собі пристрій контролю температури 1, перетворювачі інтерфейсів різної модифікації 2 і 3, персональний комп'ютер 4 і термоперетворювачі 6, один з яких встановлений в корпусі амортизатора 5.

На рисунку 3.4 представлена схема лабораторного стенда з вимірювальним комплексом для визначення характеристик гідравлічних амортизаторів.

Дане вимірювальне обладнання включало в себе термоперетворювачі опору ДТС 034-50М і ДТС 044-50М (датчики температури) різних модифікацій, встановлені в корпусі гідравлічного амортизатора і на кабіні автомобіля для контролю температур амортизаторної рідини та навколишнього середовища. Термоперетворювачі призначені для безперервного вимірювання температури різних робочих середовищ (газу, рідини і тощо) і мають клас допуску В, тобто допустиме відхилення значень температури рівне $\pm 0,3$ °С, що задовольняє потребам вимірювання температури амортизаторної рідини та температури потоку повітря.

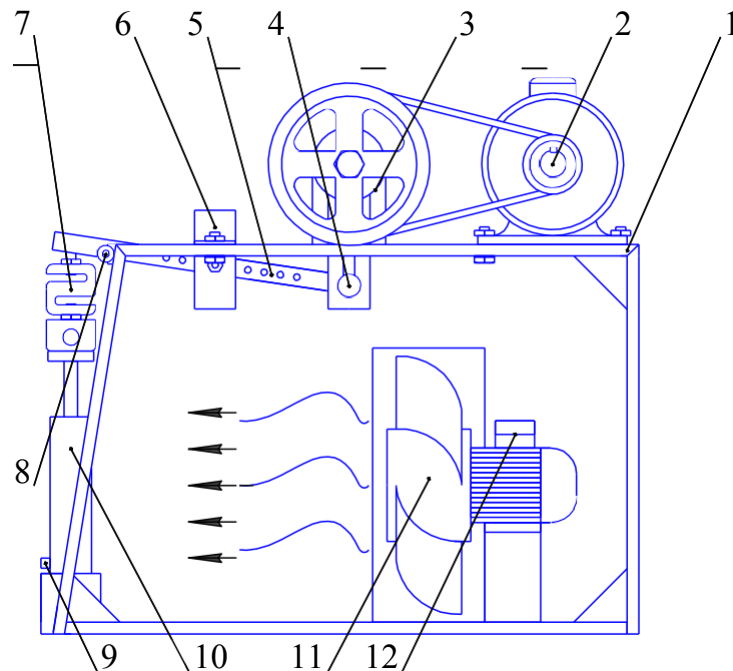


Рисунок 3.4 – Лабораторна установка для визначення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів

Лабораторна установка працює наступним чином: встановлений на рамі 1 електричний двигун 2 передає через пасову передачу обертання на кришипно-шатунний механізм 3. Під час руху шатуна 4 по напрямній рейці, він переміщує тягу 5, перетворюючи обертання вала електричного двигуна у 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 і стискання амортизатора встановлений датчик двостороннього дії тензометричного типу 7. У режимі функціонування амортизатора здійснюється відлік 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, що дозволяє регулювати швидкість в заданому діапазоні.

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

Для забезпечення обдуваючого потоку повітря, а також для зміни його швидкості був встановлений осьовий вентилятор В06-300. Швидкість повітряного потоку, створювана вентилятором, мала можливість змінюватися в діапазоні до 15 м/с. Зміна швидкості повітряного потоку в заданому діапазоні здійснювалася також векторним перетворювачем частоти ВЕСПЕР Е2-8300-005Н.

Для визначення залежності між значеннями поточного параметра на перетворювачі частоти і швидкістю потоку повітря, створюваного вентилятором В06-300, швидкість вітру визначали покроково анемометром марки DT-8894.

3.2 Методика стендових і експлуатаційних випробувань

3.2.1 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 КрАЗ-5401С2-500 були проведені експлуатаційні випробування у різних режимах. Умови руху були наступні: температура навколишнього середовища становила $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ відповідно; швидкість руху вибирали виходячи з швидкісного режиму в змішаному режимі руху, що становила 20, 40 та 60 км/год. Автомобіль рухався із зазначеною швидкістю без навантаження і в режимі номінальною навантаження, що складало не менше 5 т.

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

Порядок виконання роботи: 1. Запуск двигуна. 2. Увімкнення приладу. 3. Запуск програми «Owen process manager». 4. Початок руху автомобіля із встановленою швидкістю без навантаження, а також з номінальним навантаженням щонайменше 5 т. 5. Триразовий замір температури амортизаторної рідини і температури навколишнього середовища з внесенням значень в попередньо створений електронний документ у ПК.

3.2.2 Дослідження впливу вибраних факторів на параметри функціонування амортизаторів вантажного автомобіля за низьких температур експлуатації

В умовах лабораторії кафедри автомобілів і тракторів Львівського НУП проводились дослідження на лабораторній установці. На спеціально змонтованому стенді для визначення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів, представленою на рисунку 3.4, проводилися випробування гідравлічних амортизаторів на різних режимах.

Випробування проходили в діапазоні температур навколишнього повітря від 253 К (-20°C) до 263 К (-10°C) і швидкості потоку повітря, що обдуває амортизатор, до 15 м/с. Швидкість переміщення штока амортизатора змінювалася від 0,26 до 0,52 м/с, з кроком 0,13 м/с; значення переміщення штока в діапазоні від 20 до 80 мм з кроком 30 мм.

На розробленому стенді проводили випробування амортизаторів згідно розробленої методики з використанням обладнання для вимірювання сил опору на ходах відбою і стискання. Вимірювальне обладнання включає в себе ті ж прилади та перетворювачі для вимірювання температури амортизаторної

рідини та навколишнього середовища, а також кількості імпульсів. Для вимірювання сил опору на відбій та стиск використовували S-подібний тензOMETричний датчик К-16А двосторонньої дії. Для передачі сигналу від тензOMETричного датчика застосовувався модуль введення сигналів тензодатчиків MB110-1ТД спільно з перетворювачем інтерфейсу ОВЕН АС-4. Для здійснення зв'язку і безперервного запису значень використовували попередньо створену базу даних за допомогою тієї ж SCADA системи.

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

В аналогічних лабораторних умовах проводились дослідження з використанням лабораторної установки. Для забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів проводили заміну складу амортизаторної рідини шляхом поетапного додавання модифікатора у вигляді дизельного палива ДП-З від 5 до 25% від загального об'єму амортизаторної рідини з кроком 5% від загального об'єму 475 мл. Режим функціонування відповідав режиму випробувань, описаному в пункт 3.2.2.

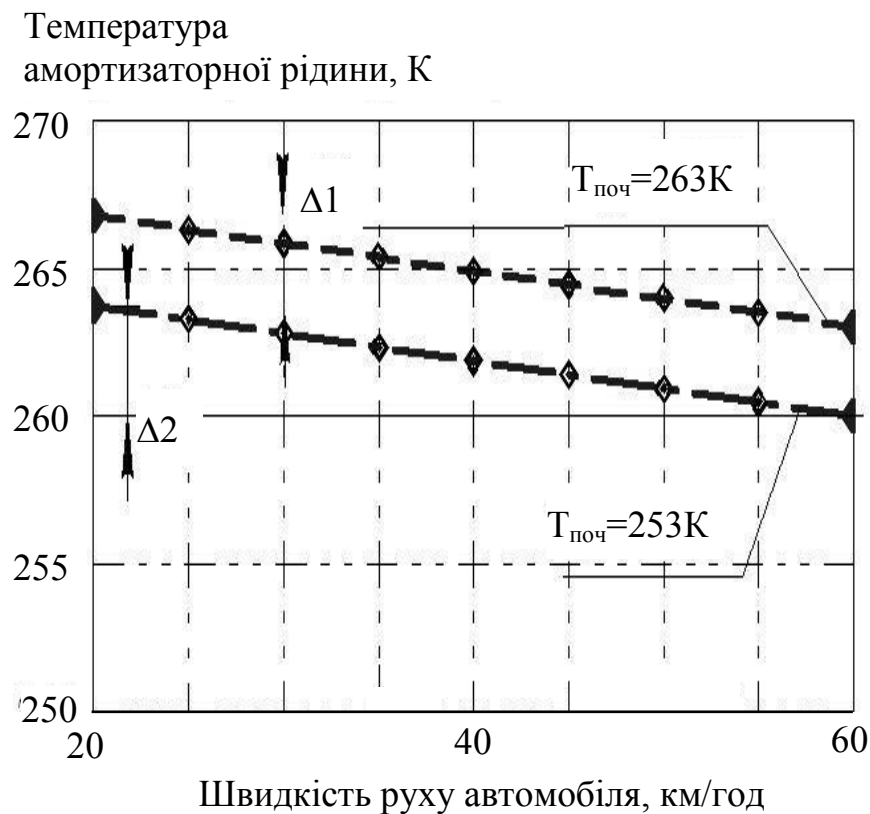
3.3 Висновок до розділу

Запропоноване обладнання у методики дозволять визначити основні експлуатаційні характеристики амортизаторів залежно від режимів роботи.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Дослідження усталеної температури гідравлічного амортизатора

На першому етапі метою досліджень було встановлення впливу різних навантажувальних і швидкісних режимів роботи, а також умов навколишнього середовища на зміну температури гідравлічних амортизаторів підвіски. Відповідно до методики, викладеної в розділі 3, для визначення усталеної температури амортизаторів підвіски на базі вантажного автомобіля КрАЗ-5401С2-500 було змонтовано вимірювальне обладнання та були проведені експериментальні дослідження у режимі реальної експлуатації. Результати проведених випробувань представлені на рисунку 4.1.



$T_{\text{поч}} = 263 \text{ К}$ ($-10 \text{ }^\circ\text{C}$), $\Delta 1 = 4 \text{ К}$; $T_{\text{поч}} = 253 \text{ К}$ ($-20 \text{ }^\circ\text{C}$), $\Delta 2 = 5 \text{ К}$

Рисунок 4.1 – Залежність усталеної температури амортизаторної рідини від швидкості руху автомобіля

У процесі досліджень функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів залежно від температури навколишнього середовища встановлено, що процес функціонування амортизаторів за низьких температур супроводжується незначним **охолодженням** амортизаторної рідини від 1 до 4 К. Це пов'язано з тривалим впливом обдуваючого потоку повітря на зовнішні поверхні амортизатора, а також низькою ефективністю його функціонування, що призводило до значних втрат теплоти в навколишнє середовище. Збільшення швидкості руху вантажного автомобіля з 20 до 60 км/год супроводжувалося зниженням усталеної температури амортизаторної рідини.

За швидкості руху автомобіля до 20 км/год та температурі навколишнього середовища 253 К (-20° С) нагріву амортизаторної рідини не відбувалося в зв'язку з низькою ефективністю переміщення підвіски елементів.

Встановлено, що досягнення усталеної температури рівномірне у всьому діапазоні низьких температур. Визначено, що в представленому діапазоні температур навколишнього середовища величина **охолодження** (ΔT) амортизаторів не перевищила 4 К. Характер зміни температури амортизаторної рідини має нелінійну залежність. У результаті експлуатаційних випробувань також встановлений час стабілізації температури, що становить більше 35 хв в описаному діапазоні температур навколишнього повітря.

На підставі отриманих результатів можна зробити наступний висновок: під час експлуатації вантажних автомобілів, оснащених гідравлічними амортизаторами, існує проблема, пов'язана з порушенням теплового режиму гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів в досліджуваному діапазоні низьких температур. Як описано раніше в розділах 1 і 2, зміна теплового режиму гідравлічного амортизатора впливає на збільшення в'язкості робочої рідини. Отже, використання вантажних автомобілів в умовах тривалого впливу низької температури у різних дорожніх та швидкісних режимах руху збільшує теплообмін з навколишнього середовищем і поверхнями амортизаторів. Збільшення значень в'язкості амортизаторної рідини погіршує функціонування амортизаторів, що іноді призводить до часткового або повного бло-

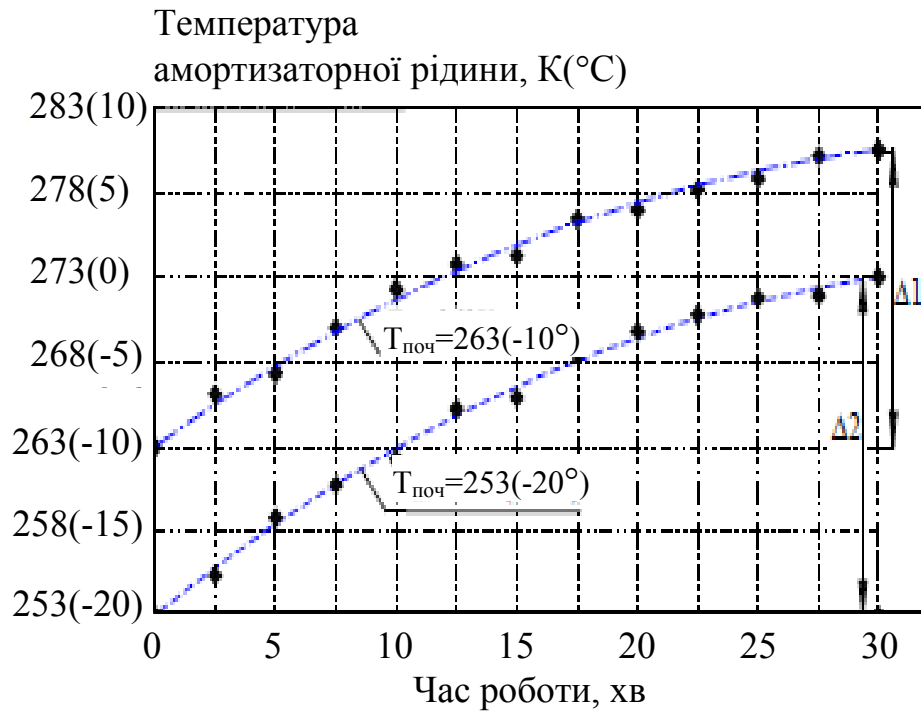
кування переміщення робочих елементів амортизаторів та елементів підвіски.

4.2 Результати стендових випробувань гідравлічних амортизаторів в умовах низьких температур

Для підтвердження теоретичних передумов, викладених у розділі 2, а також під час встановлення основних факторів, що впливають на параметри функціонування гідравлічних амортизаторів, були проведені стендові випробування.

Для визначення часу досягнення усталеної температури амортизаторної рідини режим випробувань був наступний: за постійної швидкості переміщення штока 0,52 м/с, величині переміщення штока амортизатора 80 мм і швидкості обдуваючого потоку повітря 5 м/с амортизатор функціонував в безперервному режимі. Результати випробувань, представлені на графіку залежності усталеної температури амортизаторної рідини від часу роботи амортизатора, свідчать про те, що температура амортизаторної рідини досягала позначки 280 К (крива 1) при початковій температурі навколишнього повітря $T_{\text{поч}} = 263$ К лише через 30 хв роботи на величину $\Delta 1$. Для температур експлуатації 253 К (крива 2) діапазон зміни температури аналогічний кривій 1 і склав близько 0,6 К за хвилину, що свідчить про зниження ефективної роботи гідравлічних амортизаторів. Після досягнення 30 хв підвищення температури амортизаторної рідини припинялося, що було моментом виходу агрегату на стабільний тепловий режим. Порівняння значень $\Delta 1$, $\Delta 2$ дозволило встановити, що найбільш інтенсивний ріст температури амортизаторної рідини можливий за температур експлуатації не нижче 253 К (-20 °С).

Одним з найбільш значущих факторів, що визначає ефективність роботи гідравлічних амортизаторів є швидкість переміщення штока. Для дослідження впливу зміни швидкості переміщення штока на температуру амортизаторної рідини проведена серія експериментів, результати яких представлені на рисунку 4.3.

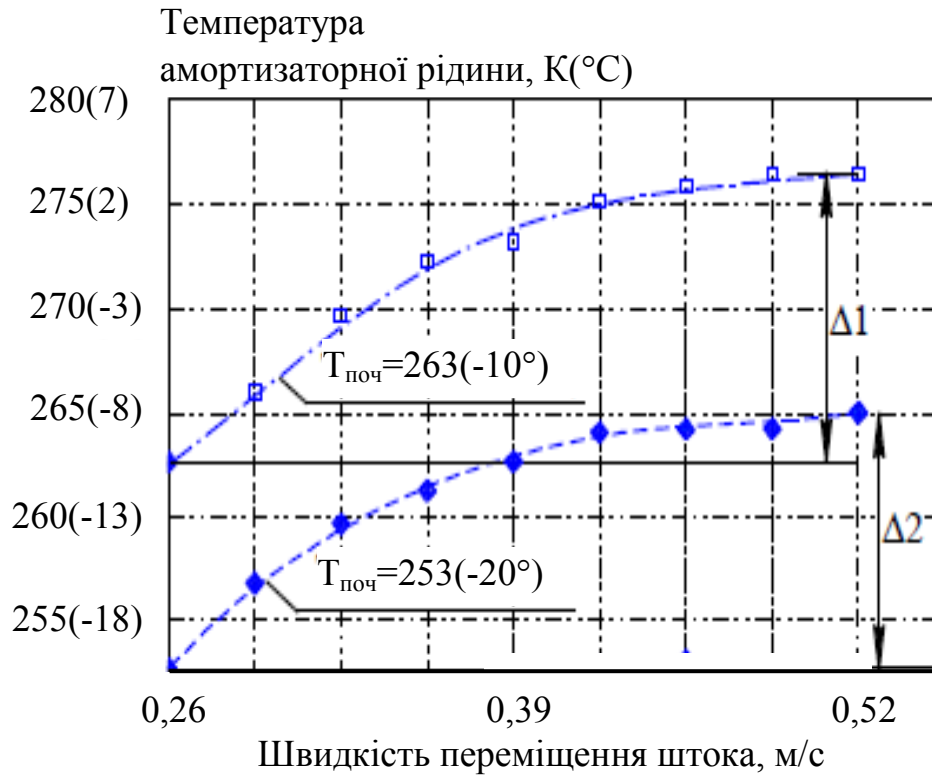


$$T_{\text{поч}} = 263 \text{ K}(-10^\circ \text{C}), \Delta 1 = 18 \text{ K}; T_{\text{поч}} = 253 \text{ K}(-20^\circ \text{C}), \Delta 2 = 19 \text{ K}$$

Рисунок 4.2 – Залежність усталеної температури амортизаторної рідини від часу роботи амортизатора

У результаті експериментів встановлено, що у випадку збільшення швидкості переміщення штока відбувається найінтенсивніше зростання температури амортизаторної рідини, проте, крайнім значенням є швидкість 0,52 м/с.

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



$T_{\text{поч}} = 263 \text{ K } (-10 \text{ } ^\circ\text{C})$, $\Delta 1 = 15 \text{ K}$; $T_{\text{поч}} = 253 \text{ K } (-20 \text{ } ^\circ\text{C})$ $\Delta 2 = 14 \text{ K}$

Рисунок 4.3 – Залежність усталеної температури амортизаторної рідини від швидкості переміщення штока

Було встановлено також, що максимальна різниця між початковою температурою, рівною температурі навколишнього середовища, і температурою амортизаторної рідини, досягнутої в результаті функціонування амортизатора при зміні швидкості переміщення штока в діапазоні від 0,39 до 0,52 м/с склала 278 K (15 °C).

Для визначення залежності зміни температури амортизаторної рідини від величини переміщення штока проведені стендові випробування, із зміною величини в діапазоні від 80 до 20 мм з кроком 30 мм.

На рисунку 4.4 зображена залежність зміни усталеної температури амортизаторної рідини від величини переміщення штока. Як показано на рисунку 4.4, криві 1 та 2 описують нелінійну зміну температури амортизаторної рідини. При величині ходу штока 20 мм та початковій температурі $T_{\text{поч}} = 253 \text{ K } (-20 \text{ } ^\circ\text{C})$ різниця температур склала 2,5 K. Зміна величини ходу штока до 50

мм супроводжувалася більш інтенсивним нагріванням амортизаторної рідини, що становила в середньому до 8 К. При величині ходу штока 80 мм нагрівання досягало значень 263 К.

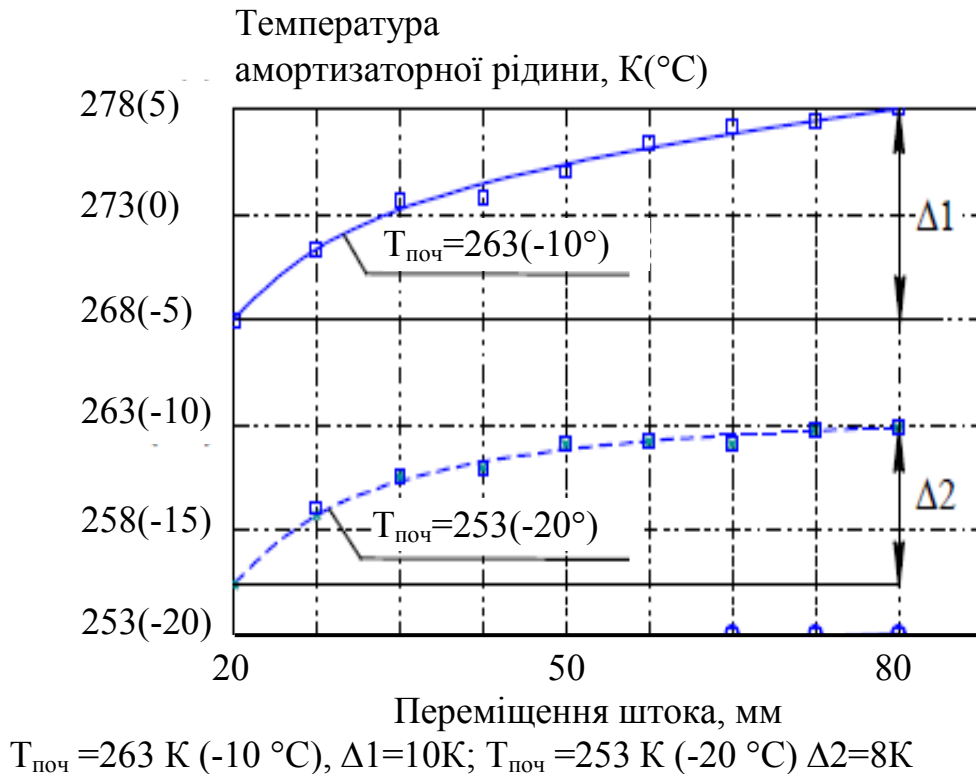


Рисунок 4.4 – Залежність температури амортизаторної рідини від переміщення штока

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.

4.3 Експериментальна перевірка способу забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів

На підставі наведених висновків і проведених випробувань, представлених в розділі 4.2, вдалося встановити, що із зниженням температури амортизаторної рідини відбувається збільшення сил опору під час функціонування амортизатора через збільшення в'язкості амортизаторної рідини. Встанов-

лено також, що існує функціональна залежність між силами опору амортизаторів і в'язкісно-температурними характеристиками робочої рідини. Отже, забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів можливе шляхом забезпечення в'язкості амортизаторної рідини. На підставі вищевикладеного метою даного етапу було розробка методу забезпечення функціонування амортизаторів вантажних автомобілів на основі 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 ДП-З-К5 для заданого діапазону температури навколишнього середовища. Як встановлено раніше, під час тривалої (більше 30 хв) експлуатації амортизаторна рідина нагрівається не більше, ніж на 4 К при температурі експлуатації нижче $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, що є недостатнім для забезпечення функціонування амортизаторів під час саморозігріву, що в подальшому впливає на збільшення опору переміщення рухомих елементів підвіски.

Для обґрунтування складу модифікованої рідини було розроблена методика на основі описаних раніше передумов. На першому етапі для виявлення необхідного співвідношення амортизаторної рідини та дизельного палива під час використання штатного гідравлічного амортизатора моделі П40.32905005 в амортизаторну рідину АЖ-12Т додавали дизельне паливо ДП-З-К5 від 5% і більше від загального об'єму робочої рідини 475 мл. Для визначення найбільш відповідного складу використовували описану раніше лабораторну установку. Випробування проводили при температурі навколишнього середовища, рівній 249 К ($-24\text{ }^{\circ}\text{C}$).

У результаті випробувань отримана залежність зміни сил опору гідравлічного амортизатора для різного вмісту дизельного палива в загальному об'ємі амортизаторної рідини, яка зображена на рисунку 4.5.

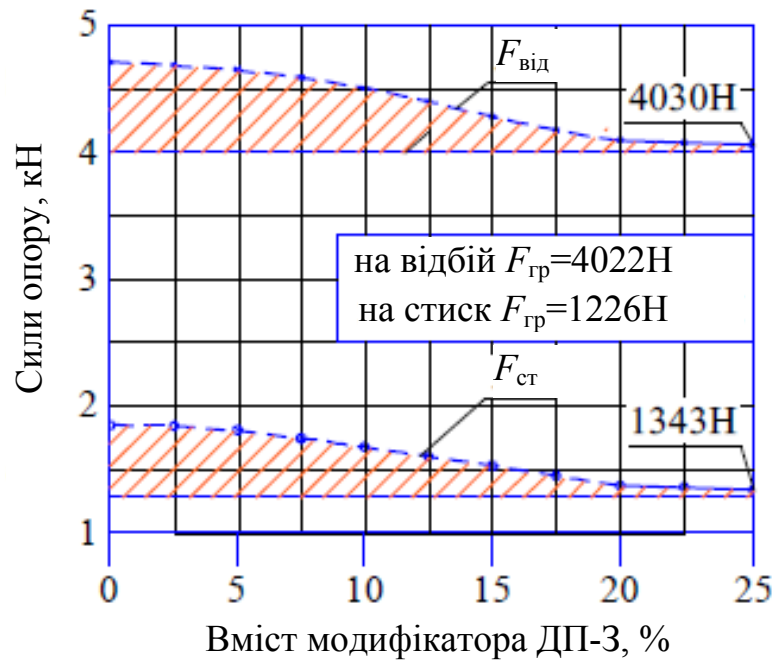


Рисунок 4.5 – Залежності зміни сил опору на відбій ($F_{від}$) та стиск ($F_{ст}$) гідравлічних амортизаторів із вмістом модифікатора ДП-3 у загальному об'ємі амортизаторної рідини для температури експлуатації 249К (-24 °С)

Аналізуючи дані залежності зміни сил опору на відбій ($F_{від}$) і стиск ($F_{ст}$) встановлено, що у випадку додавання дизельного палива в діапазоні від 5 до 20% дозволило знизити значення сил опору, проте їх значення перевищували максимально встановлені технічною документацією значення на відбій 4022 Н та стиск 1226 Н (заштрихована область). Зі збільшенням вмісту дизельного палива до 25% значення сил опору на відбій і стиск зменшились практично до граничних допустимих значень і склали 4030 та 1343 Н відповідно. На рисунку 4.6 представлені залежності зміни значень сил опору амортизатора з робочими рідинами АЖ-12Т і модифікованою з вмістом 25% дизельного палива ДП-3.

Як вказано на рисунках 4.6 і 4.8, у вибраному діапазоні низьких температур експлуатації до 249 К (-24 °С) додавання дизельного палива 25% від загального об'єму робочої рідини забезпечує функціонування амортизаторів відповідно з параметрами, встановленими технічною документацією.

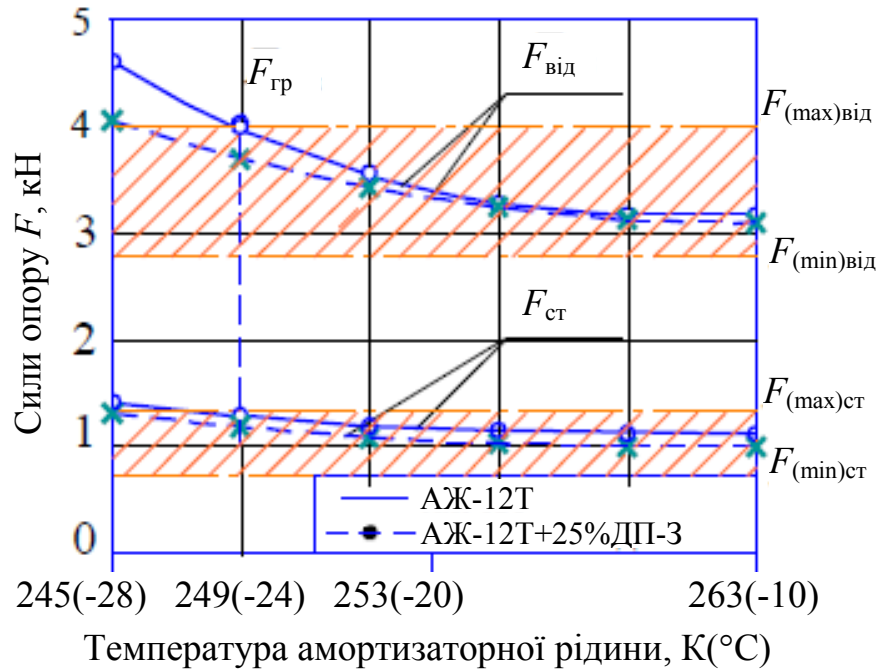


Рисунок 4.6 – Залежність зміни сил опору на відбій ($F_{відб}$) та стиск ($F_{ст}$) у випадку використання амортизаторної рідини АЖ-12Т і модифікованої за низьких температур експлуатації

Отже, оптимальним співвідношенням дизельного палива і амортизаторної рідини під час експлуатації вантажних автомобілів за низьких температур експлуатації можна вважати пропорцію 25% дизельного палива ДП-3 і 75 % амортизаторної рідини АЖ-12Т від загального об'єму.

Дослідження впливу модифікованої рідини з вмістом дизельного палива 25% порівняно 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 конструкторській документації. Також в режимі функціонування у гідравлічних амортизаторів були відсутні провали.

4.4 Висновки до розділу

1. Під час дослідження теплового режиму функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів залежно від низьких температур на-

вколишнього середовища встановлено, що під час руху зі швидкістю від 20 до 60 км/год різниця температур не перевищувала 4 К.

2. Під час дослідження впливу зміни швидкості переміщення штока встановлено, що найбільша різниця температур досягалася за швидкості 0,52 м/с. При початкових температурах $T_{\text{поч}} = 253 \text{ К}$ та $T_{\text{поч}} = 263 \text{ К}$ різниця температур становила 14 та 15 К відповідно.

3. У результаті досліджень зміни ходу штока амортизатора в діапазоні від 20 до 80 мм встановлене незначне (від 2,5К до 8К) збільшення температури амортизаторної рідини за початкових температур 253 та 263 К відповідно.

4. Під час дослідження впливу температури навколишнього середовища на сили опору амортизаторів вантажних автомобілів виявлено, що при 249 К (- 24°C) вони перевищують значення сил, встановлених заводом виробником $F_{\text{відб}} = 4022 \text{ Н}$ і $F_{\text{ст}} = 1226 \text{ Н}$.

5. Розроблено і експериментально досліджено спосіб, що дозволяє забезпечити функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів, що використовуються у сільському господарстві, за рахунок застосування модифікованої амортизаторної рідини у виробничих умовах. Встановлено, що використання модифікованої рідини з вмістом дизельного палива ДП-3 до 25% від загального об'єму дозволяє зменшити значення сил опору на відбій і стиск до допустимих значень, що склали 4030 і 1343 Н відповідно. Описана рідина в пропорції 25% дизельного палива ДТ-3-К5 та 75 % амортизаторної рідини АЖ-12Т від загального об'єму 475 мл дозволяє забезпечувати функціонування гідравлічних амортизаторів з допустимими відхиленнями від еталонних значень сил опору до 4% при ресурсних стендових випробуваннях.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Аналіз безпечності дослідження оцінки технічного стану гідравлічного амортизатора підвіски під час експлуатації вантажного автомобіля

Провівши аналіз умов праці під час проведення досліджень, вдалося встановити причини і закономірності виникнення небезпечних ситуацій чи травматизму. На основі отриманої інформації розробляються заходи та засоби стосовно профілактики аварійних ситуацій і виробничого травматизму.

Під час аналізу виробничого травматизму застосовуються наступні основні методи: статистичний, топографічний, економічний, метод анкетування, метод експертних оцінок.

На підставі одержаних даних встановлюється динаміка виробничого травматизму, професійної та загальної захворюваності за звітний період, яка дозволяє оцінити стан охорони праці на виробництві.

Під час дослідження роботи гідравлічного амортизатора підвіски автомобіля відбуваються процеси пов'язані із дією сил, що діють на відбій і стискання амортизатора, а також частково його нагрівом.

Головні небезпеки, що можуть виникнути під час роботи умовно розділяють на три види: механічні, теплові та електричні. До механічних небезпек відносяться ті, які можуть створюватись обертовими та іншими рухомими частинами вентилятора лабораторної установки та його приводу від електродвигуна. Теплові зумовлені нагрівом робочої рідини амортизатора під час роботи автомобіля в екстремальних умовах. До електричних відноситься ураження працівника електричним струмом під час використання електродвигуна приводу гідравлічного амортизатора. У випадку розриву привідного паса можливе пошкодження кінцівок і м'яких тканин.

Своєчасне визначення можливого виникнення небезпечної ситуації та побудова моделі виникнення травмонебезпечної ситуації дають можливість попередити нещасний випадок та зберегти життя і здоров'я робітника [18].

5.2 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій та травм під час проведення досліджень гідравлічного амортизатора автомобіля

Наведемо методику побудови логічно-імітаційної моделі досліджень гідропідсилювача. Метод логічного моделювання потенційних аварій, травм відкриває можливість розробити досконалу систему управління безпекою на робочому місці, яка базується на оперативному пошуку виробничих небезпек, їх глибокому логічному (при необхідності і математичному) аналізі й терміновому прийнятті заходів для усунення потенційних небезпек ще до виникнення травмонебезпечних ситуацій [9].

Процес пошуку потенційних небезпек ґрунтується точному і ефективному проведенні існуючого оперативного контролю, який також повинен бути відповідно проведений. Слід мати на увазі, що кожна випадкова подія, до якої входять базові події, може формуватися й виникати при входженні у неї двох і більше базових подій відповідних операторів.

Побудована і перевірена модель підлягає математичному опрацюванню для визначення ймовірності кожної випадкової події, що увійшла до моделі, починаючи з базових і закінчуючи головною.

За даними виробництва визначаємо ймовірність базових подій. Наприклад, базова подія "стан контролю з охорони праці". Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки у відсотках від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об'єкті. Якщо буде встановлено, що такий рівень контролю становить 50% або 20%, то ймовірність відповідно порівнює 0,5 і 0,2. При відсутності контролю ймовірність не здійснення контролю становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то відповідно ймовірність дорівнює 0.

Після обчислення ймовірності всіх подій, розміщених у ромбах (рисунок 5.1), і базових подій, починаючи з лівої нижньої гілки "дерева", позначаємо номерами всі випадкові події, що увійшли до моделі.

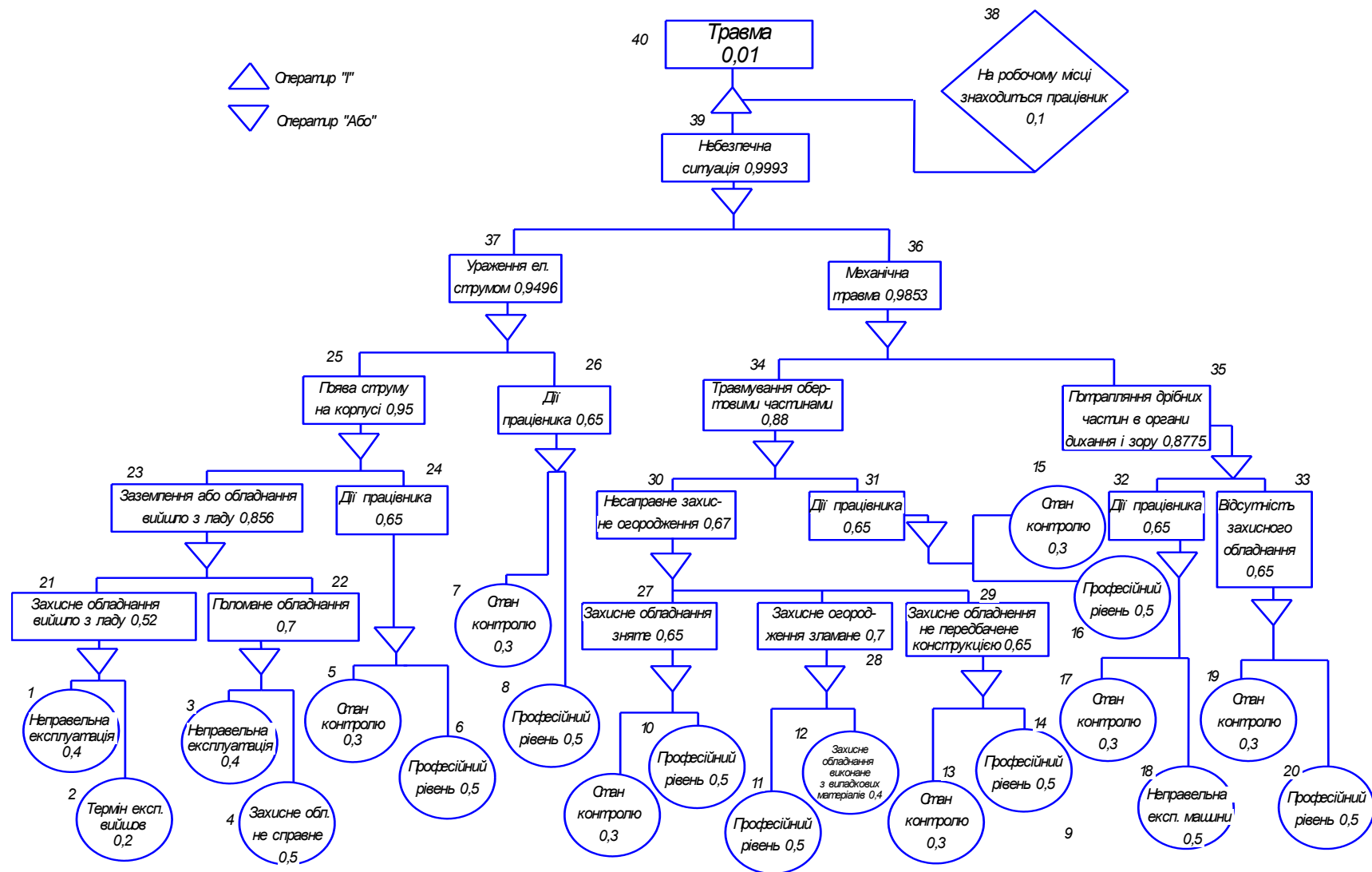


Рисунок 5.1 – Логіко-імітаційна модель виникнення травми під час дослідження амортизатора

Методикою оцінки рівня небезпеки робочих місць, машин, дослідних процесів та окремих виробництв передбачено пошук об'єктивного критерію (показника) рівня небезпеки для конкретного об'єкта. Таким показником служить ймовірність виникнення аварії, травми залежно від досліджуваного явища.

Головну випадкову подію (конкретна аварія, травма), модель якої нам необхідно побудувати, вибирають виходячи з оцінки відповідного об'єкта, виробництва чи окремої одиниці обладнання і змісту його найбільш небезпечного явища, яке за певних умов виробництва може виникнути.

Після визначення відповідних аварійних, травмонебезпечних ситуацій та їх кількості, визначають інші події, що входять до кожної такої ситуації, логічним аналізом із застосуванням операторів «І», «АБО» та інших. Процес побудови моделі триває поки не будуть знайдені усі події, що визначають межу моделі її виконують за допомогою математичних обчислень.

Під час дослідження гідро підсилювача рульового керування, ймовірність виникнення вихідної події P_{40} (у нашому випадку – травмування дослідника) визначаємо з наступних математичних виразів:

Ймовірність події P_{21} визначаємо наступним чином:

$$P_{21} = P_1 + P_2 - P_1 \cdot P_2 = 0,4 + 0,2 - 0,4 \cdot 0,2 = 0,5$$

Ймовірність події P_{22} :

$$P_{22} = P_3 + P_4 - P_3 \cdot P_4 = 0,4 + 0,5 - 0,4 \cdot 0,5 = 0,7$$

Ймовірність події P_{24} :

$$P_{24} = P_5 + P_6 - P_5 \cdot P_6 = 0,3 + 0,5 - 0,3 \cdot 0,5 = 0,65$$

Ймовірність події P_{26} :

$$P_{26} = P_7 + P_8 - P_7 \cdot P_8 = 0,3 + 0,5 - 0,3 \cdot 0,5 = 0,65$$

Ймовірність події P_{23} :

$$P_{23} = P_{21} + P_{22} - P_{21} \cdot P_{22} = 0,52 + 0,7 - 0,52 \cdot 0,7 = 0,85$$

Ймовірність події P_{25} :

$$P_{25} = P_{23} + P_{24} - P_{23} \cdot P_{24} = 0,856 + 0,65 - 0,856 \cdot 0,65 = 0,95$$

Ймовірність події P_{27} :

$$P_{27}=P_9+P_{10}-P_9 \cdot P_{10} = 0,3+0,5-0,3 \cdot 0,5=0,65$$

Ймовірність події P_{28} :

$$P_{28}=P_{11}+P_{12}-P_{11} \cdot P_{12} = 0,4+0,5-0,4 \cdot 0,5=0,7$$

Ймовірність події P_{29} :

$$P_{29}=P_{13}+P_{14}-P_{13} \cdot P_{14} = 0,5+0,3-0,5 \cdot 0,3=0,65$$

Ймовірність події P_{30} :

$$P_{30}=P_{27}+P_{28}+P_{29}-P_{27} \cdot P_{28}-P_{27} \cdot P_{29}-P_{28} \cdot P_{29} = 0,65+0,7+0,65-0,65 \cdot 0,7-0,65 \cdot 0,65 - 0,7 \cdot 0,65 = 0,67$$

Ймовірність події P_{31} :

$$P_{31}=P_{15}+P_{16}-P_{15} \cdot P_{16} = 0,3+0,5-0,3 \cdot 0,5=0,65$$

Ймовірність події P_{34} :

$$P_{34}=P_{30}+P_{31}-P_{30} \cdot P_{31} = 0,67+0,65-0,67 \cdot 0,65=0,88$$

Ймовірність події P_{32} :

$$P_{32}=P_{17}+P_{18}-P_{17} \cdot P_{18} = 0,5+0,3-0,3 \cdot 0,5=0,65$$

Ймовірність події P_{33} :

$$P_{33}=P_{19}+P_{20}-P_{19} \cdot P_{20} = 0,5+0,3-0,5 \cdot 0,3=0,65$$

Ймовірність події P_{35} :

$$P_{35}=P_{32}+P_{33}-P_{32} \cdot P_{33} = 0,65+0,65-0,65 \cdot 0,65=0,87$$

Ймовірність події P_{36} :

$$P_{36}=P_{34}+P_{35}-P_{34} \cdot P_{35} = 0,8775+0,88-0,8775 \cdot 0,88=0,98$$

Ймовірність події P_{39} :

$$P_{39}=P_{36}+P_{37}-P_{36} \cdot P_{37} = 0,9496+0,9853-0,9496 \cdot 0,9853=0,99$$

Ймовірність подій P_{40} визначаємо як добуток кінцевих подій P_{38} та P_{39} , оскільки можливі дві з них:

$$P_{40}=P_{38} \cdot P_{39}=0,999 \cdot 0,1 = 0,0999$$

Таким чином, на робочому місці під час дослідження роботи гідравлічного амортизатора, при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях, можна очікувати 0,01 травми.

Якщо зазначені недоліки усунути: підвищити професійний рівень працюючих, підвищити контроль та використовувати обладнання за всіма вимогами техніки безпеки, то можна побачити на моделі шляхом повторного розрахунку, що рівень небезпеки буде наближатися до 0, а рівень безпеки до 1.

5.3 Причина виникнення та особливості розвитку надзвичайних ситуацій

Причинами, які викликають надзвичайні ситуації, вважають аварії, катастрофи, стихійні лиха, а також епідемії, терористичні акти, збройні конфлікти.

Аварія – це пошкодження, вихід з ладу будь-якого механізму, технологічної лінії, руйнування будинків, мостів, транспортних магістралей та вихід з ладу виробництва. За розмірами та завданою шкодою розрізняють легкі, середні, важкі та особливо важкі аварії.

Бувають випадки, коли виділені під час аварії енергія і речовина змінюють середовище існування настільки, що воно стає на деякий час непридатним для існування.

Аварії поділяються на дві категорії:

- до I-ї категорії належать аварії, внаслідок яких загинуло 5 або травмовано 10 чи більше осіб; стався викид отруйних, радіоактивних та інших небезпечних речовин за санітарно-захисну зону підприємства; збільшилась концентрація забруднюючих речовин у довкіллі більш як у 10 р. і зруйновано будівлі, споруди чи основні конструкції об'єкта, що створило загрозу для життя і здоров'я працівників підприємства чи населення.

- до II-ї категорії належать аварії, внаслідок яких загинуло 5 або травмовано 4 до 10 осіб; зруйновано будівлі, споруди чи основні конструкції

об'єкта, що створило загрозу для життя і здоров'я працівників цеху, ділянки (враховуються цех, ділянка з чисельністю працівників 100 осіб і більше).

Катастрофа – це раптове лихо або велика подія, яка спричиняє важні наслідки для всього живого, змінюючи умови середовища існування.

У залежності від масштабності та тривалості впливу на довкілля катастрофи поділяють на локальні, регіональні (національні) та глобальні.

Глобальні катастрофи охоплюють цілі континенти, від них залежить існування всієї біосфери. Під їх впливом змінюються кліматичні умови, склад атмосфери та солоність морів. Такі зміни в історії Землі вже відбувались і нема впевненості, що подібні катастрофи не відбудуться в майбутньому.

Ми є свідками танення льодовиків північного полюса. Якщо так буде продовжуватися, то рівень води за прогнозами вчених підніметься до кінця століття настільки, що велика частина суші опиниться під водою.

Стихійні лиха – природні явища, які носять надзвичайний характер і призводять до порушення нормальної діяльності населення, загибелі людей, знищення матеріальних цінностей.

Сьогоднішня ситуація в Україні щодо небезпечних природних явищ, аварій і катастроф характеризується як дуже складна.

Прикладами стихійних лих є бурі та урагани (метеорологічні), повені, зсуви, снігові обвали, осипи(топологічні), землетруси, виверження вулканів (телуричні).

Так, за даними Міжнародного Червоного Хреста, стихійні лиха за 100 останніх років забрали життя більше як 11 млн. людей в т. ч. від повеней – 9, від ураганів – 1, землетрусів – 1 [7]. В наш час спостерігається тенденція росту чисельності потерпілих від стихійних лих через збільшення чисельності населення Землі і заселення раніше нежилих районів. На превеликий жаль, людство не може протистояти розбурханій силі природи; на сьогоднішній день воно в більшості випадків змушене виконувати лише пасивну роль, про-

водячи лише комплекс робіт з ліквідації її наслідків.(повені в Чехії, Німеччині, Закарпатті)

Епідемії як надзвичайні ситуації – це тимчасове поширення якогось інфекційного захворювання на значній території, що значно перевищує звичайний рівень захворюваності, який реєструється на цій території. Прикладом може слугувати епідемія Covid-19, яка забрала мільйони людських життів.

Тероризм, терористичні акти – це політика залякування, пригнічення супротивника силовими методами (терористична атака ХАМАС зі сторони сектору Газа на Ізраїль, що переросла у збройний конфлікт).

Збройні конфлікти – це зіткнення протилежних інтересів, поглядів, гостра суперечка, збройна боротьба ворогуючих сторін за сфери впливу, території (боротьба України за свою незалежність, територіальну цілісність із загарбником в особі російської федерації).

5.4 Висновки до розділу

Аналізуючи технології діагностування гідравлічних амортизаторів підвіски вантажного автомобіля можна стверджувати, що найбільш безпечною є технологія, де:

- використовується нова техніка, яка є більш надійною;
- технологія передбачає застосування найменшої кількості ручних робіт, що значно зменшує ймовірність виникнення аварій, травм та небезпечних ситуацій під час виконання певних операцій;
- технологія ґрунтується на зменшенні кількості операцій, що підвищує надійність технології в цілому.

6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

6.1 Методика визначення економічних показників удосконаленого автомобіля

Зведені затрати Π на одиницю напрацювання визначаються:

$$\Pi = I + K \cdot E, \quad (6.1)$$

де I, K – прямі експлуатаційні затрати і капітальні вкладення на одиницю напрацювання, грн./т·км;

E – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Прямі експлуатаційні затрати дорівнюють:

$$I = Z + \Gamma + P + A + Z_3, \quad (5.2)$$

де у праву частину рівняння входять затрати (грн./т·км) відповідно на:

Z – оплату праці обслуговуючого персоналу;

Γ – паливно-мастильні матеріали;

P – технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт;

A – реновацію;

Z_3 – зберігання.

Затрати на оплату праці (грн./т·км) водія становлять:

$$Z = \frac{L_{\text{в}} \tau_{\text{в}} k_{\text{д}}}{W_{\text{зм}}}, \quad (5.3)$$

де $W_{\text{зм}}$ – продуктивність автомобіля за годину змінного часу, т·км/год [15];

$L_{\text{в}}$ – чисельність виробничого персоналу, чол;

$\tau_{\text{в}}$ – годинна тарифна ставка оплати праці виробничого персоналу, грн./люд.-год;

$k_{\text{д}}$ – коефіцієнт, що враховує доплати за класність та стаж роботи, кваліфікацію.

Продуктивність автомобіля-самоскида (т·км/год) може бути визначена з виразу:

$$W_{зм} = \frac{q_{ном} \cdot y \cdot \beta \cdot v_T \cdot l_{пер}}{l_{пер} + \beta \cdot v_T \cdot t_{н-р}}, \quad (5.4)$$

де $q_{ном}$ – номінальна вантажопідйомність автомобіля, т;

y – коефіцієнт використання вантажопідйомності;

β – коефіцієнт використання пробігу;

$l_{пер}$ – відстань перевезення вантажу, км;

$t_{н-р}$ – час простою автомобіля під навантаженням-розвантаженням, год

Затрати на паливно-мастильні матеріали (грн./т·км) визначаються

$$\Gamma = qЦ, \quad (5.5)$$

де q – витрата паливно-мастильних матеріалів, кг/т·км;

$Ц$ – комплексна ціна 1 кг даних матеріалів, грн./кг.

Затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт (грн./ткм) за нормативами відрахувань

$$P = \frac{B(r_m + r_k)}{W_{зм} T_p}, \quad (5.6)$$

де B – балансова вартість автомобіля, грн.;

r_m, r_k – коефіцієнти відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування, капітальний ремонт [15];

T_p – річне завантаження автомобіля, год.

Затрати на реновацію (грн./т·км) визначаються за формулою:

$$A = \frac{B a}{W_{зм} T_p}, \quad (5.7)$$

де a – коефіцієнт відрахувань на реновацію [15].

Затрати на зберігання (грн./т·км) визначаються наступним чином

$$З_з = 0,065 \cdot P. \quad (5.8)$$

Капітальні вкладення K на т·км становлять:

$$K = \frac{B}{W_{зм} T_p}. \quad (5.9)$$

Затрати праці Z_n (люд.-год/т·км) становлять

$$Z_n = \frac{L_e}{W_{zm}} \quad (5.10)$$

Річне напрацювання трактора (год) визначається

$$B_z = W_{zm} T_p \quad (5.11)$$

Річний економічний ефект (грн.) від експлуатації автомобіля КрАЗ-5401С2-500 з удосконаленим гідравлічним амортизатором

$$E_p = (P_{\bar{o}} - P_z) B_z, \quad (5.12)$$

де $P_{\bar{o}}, P_n$ – зведені затрати для зразків транспортних засобів, грн./т·км.

Річна економія праці Z_p (люд.-год) визначається:

$$Z_p = (Z_{n\bar{o}} - Z_{nn}) B_z, \quad (5.13)$$

де $Z_{n\bar{o}}, Z_{nn}$ – затрати праці для базового і нового автомобілів, люд.-год/т·км.

Ступінь зміни затрат C (%) становить:

$$C = \frac{(Z'_{r\bar{o}} - Z'_{rn}) \cdot 100}{Z'_{r\bar{o}}}, \quad (5.14)$$

де $Z'_{r\bar{o}}, Z'_{rn}$ – річні затрати (затрати праці, прямі експлуатаційні затрати та зведені затрати, капітальні вкладення) відповідно для базового і розробленого зразків техніки, люд.-год.

6.2 Розрахунок економічної ефективності використання автомобіля з удосконаленим амортизатором

На основі експлуатаційних показників роботи базового і удосконаленого автомобілів, нормативно-довідкових матеріалів, цін на технічні засоби і паливно-мастильні матеріали заповнюється таблиця вихідних даних (таблиця 6.1), де враховані тільки показники, що впливають на економічну ефективність.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності використання удосконаленого автомобіля КрАЗ-5401С2-500

Показники	Позначення	Серійний автомобіль	Удосконалений автомобіль
Продуктивність за годину змінного часу, т·км/год	$W_{зм}$	592	700
Балансова вартість, тис. грн.	B	940	948
Річне завантаження, год	T_p	1800	1800
Чисельність виробничого персоналу, чол	L_g	1	1
Годинні тарифні ставки персоналу, грн./люд.-год	τ_g	107,5	107,5
Коефіцієнт, що враховує доплати персоналу	k_d	1,1	1,1
Коефіцієнт відрахувань на реновацію	a	0,14	0,14
Коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт, технічне обслуговування та відновлення шин	r_m	0,16	0,16
Коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт	r_k	0,06	0,06
Витрата паливно-мастильних матеріалів, кг/т·км	Γ	0,07	0,07
Ціна палива з врахуванням вартості мастильних матеріалів, грн./кг	\mathcal{C}	59	59
Нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень	E	0,15	0,15

Вибір вихідних даних здійснювався з наступних міркувань. Збільшення змінної продуктивності у розробленого автомобіля зумовлена тим, що у ньо-

го більша технічна швидкість під час руху. Крім того новий автомобіль забезпечує більший ресурс роботи (напрацювання).

Таблиця 2.2 – Показники економічної ефективності від використання удосконаленого автомобіля КрАЗ-5401С2-500

Показник	Автомобіль	
	серійний	удосконалений
Річне напрацювання, т·км	1065600	1260000
Прямі затрати (грн./т·км) на:		
– оплату праці	0,20	0,17
– паливно-мастильні матеріали	4,13	4,13
– технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт, відновлення шин	0,19	0,17
– реновацію	0,12	0,11
– зберігання	0,01	0,01
всього прямих затрат	4,66	4,58
Капітальні вкладення, грн./т·км	0,88	0,75
Зведені затрати, грн./т·км	4,79	4,69
Річний економічний ефект, грн.	–	124546
Затрати праці, люд.-год/т·км	0,0016	0,0014
Ступінь зміни (%):		
– затрат праці		15,4
– прямих затрат	–	1,7
– зведених затрат	–	2,06
– капіталовкладень	–	14,7

Аналіз економічної ефективності проводився з використанням ПЕОМ, згідно розробленої програми. Отримані результати розрахунку (табл. 6.2) свідчать про доцільність використання удосконаленого автомобіля КрАЗ-5401С2-500. При цьому порівняно із серійним прямі затрати зменшуються на

1,7%, а зведені – на 2,06%, річна економія праці складає 328 люд-год. Річний економічний ефект від використання удосконаленого автомобіля становить 124546 грн.

6.3 Висновки до розділу

1. Використання удосконаленого автомобіля КрАЗ-5401С2-500 практично значиме, його річне напрацювання досягає 1260000 т·км.

2. Запропоноване технічне рішення дозволить перш за все за рахунок збільшення технічної швидкості руху автомобіля зменшити прямі затрати порівняно з серійним автомобілем на 1,7%, а зведені – на 2,06%. Економічний ефект складає 0,1 грн./т·км.

3. Річний економічний ефект від використання удосконаленого автомобіля становитиме 124546 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Ефективність функціонування гідравлічних амортизаторів під час експлуатації вантажних автомобілів в умовах низьких температур визначається тепловим режимом їх роботи. Порушення теплового режиму гідравлічних амортизаторів призводить до суттєвому збільшенню в'язкості робочої рідини та погіршення експлуатаційних властивостей. Адаптація амортизаторів до умов низьких температур навколишнього середовища можлива за рахунок обґрунтування складу та умов застосування робочої рідини амортизаторів.

2. Технічним критерієм функціонування гідравлічних амортизаторів в умовах низьких температур прийнято сили опору на відбій та стиск. Отримано залежності зміни сил опору за температур навколишнього середовища від 245 К (-28° С) до 263 К (-10° С), які змінюються на відбій від 3900 до 4800 Н і на стиск від 800 до 1420 Н. Встановлено, що значення сил опору гідравлічних амортизаторів на відбій і стиск перевищують нормативні значення за температур нижче 249 К (-24 °С).

3. Розроблена математична модель процесу функціонування гідравлічного амортизатора, що враховує температуру навколишнього середовища. Значущими факторами також виступають величина і швидкість переміщення штока гідравлічного амортизатора. Встановлено, що в залежності від обраних факторів в умовах, що розглядаються, температура амортизаторної рідини може змінюватися в межах 4...14 К.

4. Розроблено і обґрунтовані склад і умови застосування модифікованої рідини гідравлічних амортизаторів для низьких температур довкілля. Обґрунтовано склад модифікованої рідини у співвідношенні 25% модифікатора ДП-3 і 75 % АЖ-12Т. Максимальні значення сил опору під час випробування амортизаторів з модифікованою рідиною перевищували 4030 Н на відбій та 1343 Н на стиск. Проведено ресурсні випробування гідравлічного амо-

ртизатора з модифікованою рідиною, за результатами яких встановлено, що відхилення значень сил опору від еталонних не перевищували 4%.

5. Впровадження результатів виконаних досліджень дозволить збільшити середню технічну швидкість транспортування вантажів на 21%, а також продуктивність на 18%. Річний економічний ефект від застосування може скласти до 124546 грн. на один автомобіль.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автомобілі. Робочі процеси та основи розрахунку. Проектування підвіски автомобіля / [Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Смирнов Є. В., Огневий В. О.] Вінниця: ВНТУ, 2017. 78 с.
2. Аксьонов В.В., Халявка В.В. Шляхи покращення використання вантажних автомобілів. *Perspectives of development of science and practice: materials of the XIII International science and practice (December 14-17, 2021, Prague)*. Prague , Czech Republic. P.84,85.
3. Аулін В. В. Сандул В. В., Маковкін О. М. Методи підвищення експлуатаційної надійності елементів ходової частини автомобіля. *Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту* : зб. наук. матеріалів міжнар. наук.-практ. інтернет-конф. (14-15 листоп. 2018 р., м. Кропивницький). Кропивницький: ЦНТУ, 2018. С. 207-211.
4. Вікович І. В. Теорія руху транспортних засобів : підручник. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2013. 672 с.
5. Гончаров М. Ю. Підвіска автомобіля. Київ: Техніка, 2011. 281 с.
6. Гунько І.В., Музичук В.І., Служалюк М.В. Дослідження технічного сервісу машин в АПК. *Техніка, енергетика та транспорт АПК*. 2019. №2 (105). С. 43–51.
7. Гутаревич Ю. Ф. Зеркалов Д.В., Говорун А.Г. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. Київ: Арістей, 2006. 292 с.
8. Дитятьєв О. Щодо питання вибору типу вібростенду для діагностування підвіски автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. Луцьк: ЛНТУ, 2023. Том 2. № 21. С. 56–62.
9. Карпенко П.П. Техніка безпеки на автомобільному транспорті. Київ: Вища школа, 1992. 280 с.
10. Кисликов В.Ф., Луцик В.В. Будова та експлуатація автомобілів. Підручник. 4-е вид. Київ: Либідь, 2004. 400 с.

11. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Київ: Знання-Прес, 2003. 511 с.
12. Манзяк М.О., Крайник Л.В., Грубель М.Г. Тенденції розвитку конструкцій підвісок військових автомобілів. *Системи озброєння і військова техніка*. 2021. № 1(65). С. 27-35.
13. Марціяш О.М., Мурований І.С., Павлюк В.І. Лабораторний стенд для визначення деяких характеристик роботи автомобільних амортизаторів. *Наукові нотатки*. Луцьк, Луцький національний технічний університет. 2015. Вип. 48. С. 135–139.
14. Нечипоренко В.М. Перспективний розвиток конструкцій підвісок шасі автотранспортного засобу: *Зб. наук. праць Національної академії Національної гвардії України*. 2009. Вип.1. С. 51–56.
15. Ночніченко І.В. Гідравлічний амортизатор з автоматичною стабілізацією характеристик у змінних умовах експлуатації. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. 2014/3. Вип. 3/2014(85). С. 117–124.
16. Павленко В. М. Стан розвитку методів діагностування підвіски автомобіля. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ"*: зб. наук. пр. темат. вип. : Автомобілетракторобудування. Харків: НТУ "ХПІ", 2012. № 64 (970). С. 63-69.
17. Паславський Р. І., Миронюк О. С., Ковалишин С. Й. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали: практикум. 2-ге вид., перероб. і допов. Львів: Львівський національний університет природокористування, 2023. 223 с. Деп. в ДНТБ України 04.09.2023, № 367 – РІД(н)/Ук 2023 (з оприлюдненням).
18. Пістун І. П., Хом'як Й. В., Хом'як В. В. Охорона праці на автомобільному транспорті: навч. посіб. Суми: Університетська книга, 2015. 374 с.
19. Разбойніков О.О., Поляков В.М., Мурований І.С. Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. Луцьк: Редакційно-видавничий відділ Луцького національного технічного університету. 2015. Том 3. Вип. 1. С. 128–135.

20. Редзюк А.М. Автомобільний транспорт України : стан, проблеми, перспективи розвитку: монографія. Державний автотранспортний науководослідний і проектний інститут; За заг. ред. А.М. Редзюка. Київ: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2005. 400с.

21. Рожков П.П., Рожкова С.Е. Аналіз впливу зміни коефіцієнта опору амортизатора на прискорення підресореної маси автомобіля. *Автомобільний транспорт*. Харків: ХНАДУ, 2017. Вип.41. С.57–60.

22. Рожков П.П., Рожкова С.Е. Математичне моделювання відносних вертикальних коливань підресореної та непідресореної мас автомобіля. *Автомобіль і Електроніка. Сучасні технології*. 2015. Вип. 8. С. 146–149.

23. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник / [Є.Ю. Форнальчик, М.С. Оліскевич, О.Л. Мاستикаш, Р.А. Пельо] / За заг. ред. Є.Ю. Форнальчика. Львів: Афіша, 2004. 492с

24. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів: підручник. Харків: Точка, 2016. 232 с.

25. Шевчук Р.С. Експлуатаційні показники автомобілів: Практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2019. 171 с.

26. Konieczny L., Burdzik R., Sleziaк B. Usage of short time fourier transform in identification of vehicle shock absorber technical conditions researched by force vibration method. *Transport problems*. 2009. Vol. 4, Issue 3, Part 1 Pr. 71-77.