

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

ДИПЛОМНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **«Покращення використання гідравлічного рульового підсилювача автомобіля в умовах сільськогосподарського виробництва»**

Виконав: студент 6 курсу групи Ат-61
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Ковальчук Іван Миколайович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. МIRONЮК О.С.
(Прізвище та ініціали)

Рецензент: _____
(Прізвище та ініціали)

(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2021

УДК 625.06

Ковальчук І.М. “Покращення використання гідравлічного рульового підсилювача автомобіля в умовах сільськогосподарського виробництва” : Магістерська робота. Дубляни: Львівський НАУ, 2021. 76 с.

Табл. 8; рис. 28; бібліогр. джерел 31.

Проведений аналіз особливостей використання автомобільної техніки в умовах сільськогосподарського виробництва. Встановлено, що експлуатація автомобільної техніки у важких дорожніх умовах призводить до перегріву робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача і порушення роботи рульового керування. Вказані переваги і недоліки різних компоновальних схем рульового керування вантажних автомобілів.

Проведені теоретичні дослідження температурних режимів гідравлічного рульового підсилювача. Розроблена фізична модель пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та визначена ефективність роботи гідравлічного рульового підсилювача.

Представлена методика з визначення коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля та визначення температури робочої рідини гідропідсилювача рульового керування. Встановлено, що найбільший вплив на величину нагріву робочої рідини гідропідсилювача мають частота обертання колінчастого вала ДВЗ, час роботи, коефіцієнт опору коченню. Здійснений порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

Розроблено комплекс заходів щодо попередження виникнення травм під час обслуговування удосконаленого рульового керування автомобіля. Розрахований економічний ефект від впровадження запропонованих технічних рішень.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ВСТУП | 6 |
| 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ | 9 |
| 1.1 Призначення і умови застосування автомобільної техніки | 9 |
| 1.2 Класифікація і аналіз конструктивних схем підсилювачів рульового керування..... | 10 |
| 1.2.1 Класифікація підсилювачів за видом застосовуваного робочого тіла і енергії | 13 |
| 1.2.2 Аналіз компоновальних схем підсилювачів рульового керування | 16 |
| 1.3 Сучасні методи оцінки параметрів рульового керування з гідравлічним підсилювачем, їх недоліки та передумови для вдосконалення | 21 |
| 1.4 Висновки до розділу..... | 25 |
| 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ГІДРАВЛІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПІДСИЛЮВАЧА | 27 |
| 2.1 Фізична модель пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма..... | 27 |
| 2.2 Методика теплогідравлічного розрахунку гідравлічного рульового підсилювача на всіх режимах його роботи..... | 30 |
| 2.2.1 Математична модель визначення реакцій, що діють на автомобіль під час повороту | 30 |
| 2.3 Визначення режимів роботи гідравлічного рульового підсилювача | 33 |
| 2.3.1 Визначення частоти обертання колінчастого вала двигуна під час повороту автомобіля в різних умовах руху..... | 33 |
| 2.3.2 Визначення режимів роботи автомобіля під час повороту автомобіля в різних умовах руху..... | 33 |
| 2.4 Визначення теплових характеристик гідравлічного рульового підсилювача | 38 |
| 2.4.1 Визначення кількості тепла, що виділяється в гідравлічному рульовому підсилювачі від частоти обертання колінчастого вала двигуна і моменту опору повороту керованих коліс | 38 |
| 2.4.2 Визначення температури робочої рідини в гідравлічному рульовому підсилювачі залежно від часу і режимів його роботи | 41 |
| 2.5 Визначення ефективності роботи гідравлічного рульового підси- | |

| | |
|--|----|
| | 5 |
| лювача | 42 |
| 2.6 Висновки до розділу..... | 43 |
| 3 МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ | 44 |
| 3.1 Мета і завдання експериментального дослідження..... | 44 |
| 3.2 Методика проведення експериментальних досліджень..... | 48 |
| 3.2.1 Визначення коефіцієнта опору коченню | 48 |
| 3.2.2 Планування і методика проведення експерименту з визначення температури робочої рідини гідропідсилювача рульового керування..... | 50 |
| 3.3 Порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень | 53 |
| 3.4 Висновки до розділу..... | 55 |
| 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ | 57 |
| 4.1 Аналіз безпечності дослідження оцінки технічного стану гідропідсилювачів рульового керування в процесі експлуатації автомобіля..... | 57 |
| 4.2 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій та травм під час проведення досліджень гідропідсилювача рульового керування автомобіля..... | 58 |
| 4.3 Розробка заходів по запобіганню аварій і травм..... | 62 |
| 4.4 Екологічна безпека..... | 63 |
| 4.5 Висновки до розділу..... | 64 |
| 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ | 65 |
| 5.1 Пропозиції щодо вдосконалення експлуатації гідравлічних рульових підсилювачів..... | 65 |
| 5.2 Методика визначення економічних показників удосконаленого автомобіля | 66 |
| 5.3 Розрахунок економічної ефективності використання автомобіля з удосконаленим рульовим керуванням | 68 |
| 5.4 Висновки до розділу | 71 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ | 72 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... | 74 |

ВСТУП

Досягнення економічних успіхів в агропромисловому комплексі України в значній мірі визначається надійністю, продуктивністю, грамотною організацією транспортної логістики.

Ефективність транспортної логістики агропромислового комплексу визначається надійністю сільськогосподарської техніки, яка залежить від конструкційних і експлуатаційних властивостей.

Аналіз складу сільськогосподарської техніки агропромислового комплексу України показує, що половину загальної його чисельності становить автомобільна техніка. Основними показниками її експлуатаційно-технічних характеристик є: керованість, стійкість, маневреність і безпека. Тому від вибору раціональних параметрів цих характеристик залежить і ефективність використання техніки в цілому.

Керування автомобілем є головною виробничою функцією водія і становить цілеспрямовану організацію процесу руху. Траєкторія руху будь-якого автомобіля завжди криволінійна, з безперервно змінною кривизною. Хвильовий характер траєкторії руху обумовлений не тільки наявністю криволінійних ділянок дороги, а й дією на транспортний засіб зовнішніх факторів і впливом водія на органи керування з метою коригування характеру руху.

Під час руху на прямолінійних ділянках межі зміни радіуса кривизни траєкторії невеликі, тому такий рух розглядають як умовно прямолінійний.

Аналіз використання автомобільної техніки в реальних умовах дозволяє зробити висновок, що маневрування здійснюється по криволінійній траєкторії в 50...75% від загального пробігу, в зв'язку з чим повинні ставитися підвищені вимоги до рульового керування.

Одним з напрямків підвищення активної безпеки автомобіля є встановлення підсилювача в рульовому керуванні, що дозволяє зменшити фізичне навантаження на водія під час поворотів кермового колеса і знизити удари і поштовхи, що передаються від керованих коліс.

Забезпечення вимог до зменшення зусилля, що прикладається до кермового колеса, яке не повинно перевищувати 130 Н [3], створило передумови до застосування на автомобілях рульових підсилювачів, до яких ставляться наступні вимоги [31].

1) Зниження витрати енергії водія під час маневрування з низькими швидкостями або повороту керованих коліс на місці і повернях з високими зчіпними властивостями. При цьому повинна досягатися необхідна ефективність підсилювача незалежно від режиму роботи двигуна при кутовій швидкості обертання рульового колеса до 10 рад/с.

2) Забезпечення оптимальних стосовно ергономічних умов навантажувальних і швидкісних характеристик рульового керування під час руху з високими і середніми швидкостями, т.б. таких зусиль на рульовому колесі, за яких чутливість водія і точність дозування керуючих впливів найбільші, а стомлюваність найменша. З огляду на те, що необхідна ефективність підсилювача визначається за найбільш важким режимом повороту коліс на місці, під час руху на високих швидкостях вона виявляється завищеною. Внаслідок цього зусилля на кермовому колесі зменшуються настільки, що знижується точність керування і погіршується безпека руху. Тому доцільно, щоб зі збільшенням швидкості руху автомобіля ефективність підсилювача знижувалася в межах допустимих зусиль на рульовому колесі.

3) Забезпечення можливості утримання автомобіля на дорозі у випадку пошкодження шин або підвіски, а також можливості керування автомобілем під час відмови підсилювача.

4) Збереження стабілізації коліс, ефективне гасіння поштовхів і ударів з боку дороги, виключення можливості автоколивань керованих коліс [2, 23]. Бажано використовувати підсилювачі для примусового повернення керованих коліс в положення прямолінійного руху у випадку звільнення рульового колеса.

5) Зниження непродуктивних енергетичних витрат на роботу підсилювача, для чого зменшують довжину і збільшують діаметри магістралей і прохі-

дні перетини дроселів розподільників, застосовують розвантажувальні пристрої насосів, регулятори витрати рідини, насоси зі змінним робочим об'ємом, регульовані електроприводи насосів та інші засоби.

Крім перерахованих вимог, кермові підсилювачі повинні вирізнятися високою надійністю їх вузлів і деталей, технологічністю у виробництві і експлуатації, раціональною уніфікацією, малою масою, габаритами, рівнем шуму.

Постановка вимог, що ставляться до конструкції рульового підсилювача і рульового керування комплексна і складна проблема.

Однією з проблем конструкції гідравлічних рульових підсилювачів є підвищення їх температурного режиму і навантаження в результаті тривалої дії у крайніх положеннях рульового колеса [9].

Таким чином, актуальною науково-технічною задачею є вдосконалення експлуатації гідравлічних рульових підсилювачів автомобілів в сільському господарстві, що дозволить виконати вимоги, що ставляться до конструкції рульового підсилювача і рульового керування в цілому.

Мета дослідження – підвищення ефективності функціонування рульового керування автомобіля в сільському господарстві завдяки зменшенню теплового навантаження на гідропідсилювач.

Завдання дослідження:

1) Провести аналіз існуючих конструкцій і особливостей функціонування гідравлічних рульових підсилювачів в умовах сільськогосподарського виробництва;

2) Здійснити математичне моделювання теплогідравлічних процесів гідравлічного рульового підсилювача з дослідженням режимів його функціонування в різних умовах руху автомобіля;

3) Провести експериментальні дослідження з метою перевірки і підтвердження розроблених теоретичних положень;

4) Розробити заходи щодо попередження виникнення травм під час обслуговування розробленого рульового керування автомобіля;

5) Оцінити техніко-економічний ефект результатів дослідження.

1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Призначення і умови застосування автомобільної техніки

Автомобільна техніка – невід'ємний компонент агропромислового комплексу України, використовується в усіх його структурах і призначена для перевезення вантажів, людей та виконання різних видів транспортних завдань.

Від технічного рівня автомобільної техніки багато в чому залежить успіх вирішення сільськогосподарських завдань, здатність повною мірою реалізувати економічні плани.

Агропромислового комплексу України необхідна автомобільна техніка всіх існуючих типорозмірів і класів вантажопідйомності.

Під час проектування нових зразків автомобільної техніки необхідно враховувати значущість проблеми забезпечення таких експлуатаційних властивостей автомобіля, як керованість, стійкість, маневреність і безпека.

Одним із напрямків підвищення активної безпеки є встановлення підсилювача в рульовому керуванні, що дозволяє зменшити фізичне навантаження на водія під час поворотів рульового колеса і знизити удари і поштовхи, що передаються від керованих коліс.

Також необхідно враховувати, що рух автомобільної техніки може здійснюватися у різноманітних дорожніх умовах: шосейними дорогами і ґрунтовими дорогами різного типу і класу, а в ряді випадків і по бездоріжжю.

Під час руху автомобілів у поганих дорожніх умовах і поза дорогами, всі вузли та агрегати зазнають високих навантажень, а під час частого маневрування – особливо вузли рульового керування. Експлуатація автомобільної техніки в таких важких умовах (коли діють великі сили, що перешкоджають повороту коліс або водій змушений тривалий час утримувати рульове колесо в крайньому положенні) призводить до перегріву робочої рідини і елементів гідравлічного рульового підсилювача і, як наслідок, порушення роботи гідравлічного рульового підсилювача [9].

Під час експлуатації в умовах спекотного клімату і піщаній місцевості в гідравлічних рульових підсилювачах збільшується схильність робочих рідин до піноутворення, внаслідок чого знижується робочий тиск, зростає відкладення смол, погіршується працездатність гідравлічного рульового підсилювача [7, 4, 13, 29].

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- автомобільна техніка широко використовується в агропромисловому комплексі України і призначена для перевезення вантажів, людей та виконання різних видів технологічних і транспортних завдань;

- під час експлуатації автомобільної техніки підвищується значимість проблеми забезпечення таких експлуатаційних властивостей автомобіля, як керованість, стійкість, маневреність і безпека;

- аналіз складу і структури парку вантажних автомобілів дозволяє зробити висновок, що більше 90% автомобільної техніки оснащено гідравлічними рульовими підсилювачами;

- експлуатація автомобільної техніки у важких дорожніх умовах призводить до перегріву робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача і порушення роботи рульового керування, що є неприпустимим для безпеки дорожнього руху і веде до порушення агротехнічних термінів в сільському господарстві, що, безсумнівно, знижує його ефективність.

1.2 Класифікація і аналіз конструктивних схем підсилювачів рульового керування

Рульовим підсилювачем називається механізм, що створює під тиском рідини або стисненого повітря додаткове зусилля на рульовий привід, необхідне для повороту керованих коліс автомобіля. Підсилювач служить для полегшення керування автомобілем, підвищення його маневреності та безпеки руху. Він також пом'якшує поштовхи і удари дорожніх нерівностей, що передаються від керованих коліс на рульове колесо. Маневреність автомобіля з

рульовим підсилювачем підвищується внаслідок швидкості і точності його дії. Проте наявність підсилювача призводить до ускладнення конструкції рульового керування, підвищення вартості, погіршення зворотного зв'язку з керованими колесами автомобіля.

До рульових підсилювачів ставляться вимоги, відповідно до яких вони повинні забезпечувати:

- кінематичну слідкуючу дію (за переміщенням), тобто відповідність між кутами повороту рульового колеса і керованих коліс;
- силову слідкуючу дію (за силою опору повороту), тобто пропорційність між зусиллям на рульовому колесі і силами опору повороту керованих коліс;
- можливість керувати автомобілем у випадку виходу підсилювача з ладу;
- роботу тільки у випадках, коли зусилля на кермовому колесі перевищує 25...100 Н;
- мінімальний час спрацювання;
- мінімальний вплив на стабілізацію керованих коліс автомобіля;
- пом'якшення і поглинання поштовхів і ударів, що передаються від керованих коліс на рульове колесо.

Кінематична слідкуюча дія забезпечується пропорційністю між кутовим переміщенням рульового колеса і кутом повороту керованих коліс. Кожному фіксованому положенню рульового колеса має відповідати певне положення керованих коліс, а у випадку зупинки рульового колеса в якомусь проміжному положенні поворот керованих коліс також повинен припинитися.

Підсилювач рульового керування повинен вмикатися за певного зусилля, прикладеного до керма. Це зусилля залежить від сил тертя в рульовому механізмі і типу застосовуваного центрального пристрою. Центрувальний пристрій обов'язково є у всіх підсилювачах, оскільки він також не дозволяє включатися підсилювачу під час незначних поштовхів з боку керованих коліс. Центрувальними і реактивними пристроями в підсилювачах рульового керування можуть бути пружини, торсіони, плунжери, реактивні камери.

Включення підсилювача рульового керування відбувається внаслідок зворотного зв'язку від керованих коліс, що здійснюється за допомогою рульового приводу.

На рисунку 1.1 наведено класифікацію рульових підсилювачів [5].

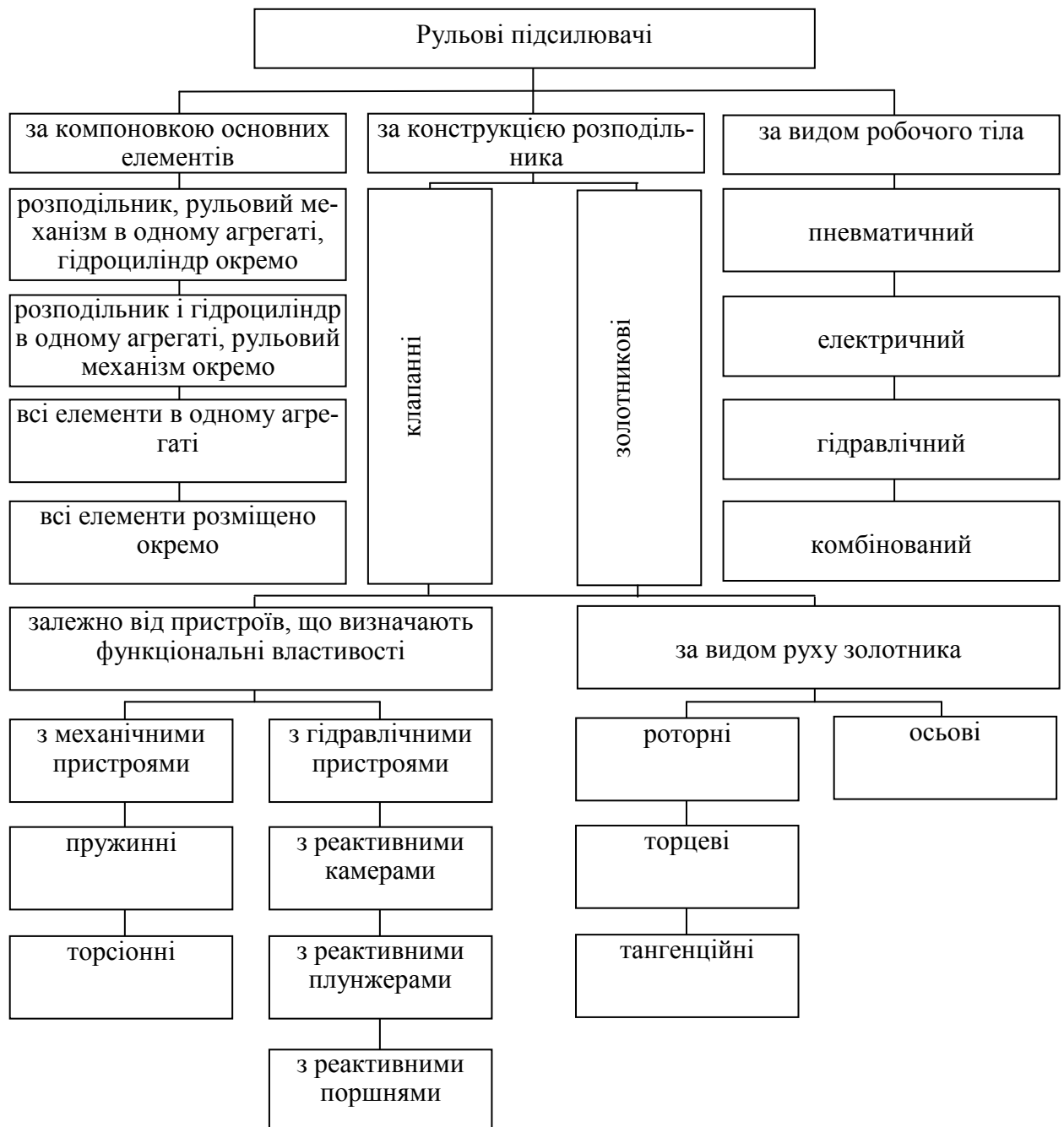


Рисунок 1.1 – Класифікація рульових підсилювачів

Силовий вплив забезпечує пропорційність між силою, яка прикладається до рульового колеса і силою опору повороту керованих коліс. Силова слідкуюча дія створює водієві «почуття дороги».

На сьогодні кермові підсилювачі є обов'язковими агрегатами всіх вантажних автомобілів великої та середньої вантажопідйомності, автобусів вели-

кої місткості, автомобілів високої прохідності та всіх легкових автомобілів високого класу [10].

1.2.1 Класифікація підсилювачів за видом застосовуваного робочого тіла і енергії

За видом використання енергії підсилювачі ділять на механічні, пневматичні, електричні, комбіновані і гідравлічні.

Механічні і вакуумні підсилювачі випускалися дрібними серіями. Вони відомі також за патентами і окремими дослідними зразками. На сьогодні ці підсилювачі не застосовуються через складність і ненадійність конструкції порівняно з гідравлічними рульовими підсилювачами.

В автомобілебудуванні набули поширення в основному підсилювачі рульових механізмів трьох типів: гідравлічні, пневматичні, електричні [21].

Пневматичні підсилювачі отримали спочатку широке поширення з огляду на порівняно просту конструкцію і невисоку її вартість, а також можливість використовувати наявну на автомобілі пневматику гальмівної системи. Проте зараз вони вже не задовольняють вимогам по габаритним показникам, ефективності, швидкодії, демпфівальним властивостям, високій інертності під час спрацьовування і неефективній слідкуючій дії, а так само експлуатації за низьких температур, тому вже не застосовуються.

Використання електричної енергії в підсилювачах розширює можливості оптимізації характеристик рульового керування автомобіля з позицій керованості, стійкості руху і ергономіки. Електричні підсилювачі з використанням малогабаритних високооборотних регульованих двигунів постійного струму мають високу швидкодію і забезпечують підсилювачу точну слідкуючу дію.

Електричні підсилювачі легко поєднуються з електронними системами керування, що включають мікропроцесори. Подібні системи керування режимом роботи підсилювача мають більші можливості логічної обробки вихідної інформації – сигналів різних датчиків при виробленні керуючого впли-

ву, можуть виконуватися багаторежимними або програмованими з врахуванням особливостей конкретного автомобіля і умов його експлуатації.

Сигналом для включення підсилювача зазвичай служить певне значення моменту на кермовому колесі, вимірюваного за допомогою датчика. Електронний блок керування в залежності від знака і значення моменту, швидкості руху автомобіля і швидкості повороту рульового колеса регулює режим роботи електродвигуна.

Як датчик моменту електричного підсилювача може використовуватися безконтактний датчик, що володіє високою надійністю. Принцип його дії заснований на ефекті поверхневих вихрових струмів. Проведені випробування електropідсилювача, обладнаного даним датчиком, показали, що за швидкістю дією, плавністю включення, демпфіруванню дорожніх збурень він не поступається гідропідсилювачу, а за рівнем шуму і економічністю перевершує його [31].

Електричний рульовий підсилювач є прогресивною системою, що має і свої недоліки. Висока вартість, інерційність високооборотного електродвигуна, складність регулювання частоти його обертання, труднощі здійснення слідкуючої дії за зусиллям на кермі, менша потужність електромотора порівняно з потужністю насоса гідропідсилювача, не здатність забезпечити потрібний крутний момент, все це призводить до обмеження використання даного вузла на вантажних автомобілях і транспорті масою більше двох тонн. Незважаючи на це з кожним роком конструкція електричних підсилювачів керма вдосконалюється, що дозволяє нівелювати їх недоліки.

Комбіновані підсилювачі у вигляді електромеханічних і електрогідромеханічних систем встановлюють на багатовісних спеціальних шасі та автопоїздах, і представляють собою складну і дорогу конструкцію, що вимагає узгодженості дій всіх застосовуваних робочих тіл.

Основний вид підсилювача рульового механізму, що застосовується на автомобілях великої вантажопідйомності і високої прохідності, в наш час, є гідравлічний. Це пояснюється рядом їх переваг, а саме: вони безшумні в робо-

ті, малогабаритні, служать амортизаторами ударів, що передаються на рульове керування з боку дороги, здатні забезпечувати необхідне зусилля для повороту керованих коліс на великовантажній техніці. Вони дозволяють також зберігати напрямок руху при сильному відведенні в разі раптового розриву передньої шини на великій швидкості. Час спрацювання гідравлічного рульового підсилювача задовольняє вимогам, що ставляться до рульового керування. Включення підсилювача відбувається плавно, непомітно для водія [9].

На автомобілях із навантаженням на передню вісь 7-8 т і більше, встановлюють тільки гідравлічні кермові підсилювачі. Це пояснюється, перш за все тим, що через порівняно низький тиск повітря у пневмосистемі (6-9 атм.), силові циліндри довелося б робити значних розмірів, щоб створити ті зусилля, які необхідні для повороту керованих коліс; на надважких автомобілях розміри їх стали б неприпустимо великими. Тиск в гідросистемах рульових управлінь автомобіля доходить до 6-10 МПа, а робочі об'єми силових циліндрів гідросистеми можуть бути майже в 10 разів меншими, ніж у силових циліндрів пневмосистеми [8, 24].

Обмеження застосування на таких автомобілях електричних підсилювачів, так само пов'язано з меншими силовими характеристиками електродвигунів у порівнянні з гідропідсилювачами.

Поряд з цим, в рульовому керуванні з гідропідсилювачем є і ряд недоліків. Експлуатація автомобільної техніки у важких дорожніх умовах призводить до перегріву робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача і порушення роботи рульового керування.

Гідропідсилювач потребує періодичного обслуговування: необхідно міняти рідину, стежити за рівнем робочої рідини в системі, перевіряти стан приводів, цілісність шлангів і насоса підсилювача. Робота насоса гідропідсилювача безпосередньо пов'язана з двигуном, тому насос постійно відбирає у двигуна частину потужності, яка при прямолінійному русі, коли гідропідсилювач не задіяний, витрачається марно. У гідропідсилювача не можна налаштувати режими роботи механізму залежно від умов руху.

Забезпечується хороша інформативність рульового керування на малих швидкостях, але на високих «зворотний зв'язок» значною мірою слабшає. Втім, цей недолік конструктори усувають за рахунок застосування в механізмі рульового керування додаткових вузлів (рейки зі змінним передаточним числом).

Під час застосування гідравлічних рульових підсилювачів необхідно зменшити непродуктивні енергетичні витрати, які знижують їх коефіцієнт корисної дії.

Вищевказані недоліки гідравлічних рульових підсилювачів вимагають розгляду і вирішення конструкторами автомобільної техніки.

Висновок щодо вибору типу рульових підсилювачів для вантажних автомобілів може бути сформульовано наступним чином.

У порівнянні з іншими типами підсилювачів рульового керування, гідравлічні кермові підсилювачі характеризуються необхідними характеристиками потужності і масогабаритними показниками, високою швидкодією, хорошими демпфівальними властивостями, малою трудомісткістю технічного обслуговування і їм слід віддати перевагу для встановлення на вантажних автомобілях агропромислового комплексу України.

1.2.2 Аналіз компоновальних схем підсилювачів рульового керування

Взаємне розташування, кількість складальних одиниць підсилювача в рульовому керуванні і їх взаємозв'язок істотно впливають на керованість, маневреність і безпеку руху автомобілів. Для підвищення чутливості і точності керування, стабільності характеристик в експлуатації, а також зменшення ймовірності виникнення коливань в підсилювачі доцільно зменшити число передавальних ланок у ланцюзі «рульовий механізм – розподільник – гідроциліндр» і довжину магістралей [18, 21].

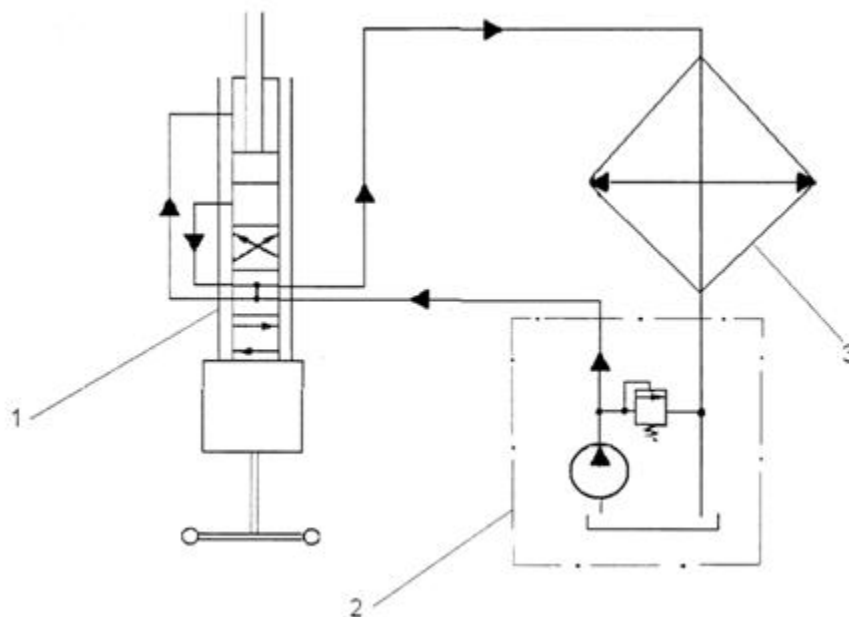
Під час оцінки варіантів компоновання підсилювача важливо мати на увазі, що чим ближче один до одного розташовані розподільник і силовий

циліндр, тим менше запізнювання спрацьовування силового циліндра щодо початку спрацьовування розподільника, тим більш плавно працює підсилювач і тим вища стійкість керування автомобіля в цілому [23].

З іншої сторони, для підвищення чутливості підсилювача доцільно розміщувати розподільник ближче до керма, а силовий циліндр ближче до керованих коліс. Як видно, ці дві вимоги щодо компонування вузлів рульового підсилювача на автомобілі є суперечливими. Залежно від ступеня значимості для проектуваного автомобіля того чи іншого з перерахованих факторів вибирають необхідний варіант компонування схеми.

Перша схема (рисунок 1.2) характеризується спільним розташуванням в одному агрегаті рульового механізму, розподільника і силового циліндра. Конструкція рульового механізму цього типу використовується на автомобілях ЗИЛ, КамАЗ.

У цій схемі силовий циліндр діє на вал сошки, звільняючи рульову пару від силових навантажень. Вал сошки повністю навантажується моментом, необхідним для повороту керованих коліс [9].



1 - рульовий механізм, розподільний пристрій і силовий циліндр в одному агрегаті, 2 - масляний насос, 3 - радіатор охолодження

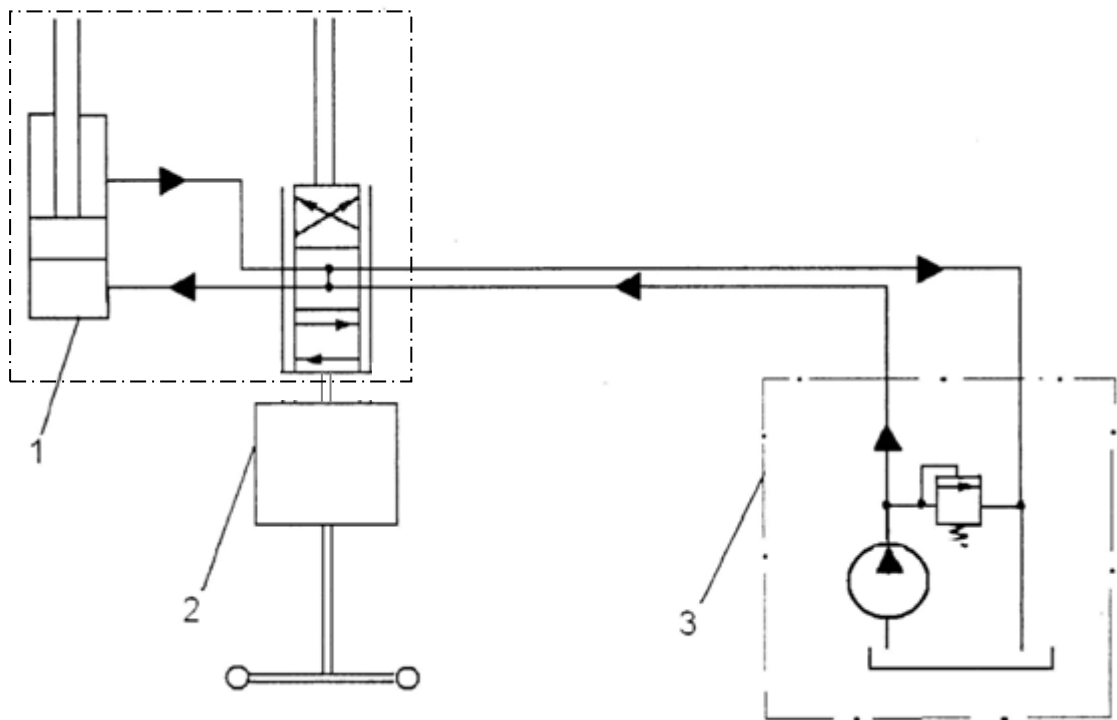
Рисунок 1.2 – Компонувальна схема рульових підсилювачів ЗИЛ, КамАЗ

Переваги такої компоновки – компактність, мінімальна кількість трубопроводів, мінімальний час спрацьовування підсилювача і мінімальна схильність підсилювача до збурення коливань керованих коліс.

До недоліків цієї схеми слід віднести складність виготовлення спеціального загального корпуса, а також підвищене навантаження на деталі рульового приводу. Наявність радіатора в схемі говорить про її підвищену теплонавантаженість.

На автомобілях великої вантажопідйомності така компоновка не може бути застосована з огляду на те, що удари з боку дороги, що створюють момент відносно шворнів сприймаються валом сошки і передаються на картер керма, що неприпустимо.

До другої схеми компонування (рисунок 1.3) можна віднести підсилювачі з розподільником, приводом до нього і гідравлічні силові циліндри, які змонтовані в одному картері, але окремо від картера рульового механізму. Така схема компонування використовується на автомобілях КрАЗ.



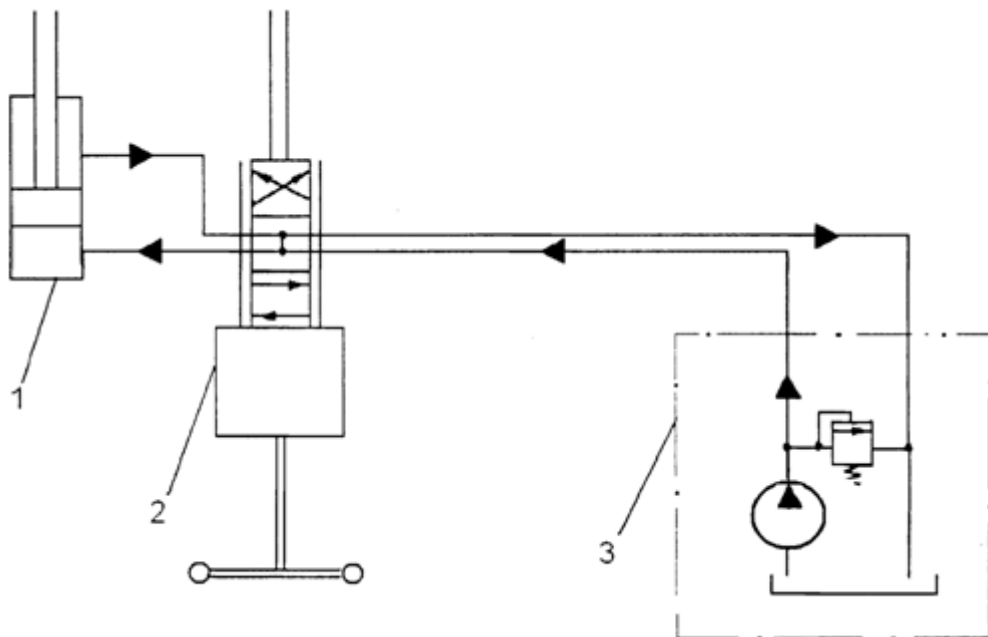
1 - розподільний пристрій і силовий циліндр, 2 - рульовий механізм, 3 - масляний насос

Рисунок 1.3 – Компонувальна схема рульових підсилювачів КрАЗ

Силкові циліндри цих підсилювачів з однієї сторони поєднані з поздовжньою або поперечною тягою. Друга точка опори підсилювача виконана на рамі автомобіля. Сошка рульового механізму пов'язана із золотником або клапаном розподільника кульовим пальцем.

Такий підсилювач дозволяє використовувати стандартне кермо, не на багато, збільшуючи довжину трубопроводів порівняно з "гідрокермом". Схильність до збурення коливань керованих коліс у такого підсилювача незначна. Недоліком такого компоновання є необхідність розташовувати підсилювач в строго визначеному місці в ланцюзі ланок механізму рульового керування; причому кульовий палець сошки рульового механізму повинен керувати золотником, вбудованим в картер силового циліндра.

У третій схемі компоновки (рисунок 1.4) розподільний пристрій розміщується в одному блоці з рульовим механізмом, силовий циліндр окремо. У випадку встановлення розподільного пристрою перед рульовим механізмом збільшується чутливість підсилювача. Крім того, під час використання даної компоновальної схеми можлива уніфікація підсилювачів для різних за масою автомобілів.

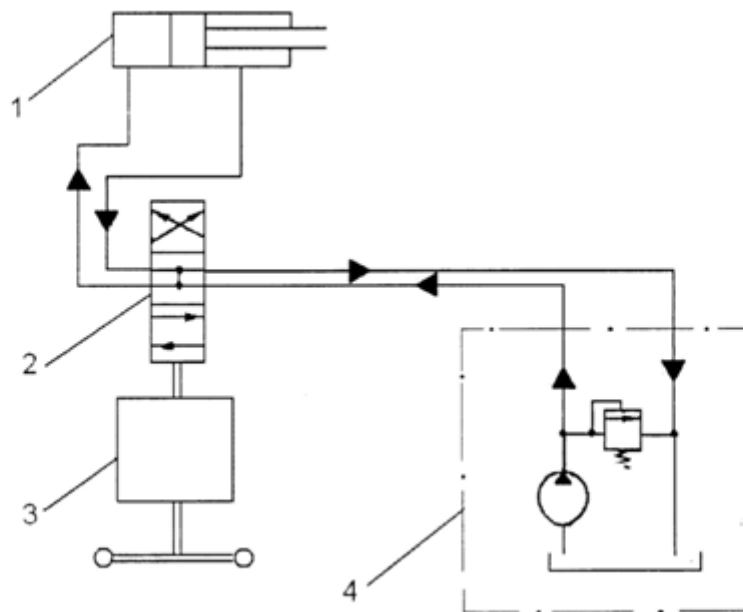


1 - силовий циліндр, 2 - рульовий механізм і розподільний пристрій, 3 - масляний насос

Рисунок 1.4 – Компоновальна схема рульових підсилювачів УРАЛ

Недоліками схеми є велика довжина трубопроводів, особливо коли силовий циліндр розташовується на відстані від рульового механізму. Така схема компоновки використовується на автомобілях УРАЛ.

Четверта схема компоновки (рисунок 1.5) передбачає роздільне розташування механізму рульового керування, гідравлічного силового циліндра і розподільника. Остання схема вимагає великої кількості трубопроводів, але допускає більшу свободу конструктору у виборі місця для силового циліндра і розподільника. Чутливість і швидкодія знижені через збільшення зазорів в ланцюзі керування розподільником. Оскільки зростає число деталей в колі зворотного зв'язку і протяжність магістралей, підвищується ймовірність виникнення коливань в підсилювачі [31]. Така схема компоновки використовується на автомобілях ГАЗ.



1 - силовий циліндр, 2 - розподільний пристрій, 3 - рульовий механізм,
4 - масляний насос

Рисунок 1.5 – Компоновальна схема рулевих підсилювачів ГАЗ

Гідравлічні силові циліндри можуть бути приєднані до будь-якої ланки механізму рульового керування, розташованого за розподільником ближче до керованих коліс автомобіля, рахуючи від рульового колеса [9].

Істотний вплив на роботу підсилювача має розташування і місце відбору потужності для насоса. Для зменшення втрат тиску рідини і її нагрівання при постійній циркуляції насоси необхідно наблизити до розподільника і силового циліндра.

Відповідно до викладеного, на легкові автомобілі доцільно встановлювати підсилювачі, скомпоновані за першою схемою компоновання. На автомобілі великої вантажопідйомності слід встановлювати підсилювачі, скомпоновані за схемою силовий циліндр і розподільник в одному картері, розташовуючи їх ближче до керованих коліс, ніж рульовий механізм або можна проєктувати розподільник і силовий циліндр окремо, але бажано в цьому випадку розподільник компоновати на картері рульового механізму. У всіх випадках силовий циліндр повинен бути поєднаний з керованими колесами більш жорстко, ніж рульовий механізм. **Таким чином, для вантажних автомобілів, доцільне застосування схеми компоновання (рисунок 1.4), розподільний пристрій розміщується в одному блоці з рульовим механізмом, силовий циліндр – окремо.**

1.3 Сучасні методи оцінки параметрів рульового керування з гідравлічним підсилювачем, їх недоліки та передумови для вдосконалення

Дослідженню методів оцінки параметрів рульового керування з гідравлічним підсилювачем присвячено чимало вітчизняних і зарубіжних робіт. Найбільш значними з них є роботи Лисова М.І., Осепчугова В.В., Чайковського І.П., Антонова А.С., Гинцбурга Л.Л. та ін. [5, 9, 18, 21, 31].

Так в своїх роботах Лисов М.І., пропонує оцінювати підсилювачі за такими основними показниками [20]:

- ефективністю дії;
- реактивній дії на рульове колесо;
- прямому і зворотному включенню підсилювача і амортизаційній дії у випадку розриву шини передньої осі;

- чутливістю дії;
- маневреністю автомобіля на поворотах;
- витраті робочої рідини.

Крім цих основних оціночних параметрів, є параметри, що доповнюють основні. Так, наприклад, зміна тиску в силовому циліндрі або час спрацювання підсилювача дозволяють оцінити втрати в трубопроводах та ін.

Ефективність дії підсилювача оцінюється показником ефективності [20]:

$$E = \frac{P_{\kappa}}{P}, \quad (1.1)$$

де E – ефективність дії;

P_{κ} – зусилля, що прикладається до керма без підсилювача, Н;

P – зусилля, що прикладається до керма з підсилювачем, Н.

Зусилля, що прикладається до рульового колеса визначається [20]:

$$P = P_{\kappa} - P_y, \quad (1.2)$$

де P_y – зусилля, приведенне до обода рульового колеса Н.

Тоді показник ефективності становитиме:

$$E = \frac{P_{\kappa}}{P_{\kappa} - P_y} = \frac{1}{1 - \frac{P_y}{P_{\kappa}}}. \quad (1.3)$$

Для малого опору повороту коліс і вільному відкритті впускного клапана або переміщенні золотника показник E виходить високим, прямуючи до нескінченно великої величини. З підвищенням опору повороту коліс він різко знижується і змінюється по кривій ВЕ (рисунок 1.6).

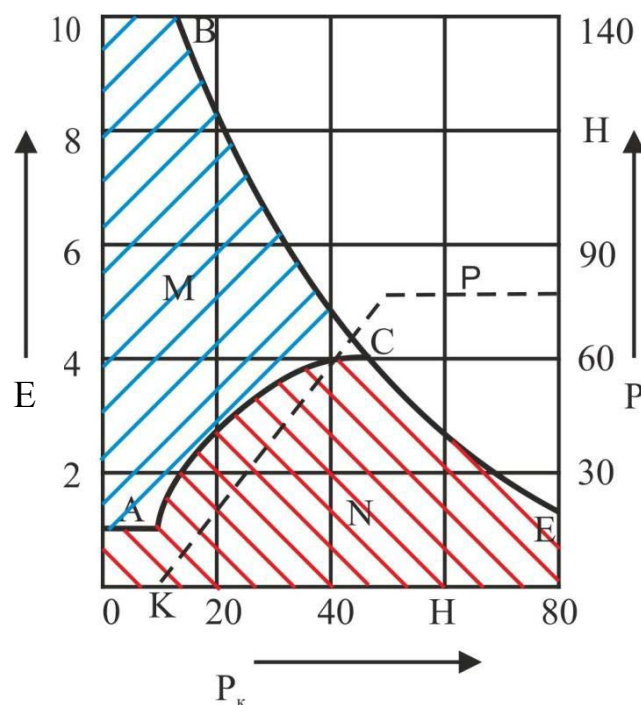
Якщо в розподільнику виникає сила тертя, сила зворотних і центрувальних пружин та інші сили, що перешкоджають вільному включенню підсилювача в дію, то тиск p в силовому циліндрі при малому опорі коліс повороту виходить не максимальним, а пропорційним опорі повороту (пунктирна лінія).

У випадку виникнення в розподільнику сил, що перешкоджають переміщенню золотника, підсилювач включається не відразу ж при повороті рульового колеса, а тільки після досягнення сили, що перевищує сили опору

розподільника. Тому показник E змінюється від одиниці в момент включення підсилювача по опуклій кривій AC (при пропорційному збільшенні тиску в силовому циліндрі), досягає максимального значення в точці C (при досягненні максимального тиску) і далі зменшується по кривій CE (при постійному максимальному тиску в силовому циліндрі).

Цілком очевидно, що при малих опорах коліс повороту дія підсилювача має бути невеликою, а при великих опорах – значною, чим вище опір коліс повороту, тим більша повинна бути дія підсилювача.

З рисунка 1.6 видно, що зона M ефективності дії непродуктивна і тільки зона N є робочою.



P - тиск в силовому циліндрі при малому опорі коліс повороту, H ; BE - показник ефективності при малому опорі коліс повороту; AC - показник ефективності в момент включення підсилювача.

Рисунок 1.6 – Зміна тиску і ефективності дії підсилювача залежно від опору керованих коліс повороту

При постійних конструктивних даних підсилювач має тільки одну характеристику ACE , і тому між розмірами силового циліндра, тиском робочого середовища і показником ефективності дії є пряма залежність.

Таким чином, оціночним параметром ефективності дії підсилювача є максимальна величина показника E , отримана в точці C при досягненні максимального тиску в силовому циліндрі і відповідному опорі P_k керованих коліс повороту.

Існують пропозиції [21] оцінювати дію підсилювача за деякими іншими параметрами, наприклад,

- за питомим зусиллям, Н/кг, що розвивається силовим циліндром [21],

$$E' = \frac{P_y}{m_k} = \frac{P_{\max}}{m_k} F, \quad (1.4)$$

- за питомим об'ємом, м³/кг, силового циліндра [21],

$$k_1 = \frac{V}{m_k} = \frac{FL}{m_k}, \quad (1.5)$$

- за коефіцієнтом роботи, Па·м³, силового циліндра [21],

$$k_2 = Vp_{\max}, \quad (1.6)$$

де p_{\max} – максимальний тиск в системі, Па;

V – робочий об'єм силового циліндра, м³;

F і L – площа, м² і робочий хід поршня силового циліндра, м;

m_k – маса автомобіля, що припадає на передні колеса, кг.

При цьому слід мати на увазі, що величина L залежить від передаточно-го числа приводу (важільної системи) до силового циліндра від керованих коліс. Добуток Fp_{\max} визначає максимальну силу, що діє на шток поршня.

Виходячи з цих передумов, можна зробити наступний висновок.

Питоме зусилля E' не відображає розташування силового циліндра в системі рульового керування і не характеризує придатність підсилювача для конкретного автомобіля.

Питомий об'єм k_1 також не характеризує придатність підсилювача для конкретного автомобіля.

Коефіцієнт роботи k_2 визначає і компоновку силового циліндра, і діючу силу, але не характеризує ступінь полегшення керування під час повороту коліс автомобіля.

Таким чином, аналіз наведених вище методів оцінки параметрів рульового керування з гідравлічним підсилювачем показує, що показник ефективності E більш точно характеризує основну рису підсилювача – силову дію.

Проте існуюча методика характеризує тільки силовий вплив підсилювача, але не забезпечує комплексної оцінки його параметрів на стадії проектування.

У зв'язку з цим науково і економічно обґрунтованим напрямком є розробка методики, що дозволяє на стадії проектування оцінити і спроектувати рульові керування, що найповніше відповідають поставленим до них вимогам.

1.4 Висновки до розділу

Таким чином, на основі аналізу умов використання вантажних автомобілів і ряду дослідницьких робіт з вивчення рульового керування з гідравлічним підсилювачем, можна зробити наступні висновки.

1) Вантажні автомобілі відіграють важливу роль в агропромисловому комплексі України. Успішне виконання покладених на них завдань визначає економічну складову і продовольчу безпеку країни. Вихід з ладу кожної машини може призвести до зриву виконання цих завдань. Тому будь-яке рішення, спрямоване на підвищення безвідмовності вантажних автомобілів, є актуальним.

2) Найбільш масовим типом підсилювачів, які застосовуються на вантажних автомобілях агропромислового комплексу, є гідравлічні рульові підсилювачі. Аналіз наведених робіт дозволяє нам зробити висновок, що процес теплоутворення в гідравлічному рульовому підсилювачі недостатньо вивчений, не встановлені закономірності тепловиділення в рульовому керуванні від конструкційних і експлуатаційних параметрів. У розглянутих роботах не простежуються єдині принципи вибору економічної і ефективної схеми гідравлічного рульового підсилювача.

3) Існуюче рульове керування повинне забезпечувати виконання великої кількості часто суперечливих вимог, проте методика, яка б підходила для оцінки рульового керування з гідропідсилювачем керма і відповідала поставленим сучасним вимогам з метою вдосконалення його параметрів відсутня.

1.6 Завдання досліджень

На підставі проведеного аналізу стану питання і відповідно до поставленої мети сформульовано завдання дослідження:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій і особливостей функціонування гідравлічних рульових підсилювачів в умовах сільськогосподарського виробництва;

2. Здійснити математичне моделювання теплогідравлічних процесів гідравлічного рульового підсилювача з дослідженням режимів його функціонування в різних умовах руху автомобіля;

3. Провести експериментальні дослідження з метою перевірки і підтвердження розроблених теоретичних положень;

4. Розробити заходи щодо попередження виникнення травм під час обслуговування розробленого рульового керування автомобіля;

5. Оцінити техніко-економічний ефект результатів дослідження.

Об'єкт дослідження – функціонування гідравлічного рульового керування автомобіля в сільському господарстві.

Предмет досліджень – процес теплоутворення в гідравлічному рульовому керуванні автомобіля в сільському господарстві.

2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ГІДРАВЛІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПІДСИЛЮВАЧА

2.1 Фізична модель пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма

Як показали дослідження [9] підвищення коефіцієнта корисної дії гідравлічного рульового підсилювача можна добитися знизивши температурний напір робочої рідини. Для зниження температурного напору необхідно знизити температуру робочої рідини гідропідсилювача. Оскільки основним джерелом нагрівання є насос гідравлічного рульового підсилювача, то нам необхідно знизити кількість виробленого тепла в насосі гідравлічного підсилювача.

Кількість тепла, що виділяється в насосі гідравлічного рульового підсилювача визначається з виразу [9]:

$$Q_n = p_n q \left(\frac{1}{\eta_n} - 1 \right), \quad (2.1)$$

де Q_n – кількість тепла, що виділяється в гідравлічній системі на виході з насоса за 1 с, Вт:

p_n – тиск в гідравлічній системі на виході з насоса, Па;

q – продуктивність насоса за тиску p , м³/с.

Розроблена гідравлічна система гідравлічного рульового підсилювача дозволить виконати ці умови шляхом встановлення пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма.

Пропоноване технічне рішення направлене на підвищення ефективності охолодження рідини в гідравлічному рульовому підсилювачі, в тому числі під час перебування рульового колеса в крайніх положеннях, коли інтенсифікується робота насоса, розігріваючи рідину в системі, що може призвести до її закипання.

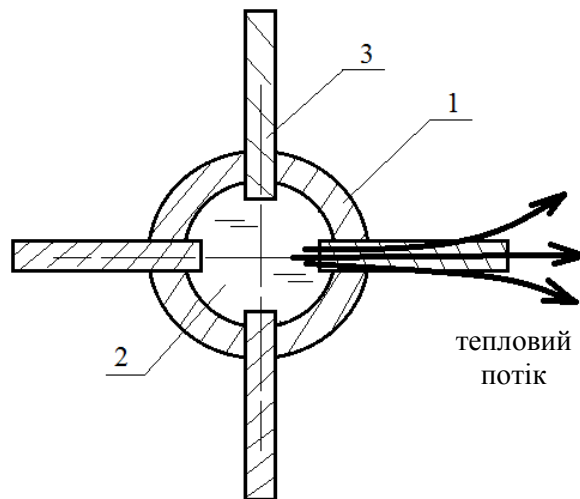
Технічний результат досягається тим, що в пристрої, що містить рульовий механізм, поєднаний механічно з рульовим колесом, а також насос, гідроциліндр, фільтр і бачок, пов'язані між собою за допомогою трубопроводу, в тілі останнього по всій довжині виконані пластинчасті вставки, які з одного боку входять всередину трубопроводу і безпосередньо контактують з робочою рідиною (оливою), а з іншого – виходять за межі трубопроводу на величину, не меншу половини його зовнішнього діаметра. При цьому кріплення вставок в тілі трубопроводу здійснюється будь-яким відомим способом, що дозволяє запобігти руйнуванню трубопроводу – зварюванням, пайкою, клеюванням, запресовуванням тощо. Матеріал вставок має коефіцієнт теплопровідності вищий, ніж основний матеріал трубопроводу, а кількість вставок по периметру трубопроводу визначається тепловим навантаженням гідравлічного рульового підсилювача.

Сутність: організація додаткових каналів теплопередачі від рідини системи гідравлічного рульового підсилювача в навколишній простір по всій довжині трубопроводу.

Принципова схема гідравлічного рульового підсилювача з пристроєм для підвищення ефективності охолодження рідини представлена на рисунку 2.1, де показано поперечний переріз трубопроводу.

Пристрій складається з трубопроводу 1, всередині якого знаходиться робоча рідина 2, а в тілі по всій довжині трубопроводу 1, виконані вставки 3, що мають коефіцієнт теплопровідності вищий, ніж основний матеріал трубопроводу 1. Вставки 2, з одного боку, контактують з робочою рідиною 2, що розташовується всередині трубопроводу 1, а з іншого – з повітрям навколишнього простору. Довжина зовнішніх частин вставок 3 – більша, ніж половина зовнішнього діаметра трубопроводу 1, достатня для організації інтенсивного теплообміну з повітрям навколишнього простору. Вставки 3 жорстко закріплені в тілі трубопроводу 1 будь-яким з відомих способів – пайкою, зварюванням, клеюванням, запресовуванням.

Робота пристрою здійснюється наступним чином: під час роботи гідравлічного рульового підсилювача робоча рідина 2 протікає всередині трубопроводу 1 і омиває вставки 3. За рахунок більш високого коефіцієнта теплопровідності вставок 3, ніж в основного матеріалу трубопроводу 1, через вставки 3 починається теплообмін між рідиною 2 і повітрям навколишнього простору. При цьому теплообмін відбувається по всій довжині трубопроводу 1, що сполучає всі елементи гідравлічного рульового підсилювача.



1 - трубопровід; 2 - робоча рідина (олива); 3 - вставки

Рисунок 2.1 – Принципова схема пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідравлічного рульового підсилювача

У випадку підвищення температури рідини 2, наприклад, внаслідок інтенсифікації роботи гідравлічного рульового підсилювача, вставки 3 починають відігравати роль локальних радіаторів охолодження.

Таким чином, запропонований пристрій дозволяє запобігти перегріву пластинчастого насоса, підвищити ефективність охолодження рідини гідравлічного рульового підсилювача керма і захистити деталі гідравлічного рульового підсилювача від надмірних навантажень, підвищити коефіцієнт корисної дії гідравлічного рульового підсилювача.

2.2 Методика теплогідравлічного розрахунку гідравлічного рульового підсилювача на всіх режимах його роботи

2.2.1 Математична модель визначення реакцій, що діють на автомобіль під час повороту

Для коліс одного керованого моста момент опору повороту на місці визначається [9]:

$$M_{\Sigma} = 2(M_f + M_{ck} + M_h), \quad (2.2)$$

де M_f – момент опору коченню колеса, Нм;

M_{ck} – момент опору повороту колеса Нм;

M_h – момент опору підйому через стабілізацію керованого колеса, Нм.

Для коліс одного керованого моста момент опору повороту керованих коліс під час руху по деформівному ґрунту визначається [5]

$$M_{\Sigma} = 2(M_f + M_{ck} + M_h + M_s), \quad (2.3)$$

де M_s – момент опору зсуву ґрунту, Нм.

$$M_s = \tau V_s, \quad (2.4)$$

де τ – величина опору ґрунту зсуву, Па;

V_s – об'єм зсунутого ґрунту, м³;

$$V_s = h_2 S_k. \quad (2.5)$$

де h_2 – глибина колії, м; S_k – площа плями контакту, м²;

$$h_2 = \sqrt{\frac{P_{zk}}{C_2 B_{ui} (1 - 0,33\mu_2) \sqrt{D_k}}}, \quad (2.6)$$

де P_{zk} – нормальне навантаження на колеса, Н;

B_{ui} – ширина профілю автомобільної шини, м;

D_k – діаметр колеса, м;

C_2 – коефіцієнт осідання ґрунту;

μ_2 – коефіцієнт, що характеризує зростання опору ґрунту із збільшенням навантаження;

$$\tau = C_0 + q_H \operatorname{tg} \varphi_0, \quad (2.7)$$

де C_0 – параметр, що характеризує зв'язаність частинок ґрунту між собою, Па;

q_n – тиск на ґрунт нормальний до поверхні зрізу, Па;

φ_0 – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Момент опору коченню керованих коліс орієнтовно визначають за формулою [5]:

$$M_f = fm_k ga_{шк}, \quad (2.8)$$

де f – коефіцієнт опору коченню коліс;

$a_{шк}$ – відстань від центра відбитка до перетину осі шворня з опорною поверхнею (плече обкатки), м;

m_k – маса автомобіля, що припадає на кероване колесо, кг.

$$a_{шк} = l_{ц} - r_{см}(\lambda + \beta_{шк}), \quad (2.9)$$

де $l_{ц}$ – довжина цапфи, м;

$r_{см}$ – статичний радіус колеса, м;

λ – кут розвалу коліс, рад.;

$\beta_{шк}$ – кут нахилу шворня убік, рад.

Момент опору повороту одного колеса в результаті проектування елементів його відбитка, знаходять за формулою [21]:

$$M_{ск} = 0,25\varphi_n m_k gl_0, \quad (2.10)$$

де l_0 – довжина плями контакту, м;

φ_n – коефіцієнт поперечного зчеплення при повороті колеса на місці.

Довжину плями контакту шини з дорогою знаходять за формулою [20]:

$$l_0 = 2\sqrt{r_c^2 - r_{см}^2}, \quad (2.11)$$

де r_c – вільний радіус колеса, м.

Момент опору підйому керованого колеса знаходять, використовуючи вираз [50]:

$$M_h = a_{ш} m_k g [\lambda(\sin \alpha_{ср} + \sin \beta_{ср}) + \gamma_{шк}(\cos \alpha_{ср} + \cos \beta_{ср})], \quad (2.12)$$

де $\alpha_{ср}$, $\beta_{ср}$ – середні кути повороту внутрішнього і зовнішнього коліс автомобіля, рад.;

$\gamma_{шк}$ – кут нахилу шворня назад, рад.

Як приклад проведемо розрахунок для автомобіля КрАЗ-5233.

Для більш точного визначення f використовуємо формулу Селіфонова-Титкова [23]:

$$f = f_0(1 + AV_{a1}^2) \left(\frac{V_{a2}^2}{\varphi g R_{нов}} \right), \quad (2.13)$$

де A – експериментальне значення, $(4-5) \times 10^{-5}$, $(\text{год}/\text{км})^2$;

V_{a1} – швидкість автомобіля, км/год;

V_{a2} – швидкість автомобіля, м/с;

$R_{нов}$ – радіус повороту автомобіля, м.

Для визначення максимального моменту опору керованих коліс під час руху автомобіля у важких умовах підставляємо знайдені коефіцієнти φ і f в описаний вище розрахунок (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Залежність моменту опору керованих коліс від дорожніх умов

| Дорожні умови | Коефіцієнт опору коченню, f | Коефіцієнт зчеплення, φ | Момент опору повороту керованих коліс автомобіля КрАЗ-5233 на швидкості 30 км/год, радіусі повороту 11 метрів, M_{Σ} (Нм) | Момент опору повороту керованих коліс автомобіля КрАЗ-5233, M_{Σ} (Нм) |
|-----------------|-------------------------------|---------------------------------|--|---|
| Асфальтобетон | 0,012 | 0,9 | 5830 | 5789 |
| Щебінь | 0,02 | 0,65 | 4686 | 4365 |
| Ґрунтова суха | 0,025 | 0,7 | 5130 | 4756 |
| Ґрунтова мокра | 0,05 | 0,55 | 5179 | 4229 |
| Пісок | 0,1 | 0,19 | 8300 | 2803 |
| Ущільнений сніг | 0,03 | 0,2 | 3297 | 2049 |

2.3 Визначення режимів роботи гідравлічного рульового підсилювача

2.3.1 Визначення частоти обертання колінчастого вала двигуна під час повороту автомобіля в різних умовах руху

Визначимо частоту обертання колінчастого вала двигуна під час повороту автомобіля для різних умов руху [5]:

$$n_{\partial} = \frac{30V_a U_{mp}}{\pi r_k}, \quad (2.14)$$

де V_a – швидкість руху автомобіля, м/с;

U_{mp} – загальне передатне число трансмісії;

r_k – статичний радіус колеса, м.

2.3.2 Визначення режимів роботи автомобіля під час повороту автомобіля в різних умовах руху

Для визначення загального передаточного числа трансмісії під час повороту автомобіля в різних умовах руху розраховуємо і побудуємо динамічну характеристику автомобіля (рисунок 2.2 – рисунок 2.7) [27].

Потужність двигуна, необхідна для руху в заданих умовах:

$$N_e = N_{e \max} \left[a_1 \frac{n_{ei}}{n_N} + a_2 \left(\frac{n_{ei}}{n_N} \right)^2 - a_3 \left(\frac{n_{ei}}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2.15)$$

де $N_{e \max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна, Вт;

a_1, a_2, a_3 – емпіричні коефіцієнти;

n_{ei} – поточне значення частоти обертання колінчастого вала, об/хв;

n_N – частота обертання, що відповідає максимальній потужності, об/хв.

$$P_{\kappa} = \frac{N'_e \eta_{mp}}{V}, \quad (2.16)$$

де η_{mp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

N'_e – ефективна потужність двигуна, Вт.

$$N'_e = (1 - K_U) N_e, \quad (2.17)$$

де K_U – коефіцієнт, що характеризує втрати потужності на привід допоміжного обладнання.

$$G_a = m_a g, \quad (2.18)$$

де m_a – повна маса автомобіля, кг.

$$m_a = m_c + m_g + m_e, \quad (2.19)$$

де m_a – споряджена маса автомобіля, кг;

m_g – маса вантажу, кг;

m_e – маса пасажирів, кг.

$$\eta_{mp} = \eta_{КП} \eta_{PK} \eta_{ГП}, \quad (2.20)$$

де $\eta_{кп}$ – коефіцієнт корисної дії коробки передач;

$\eta_{рк}$ – коефіцієнт корисної дії роздавальної коробки;

$\eta_{гп}$ – коефіцієнт корисної дії головної передачі.

$$U_{mp} = U_{КП} U_{PK} U_{ГП} U_{КАР}, \quad (2.21)$$

де $U_{кп}$, $U_{рк}$, $U_{гп}$, $U_{кар}$ – передатне число коробки передач, роздавальної коробки, головної передачі і карданної передачі відповідно.

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a}, \quad (2.22)$$

де P_k – сила тяги на колесах автомобіля, Н;

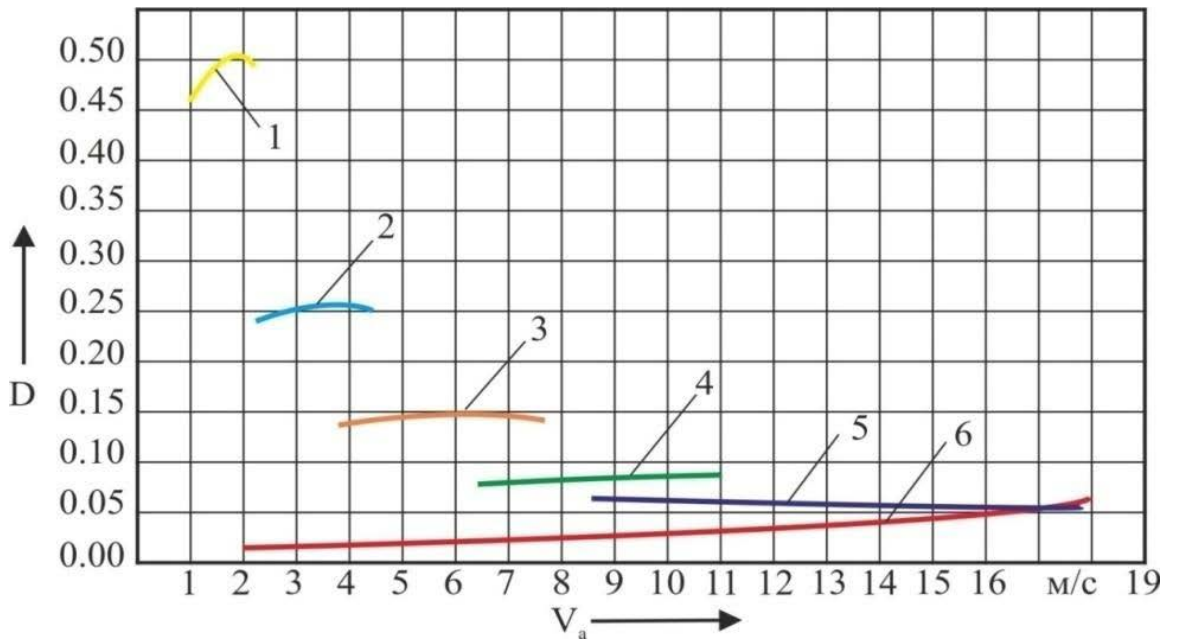
G_a – сила тяжіння автомобіля, Н;

P_w – сила опору повітря, Н.

Силою опору повітря для швидкості автомобіля менше 40 км/год нехтуємо.

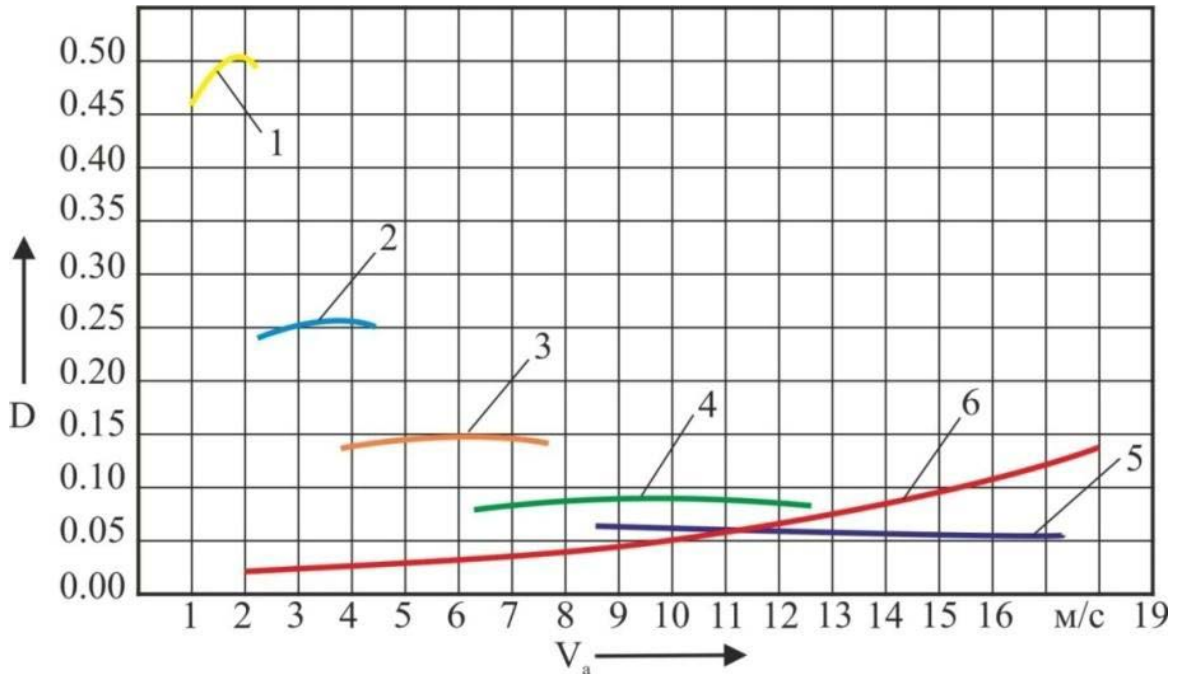
Проведемо аналіз графіків:

- під час повороту автомобіля на асфальті (рис. 2.2) його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на всіх передачах з швидкістю менше 17 м/с;
- під час повороту автомобіля на щебеню (рис. 2.3) його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на всіх передачах з швидкістю менше 17 м/с;



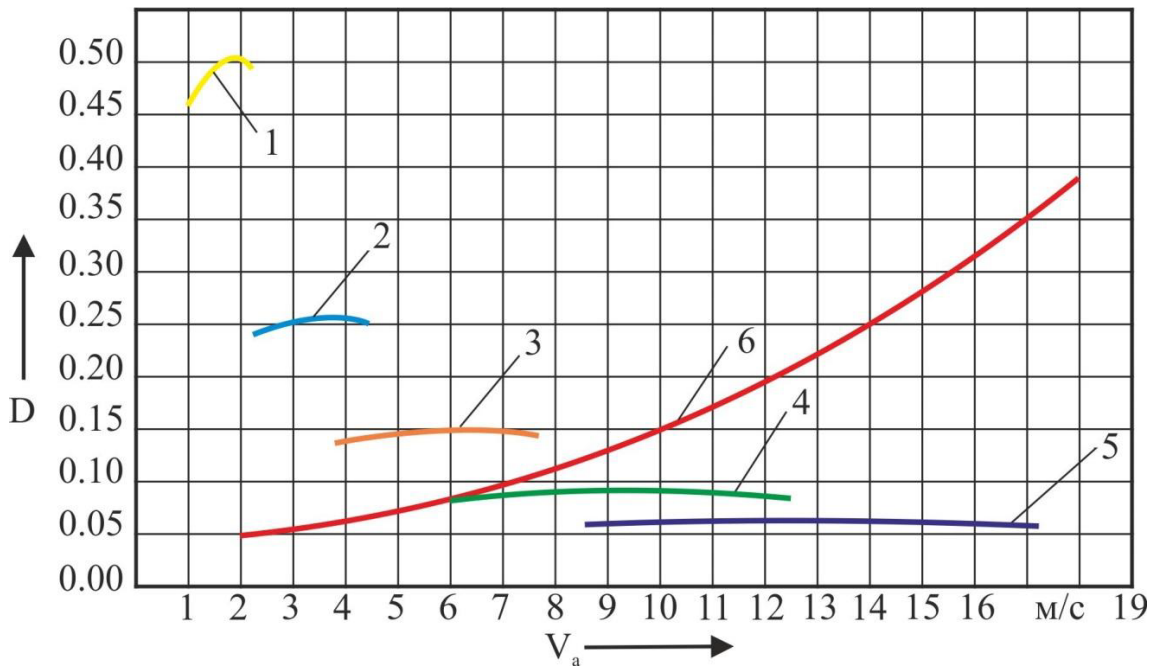
1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача, 6 - опір руху по асфальту

Рисунок 2.2 – Динамічна характеристика автомобіля під час руху по асфальту



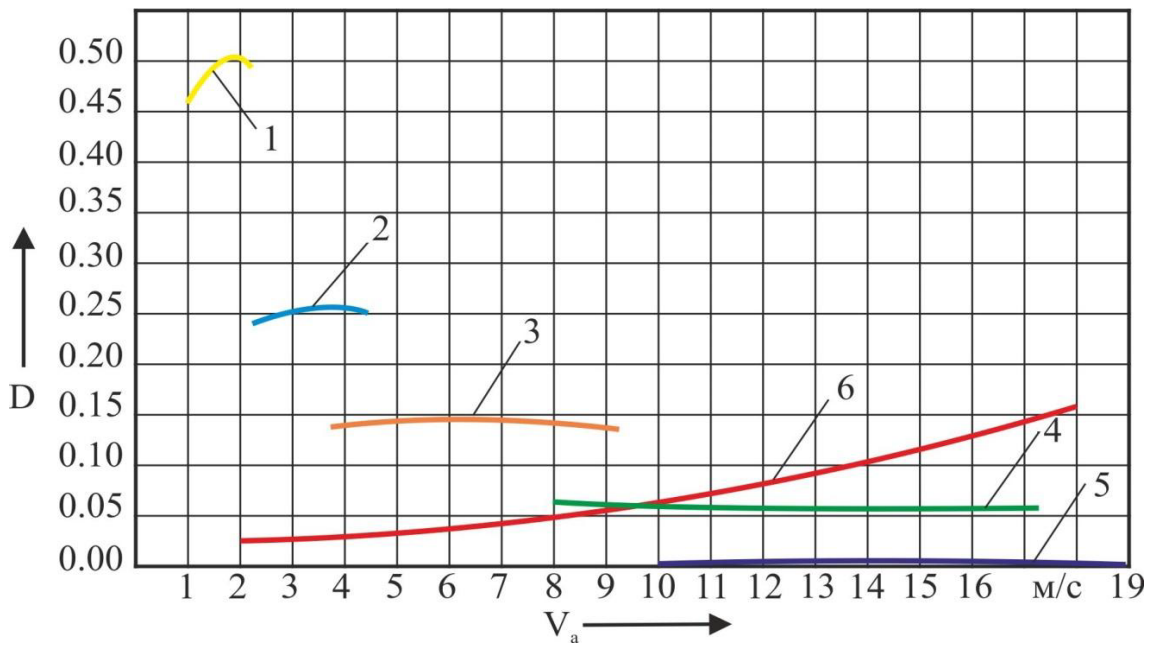
1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача, 6 - опір руху по щебеню

Рисунок 2.3 – Динамічна характеристика автомобіля під час руху по щебеню



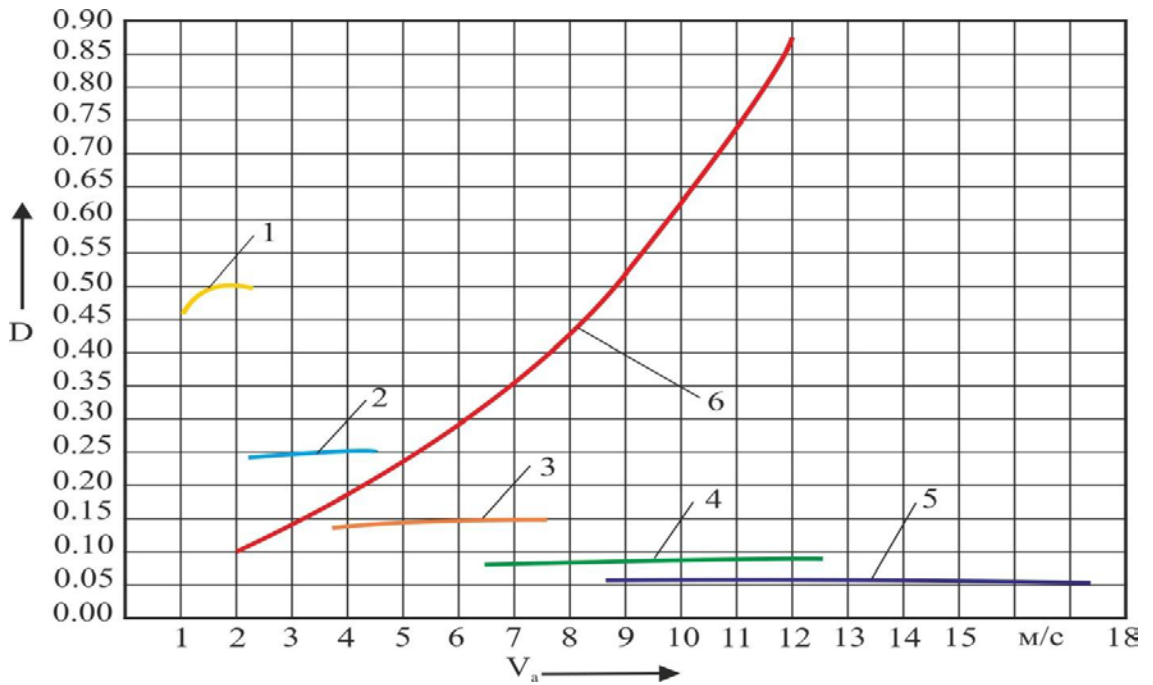
1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача, 6 - опір руху по мокрому ґрунту

Рисунок 2.3 – Динамічна характеристика автомобіля під час руху по мокрому ґрунту



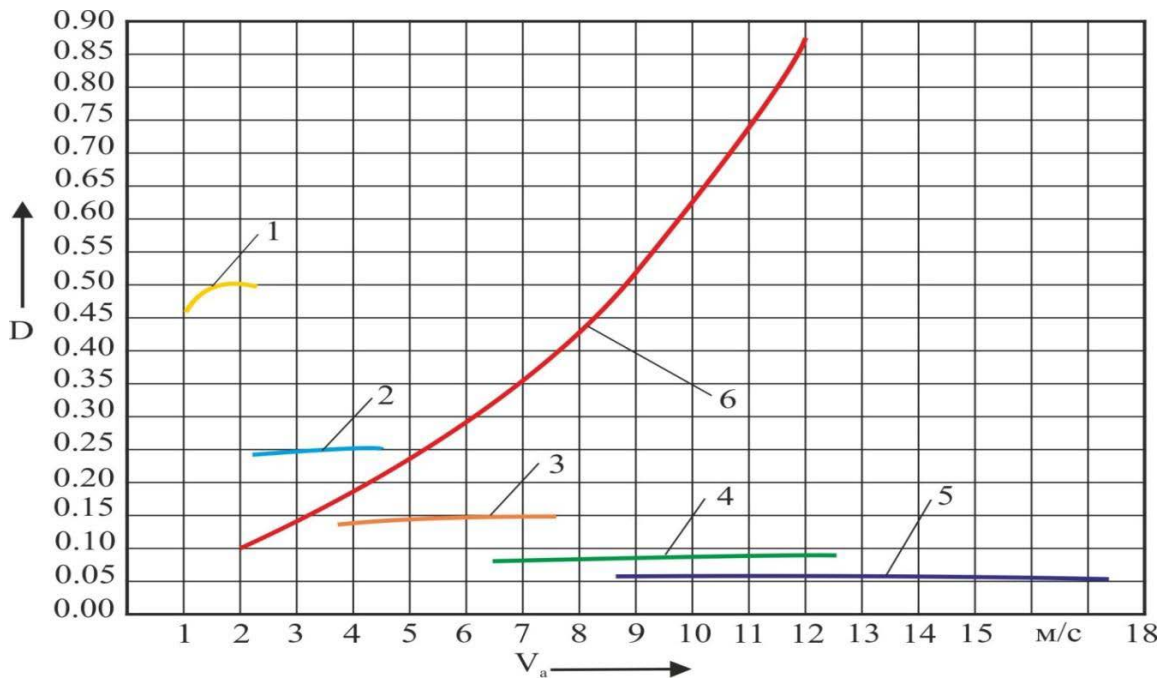
1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача, 6 - опір руху по сухому ґрунту

Рисунок 2.4 – Динамічна характеристика автомобіля під час руху по сухому ґрунту



1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача, 6 - опір руху по піску

Рисунок 2.5 – Динамічна характеристика автомобіля під час руху по піску



1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача, 6 - опір руху по ущільненому снігу

Рисунок 2.6 – Динамічна характеристика автомобіля під час руху по ущільненому снігу

- під час повороту автомобіля на мокрому ґрунті (рис 2.4) його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на 1, 2, 3 передачах зі швидкістю менше 6 м/с;

- під час повороту автомобіля по сухому ґрунті (рис. 2.5) його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на всіх передачах зі швидкістю автомобіля менше 10 м/с;

- під час повороту автомобіля по піску (рис. 2.6) його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися тільки на 1, 2 передачах зі швидкістю менше 4,3 м/с;

- під час повороту автомобіля на ущільненому снігу (рис. 2.7) його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на 1, 2 передачах.

Надалі всі розрахунки будуть вестися тільки для умов руху по піску, оскільки на решти режимах припускаємо тепловиділення буде меншим.

2.4 Визначення теплових характеристик гідравлічного рульового підсилювача

2.4.1 Визначення кількості тепла, що виділяється в гідравлічному рульовому підсилювачі від частоти обертання колінчастого вала двигуна і моменту опору повороту керованих коліс

Кількість тепла, що виділяється в гідравлічному рульовому підсилювачі визначається [9]:

$$Q_1 = p_n q \left(\frac{1}{\eta_{zag}} - 1 \right), \quad (2.23)$$

де Q_1 – кількість тепла, що виділяється в гідравлічній системі на виході з насоса за 1 с, Вт:

p_n – тиск в гідравлічній системі на виході з насоса, Па;

q – продуктивність насоса за тиску p_n , м³/с.

За умови зливу всього об'єму робочої рідини, що нагнітається насосом, в бачок масляного насоса, кількість виробленого тепла визначається:

$$Q_2 = \frac{P_n q}{\eta_{заг}}, \quad (2.24)$$

Загальний коефіцієнт корисної дії гідравлічного приводу визначається [4]

$$\eta_{заг} = \eta_o \eta_m \eta_z, \quad (2.25)$$

де η_o – об'ємний коефіцієнт корисної дії гідравлічного приводу;

η_m – механічний коефіцієнт корисної дії гідравлічного приводу;

η_z – гідравлічний коефіцієнт корисної дії гідравлічного приводу, які рівні

$$\eta_o = \eta_{o,n} \eta_{o,\psi}, \quad (2.26)$$

де $\eta_{o,n}$ – об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса;

$\eta_{o,\psi}$ – об'ємний коефіцієнт корисної дії силового циліндра;

$$\eta_z = \frac{P_n}{P_\psi}, \quad (2.27)$$

де P_n – тиск насоса гідравлічного рульового підсилювача, Па;

$$P_n = P_\psi + \sum \Delta p, \quad (2.28)$$

де $\sum \Delta p$ – сумарні втрати тиску в гідроприводі, Па.

Результати розрахунку зведені в таблицю 2.2; графіки залежності кількості тепла, що виділяється від частоти обертання колінчастого вала двигуна і моменту опору повороту керованих коліс під час руху автомобіля по піску наведені на рисунках 2.7 і 2.8.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку кількості тепла, що виділяється під час руху автомобіля по піску

| | | | | | |
|--|------|-------|-------|------|-------|
| n_e , об/хв | 1000 | 1400 | 1800 | 2000 | 2100 |
| n , об/хв | 1500 | 2100 | 2700 | 3000 | 3150 |
| ω_n , рад/с | 157 | 219,8 | 282,6 | 314 | 329,7 |
| q , м ³ /с 10 ⁻⁴ | 2,61 | 3,66 | 4,7 | 5,23 | 5,48 |
| p , МПа | 0,8 | 1,0 | 1,3 | 1,7 | 2,8 |
| Q , Вт | 127 | 223 | 372 | 542 | 935 |
| V , км/год | 2,3 | 4,2 | 11,1 | 12,1 | 18,3 |

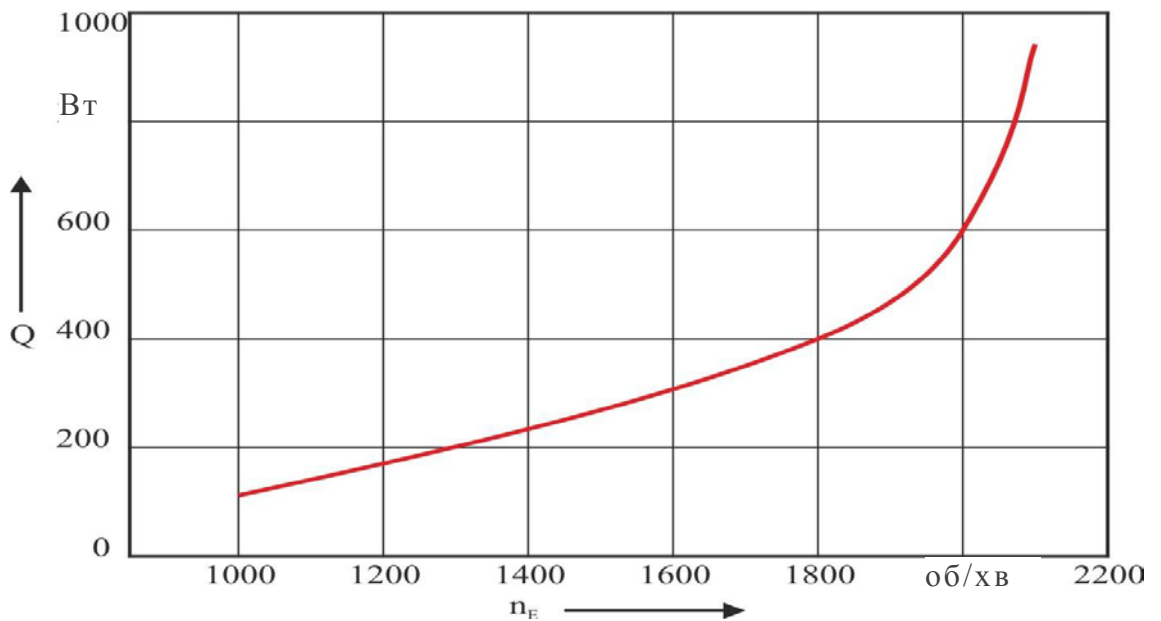


Рисунок 2.7 – Залежність кількості тепла, що виділяється в гідравлічно-му рульовому підсилювачі від частоти обертання колінчастого вала двигуна під час руху автомобіля по піску

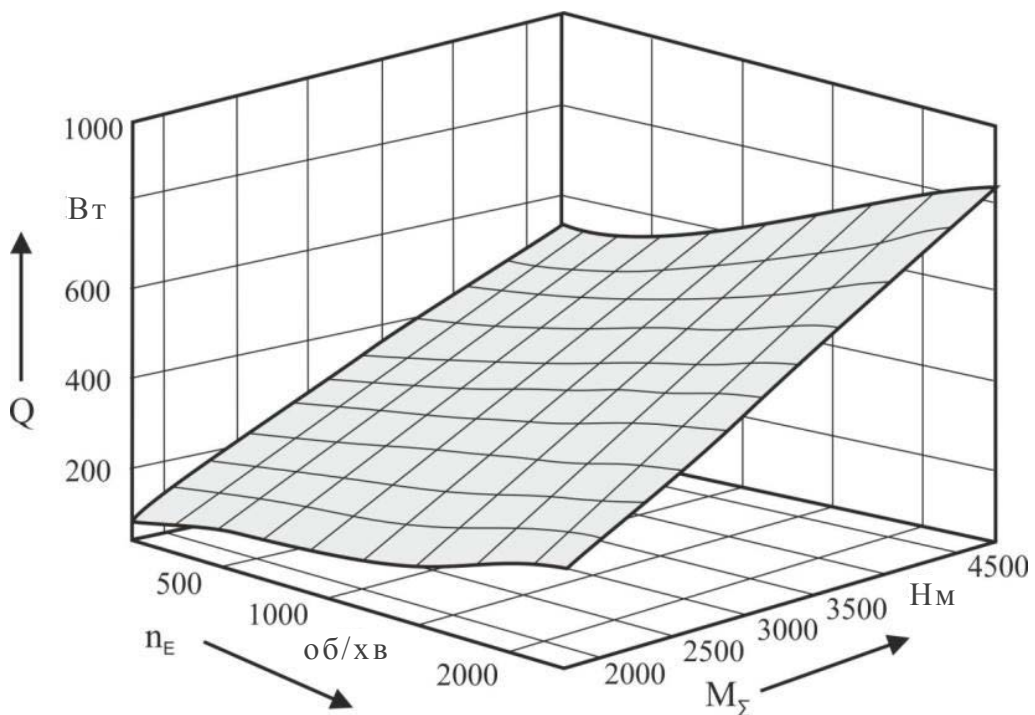


Рисунок 2.8 – Залежність кількості тепла, що виділяється в гідравлічно-му рульовому підсилювачі від частоти обертання колінчастого вала двигуна і моменту опору повороту керованих коліс під час руху автомобіля по піску

2.4.2 Визначення температури робочої рідини в гідравлічному рульовому підсилювачі залежно від часу і режимів його роботи

Теплова енергія, що виділяється в процесі роботи гідроприводу, йде на нагрів оливи, а також розсіюється в навколишнє середовище шляхом теплопередачі від поверхні насоса, гідроциліндра і трубопроводів.

Після досягнення сталої температури оливи все тепло, що виділяється розсіюється в навколишнє середовище.

Рівняння теплового балансу гідроприводу матиме вигляд [8]:

$$Qdt = (C_M m_p + C_{M1} m_{zn})dt + KF_{zn} dt \left(\frac{dt}{2} + T_1 + T_0 \right), \quad (2.29)$$

де Q – кількість тепла, що виділяється в гідравлічну систему, Вт;

dt – приріст температури оливи за час t , °С;

T_1 – температура оливи на початок розглянутого нескінченно малого проміжку часу, °С;

T_0 – початкова температура робочої рідини, °С;

K – коефіцієнт тепловіддачі навколишньому повітрю, Вт/м²°С;

F_{zn} – площа поверхні гідравлічного приводу, м²;

C_M – теплоємність оливи, Дж/кгград;

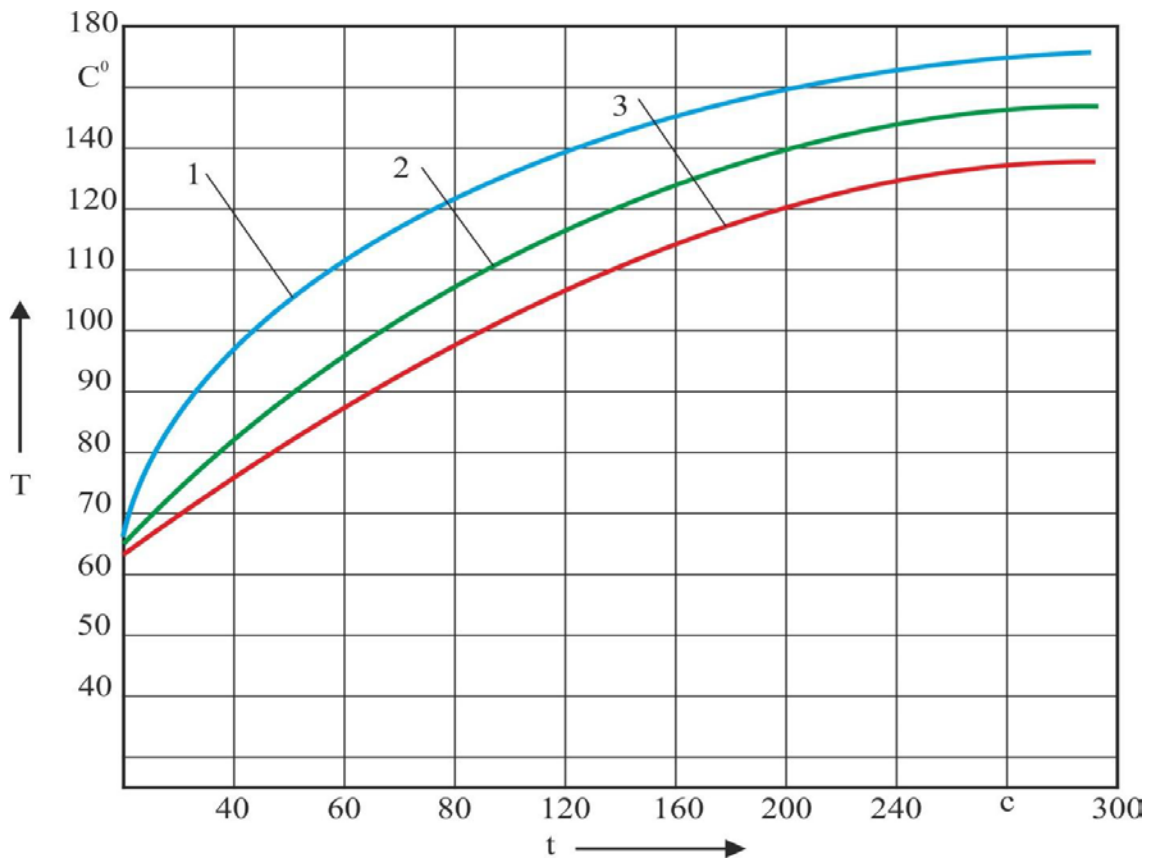
C_{M1} – теплоємність металу, Дж/кгград;

m_{zn} – маса гідравлічного приводу, кг;

m_p – маса робочої рідини, кг,

t – час роботи гідроприводу, с.

З рівняння (2.29) за умови безперервної роботи гідроприводу протягом часу t можна отримати залежність для визначення температури робочої рідини в гідравлічному рульовому підсилювачі (рисунок 2.9) [12].



1 - поворот на піску, 2 - поворот на асфальті, 3 - поворот на ґрунті

Рисунок 2.9 – Залежність зміни температури робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача залежно від часу і режимів його роботи

2.5 Визначення ефективності роботи гідравлічного рульового підсилювача

Ефективністю гідравлічного рульового підсилювача $E_{гpn}$ назвемо відношення ідеального теплового потоку Q_{id} , який виділяється під час роботи гідравлічного рульового підсилювача в ідеальних умовах, до теплового потоку Q розглянутого гідравлічного рульового підсилювача [8].

$$E_{гpn} = \frac{Q}{Q_{id}}, \quad (2.30)$$

Ідеальними умовами для роботи слід вважати роботу гідравлічного рульового підсилювача при:

- мінімальному тиску робочої рідини, $p = 1$ МПа;
- мінімальній продуктивності насоса, $q = 1 \cdot 10^{-4}$ м³/с;

- максимальному коефіцієнті корисної дії, $\eta_{заг} = 1$.

Найбільший показник ефективності гідропідсилювача рульового управління досягається під час повороту автомобіля на снігу 0,1, а найменший показник ефективності досягається під час повороту автомобіля на піску 0,004.

2.6 Висновки до розділу

З аналізу результатів досліджень, проведених у другому розділі, можна зробити наступні висновки:

1) Розроблено фізичну модель пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача рульового управління, застосування якого дозволяє збільшити коефіцієнт корисної дії в гідравлічному підсилювачі керма.

2) На підставі математичної моделі усталеного температурного напору робочої рідини в гідравлічному рульовому керуванні розроблена методика теплогідравлічного розрахунку гідропідсилювача рульового керування на всіх режимах його роботи, яка дозволила визначити, що максимальний нагрів рідини відбувається при частоті обертання колінчастого вала двигуна 1800–2100 об/хв.

3 МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Мета і завдання експериментального дослідження

Експериментальні дослідження проводилися з метою перевірки теоретичних положень, обґрунтованих у другому розділі, а також визначення функціональної залежності величини температури робочої рідини від часу роботи гідропідсилювача рульового управління, коефіцієнта опору коченню, кількості обертів колінчастого вала.

Вирішення завдань експериментального дослідження включало:

- розробку програми і плану експерименту;
- вибір випробувальних трас, підготовка об'єкта експериментального дослідження і розробка комплексу вимірювально-реєструючої апаратури;
- розробку методики проведення експерименту;
- безпосереднє виконання експериментів;
- обробку результатів експериментів.

Відповідно до цілей і завдань експериментального дослідження програмою досліджень передбачалось вирішення наступних завдань.

1) Визначення коефіцієнтів опору коченню під час руху автомобіля КрАЗ-5233 по асфальту, піску, ґрунтовому покриттю.

2) Оцінка адекватності математичної моделі, встановлення закономірності тепловиділення в підсилювачі залежно від режимів його роботи.

Під час підготовки до експериментальних досліджень проводилося технічне обслуговування №1 і загальна перевірка технічного стану автомобіля. Перевірялися і регулювалися вузли і механізми, що впливають на роботу гідропідсилювача. На автомобілі монтувався вимірювально-реєструючий комплекс.

Для проведення натурного експерименту з визначення величини коефіцієнта опору коченню, температури робочої рідини підсилювача під час руху

по піску, ґрунтовій і асфальтовій дорогах як об'єкт дослідження використувався автомобіль КрАЗ-5233 представлений на рисунку 3.1.



Рисунок 3.1 – Загальний вигляд випробуваного КрАЗ-5233

Випробування проводилися в літній період при температурі навколишнього повітря від +20 до + 24 °С. Стан атмосфери забезпечував видимість до 1000 м. Асфальтобетонне, піщане, ґрунтове покриття дороги, на яких проводились випробування, було горизонтальним, сухим, рівним, чистим. Загальні умови випробувань відповідали вимогам галузевих стандартів [3].

На випробувальному майданчику розмічається траєкторія руху по колу радіусом повороту 9,5 метра. Тиск повітря в шинах встановлювався рівним 350 кПа і підтримувався під час випробувань незмінним.

У відповідності з поставленими завданнями методика передбачала випробування зразка з серійним рульовим керуванням під час руху на повороті з мінімальним радіусом повороту, за різної частоти обертання колінчастого вала.

Перед проведенням експериментальних дослідів КрАЗ-5233 зважувався на пункті вагового контролю, з точністю до 0,5%.

Додатково були перевірені агрегати КрАЗ-5233, що відповідають за формування сили тяги: двигун внутрішнього згоряння і трансмісія. Для отримання достовірних результатів двигун внутрішнього згоряння КрАЗ-5233 був прогрітий до нормального температурного режиму, агрегати і механізми трансмісії були доведені до робочого температурного режиму.

Дослідження проводилися із застосуванням контрольно-вимірювального комплексу УКТ 38-Щ4, спільно з перетворювачем АС2-М, чотири термопарами ТСМ 100М W100 = 1.426 (рисунок 3.2). Контрольно-вимірювальний комплекс інтегрується в мережу RS-485 з підтримкою протоколів Modbus RTU / ASCII, ОВЕН. Засобом збору і обробки інформації була ПЕОМ HP Pavilion 17 Notebook PC зі встановленим програмним забезпеченням.

УКТ 38 вимірювач 8-канальний з аварійною сигналізацією призначений для контролю температури, тиску, вологості, рівня або іншої фізичної величини в декількох зонах одночасно (до 8-ми), а також для реєстрації вимірюваних параметрів на ПК.



Рисунок 3.2 – Контрольно-вимірювальний комплекс УКТ38

Функціональні можливості приладу:

- контроль температури або іншої фізичної величини (тиску, вологості, рівня і т. п.) в декількох зонах одночасно (до 8-ми);
- вісім входів для підключення датчиків: термоперетворювачів опору типу ТСМ і ТСП 50/100, Pt 100; термопар ТХК, ТХА, ТНН, ТЖК, ТПП (S), ТПП (R); датчиків з уніфікованим вихідним сигналом струму 0 (4)...20 мА, 0...5 мА або напруги 0...1 В.

Місця кріплення термопар показані на рисунках 3.3, 3.4, 3.5. Розміщення контрольно-вимірювального комплексу показано на рисунку 3.6.



Рисунок 3.3 – Місце під'єднання термопари до трубопроводу масляного насоса

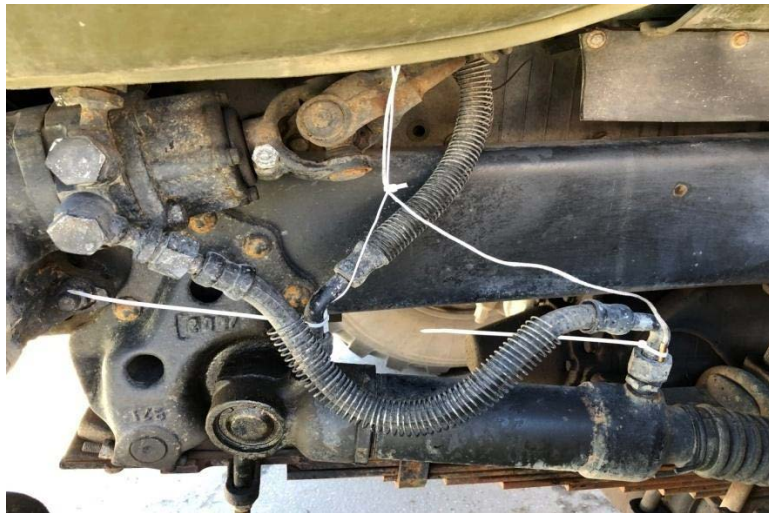


Рисунок 3.4 – Місце під'єднання термопар №2 і №3 до трубопроводів силового циліндра



Рисунок 3.5 – Місце вимірювання температури робочої рідини в бачку насоса



Рисунок 3.6 – Розміщення контрольно-вимірювального комплексу

Джерелом живлення контрольно-вимірювального комплексу була система електроживлення автомобіля КрАЗ-5233, ПЕОМ HP Pavilion 17 Notebook PC – штатна акумуляторна батарея.

3.2 Методика проведення експериментальних досліджень

3.2.1 Визначення коефіцієнта опору коченню

Випробування проводилося на рівній ділянці довжиною 100 м, поздовжній ухил якої не перевищував 0,5%. Траса була розбита на 3 контрольних ділянки: розгону, рівномірного руху і вибігу (рисунок 3.7).

Випробуваний автомобіль розганявся до швидкості $V_0 = 10 \pm 0.5$ км/год з метою виключення впливу опору повітря і рухався з постійною швидкістю по ділянці «К» – «0» довжиною S_K . Час проходження контрольної ділянки «К» – «0» використовувався для визначення початкової швидкості автомобіля V_0 .

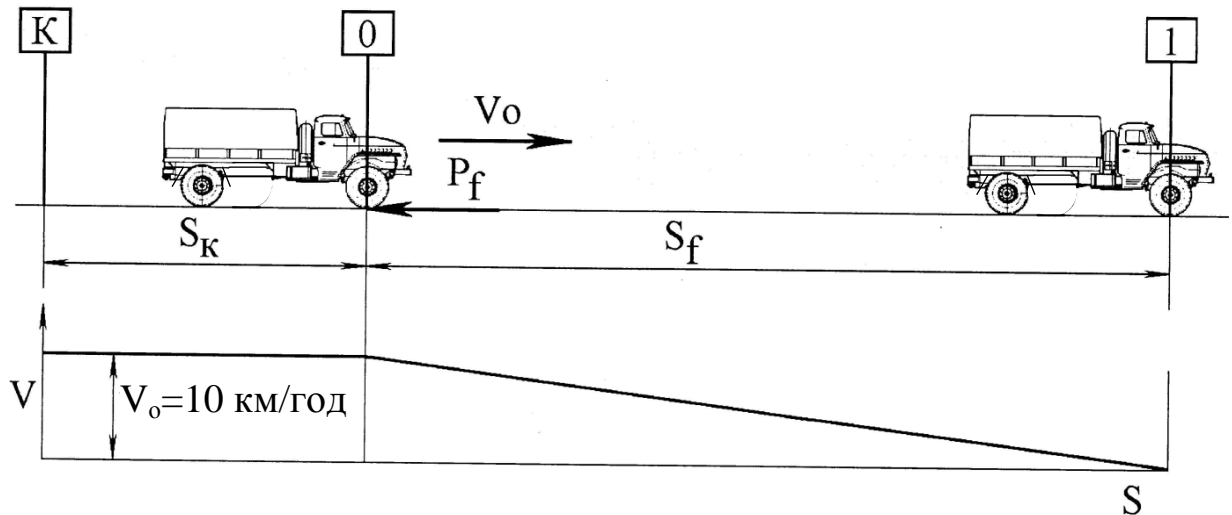


Рисунок 3.7 – Схема експериментального знаходження коефіцієнта опору коченню

Після проходження позначки «0» зчеплення вимикалося і автомобіль рухався до повної зупинки, проходячи шлях S_f . При цьому кінетична енергія автомобіля витрачається на роботу з подолання сили опору коченню P_f на шляху вибігу S_f , тобто

$$\delta' \frac{G_a V_0^2}{2g} = f_o G_a S_f. \quad (3.1)$$

Звідки

$$f_o = \delta' \frac{V_0^2}{2g S_f}, \quad (3.2)$$

де δ' – коефіцієнт обертових мас коліс (оскільки зчеплення вимкнене, то приймається $\delta' = 1,1$).

Отримані результати залежності коефіцієнта опору коченню від дорожніх умов наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Залежність коефіцієнта опору коченню від дорожніх умов

| | Тип покриття | | |
|--------------------------|---------------|---------------|------------|
| | Асфальтобетон | Ґрунтова суха | Пісок |
| Коефіцієнт опору коченню | 0,017–0,018 | 0,025–0,035 | 0,075–0,08 |

3.2.2 Планування і методика проведення експерименту з визначення температури робочої рідини гідروпідсилювача рульового керування

Аналіз досліджень, проведених в розділі 2, показав, що як варійовані фактори найбільший інтерес представляють наступні три: частота обертання колінчастого вала ДВЗ (n) – x_1 , час роботи гідропідсилювача (t) – x_2 , коефіцієнт опору коченню (f) – x_3 . Рівні та інтервали варіювання факторів представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Рівні та інтервали варіювання факторів

| | Частота обертання колінчастого вала ДВЗ, об/хв | Час роботи, с | Коефіцієнт опору коченню |
|---------------------|--|---------------|--------------------------|
| Позначення | x_1 | x_2 | x_3 |
| Основний рівень | 1100 | 40 | 0,049 |
| Інтервал варіювання | 400 | 30 | 0,031 |
| Верхній рівень | 1500 | 70 | 0,08 |
| Нижній рівень | 700 | 10 | 0,018 |

Межі варіювання фактора x_1 вибиралися, виходячи з умови мінімальної частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння на холостому ході, рекомендованої частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння; для фактора x_2 вибиралися, виходячи з умови перегріву робочої рідини; для фактора x_3 на основі експериментально отриманих нами максимального і мінімального коефіцієнта опору коченню.

За параметр оптимізації приймалася температура робочої рідини гідропідсилювача рульового управління. Модель об'єкта відповідно до [30] має вигляд:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{13}x_1x_3, \quad (3.3)$$

де b_i – коефіцієнти рівняння регресії.

Після визначення найбільш значущих факторів, рівнів і інтервалів їх варіювання, з врахуванням значень функції відгуку, що відповідають сумарному середньому рівню величини температури робочої рідини гідропідсилювача, був складений план проведення експерименту, представлений в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – План проведення експерименту з визначення величини температури робочої рідини гідروідсилювача рульового управління

| № | Порядок проведення дослідів | Матриця планування | | |
|---|-----------------------------|--------------------|----------------|----------------|
| | | x ₁ | x ₂ | x ₃ |
| 1 | 8,13 | – | – | – |
| 2 | 3,12 | – | + | + |
| 3 | 11,15 | – | + | – |
| 4 | 6,14 | – | – | + |
| 5 | 2,4 | + | – | – |
| 6 | 5,7 | + | + | + |
| 7 | 1,9 | + | + | – |
| 8 | 10,16 | + | – | + |

Під час оцінки результатів проведеного експерименту перевірялася його однорідність за критерієм Кохрена. Обчислювалися дисперсії дослідів, значення яких наведені в таблиці 3.4, за такою формулою:

$$S_j^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{u=1}^m (y_{ju} - y_j)^2, \text{ при } j = 1 \dots 8, m = 2 \quad (3.4)$$

де m – кількість повторних дослідів.

В ході проведення експерименту за рандомізованим планом, для мінімізації систематичної помилки, були отримані відгуки (параметри оптимізації), які представлені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Робоча матриця і результати експерименту з визначення величини температури робочої рідини гідроідсилювача рульового керування

| № | Фактори | | | Відгуки (параметр оптимізації) | | | Дисперсія дослідів |
|---|----------------|----------------|----------------|--------------------------------|----------------|-----------------|-----------------------------|
| | x ₁ | x ₂ | x ₃ | y ₁ | y ₂ | y _{ср} | |
| N | x ₁ | x ₂ | x ₃ | y ₁ | y ₂ | y _{ср} | S _j ² |
| 1 | 700 | 10 | 0,018 | 65,08 | 66,10 | 65,59 | 0,26 |
| 2 | 700 | 70 | 0,08 | 73,05 | 74,06 | 72,55 | 2,28 |
| 3 | 700 | 70 | 0,018 | 68,57 | 67,5 | 68,35 | 0,72 |
| 4 | 700 | 10 | 0,08 | 66,27 | 66,8 | 66,53 | 0,07 |
| 5 | 1500 | 10 | 0,018 | 68,23 | 69 | 68,62 | 0,15 |
| 6 | 1500 | 70 | 0,08 | 97,76 | 100 | 98,88 | 1,25 |
| 7 | 1500 | 70 | 0,018 | 82,87 | 84,5 | 83,69 | 0,65 |
| 8 | 1500 | 10 | 0,08 | 69,15 | 72,1 | 70,63 | 2,16 |

Після чого знаходилась сума дисперсій: $\sum_{j=1}^8 S_j^2 = 7,24$. Значення критерію

Кохрена розраховувалося за формулою:

$$G_p = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{j=1}^8 S_j^2} \quad (3.5)$$

В даному випадку $G_p = 0,3$. Після визначення числа ступенів свободи, для рівня значущості $\alpha = 0,05$ в таблиці [14] $G_{kp} = 0,68$. Експериментальна величина G -критерію менша цього значення, отже, гіпотеза про однорідність дисперсії не заперечується.

За методом найменших квадратів знаходилися коефіцієнти рівняння регресії. Ці коефіцієнти були розраховані за формулою:

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} y_{cp}, \text{ при } j, i = 0, 1, 2 \dots k, j \neq u \quad (3.6)$$

де x_{ij} – значення i -ого фактора в j -ому досліді;

y_{cp} – середнє значення відгуку.

Перевірка адекватності математичної моделі виконувалася за критерієм Фішера (F-критерієм) [30]. В даному випадку значення $F = 11,512$.

Після визначення числа ступенів свободи, вибірки рівня значущості, за таблицею [30] $F_{kp} = 239$.

Оскільки $F < F_{kp}$, то гіпотеза про адекватність моделі не відкидається, і рівняння регресії вважається адекватним.

Після переведення факторів у кодованому вигляді у натуральному, рівняння регресії отримано в наступному вигляді:

$$T = 74,355 + 6,1n_1 + 6,51t_2 + 2,7925f_3 + 4,3175n_1t_2 + 1,5075n_1f_3 + 2,055t_2f_3 + 1,24n_1t_2f_3. \quad (3.7)$$

За отриманою адекватною математичною моделлю (3.7) можна сказати, що найбільший вплив на величину нагріву робочої рідини гідропідсилювача мають фактори: n_1 (частота обертання колінчастого вала ДВЗ), фактор t_2 (час роботи); фактор f_3 – коефіцієнт опору коченню, на величину нагріву робочої

рідини гідропідсилювача має найменший вплив. Характер впливу чинників n_1 і t_2 однаковий, із збільшенням обох факторів температура робочої рідини гідропідсилювача збільшується.

Як видно, дана методика дозволила експериментальним шляхом визначити величину нагріву робочої рідини гідропідсилювача залежно від коефіцієнта опору коченню, частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння, часу роботи гідравлічного підсилювача керма.

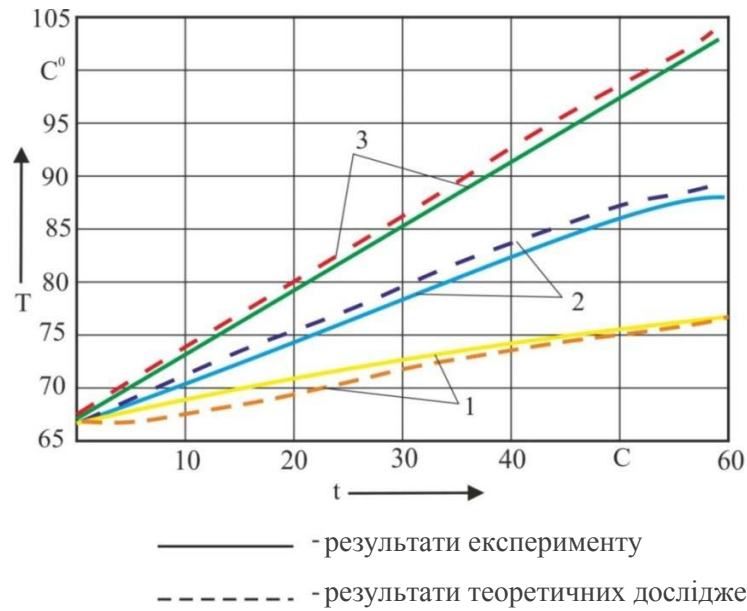
3.3 Порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень

В результаті проведеного експерименту була отримана залежність нагріву робочої рідини гідропідсилювача рульового управління в залежності від варійованих факторів.

Максимальна відносна похибка результатів експерименту з визначення залежності температури робочої рідини від частоти обертання колінчастого вала під час руху автомобіля по піску, асфальтобетону, ґрунту становить не більше 12,4%, що говорить про достатню точність вимірювань.

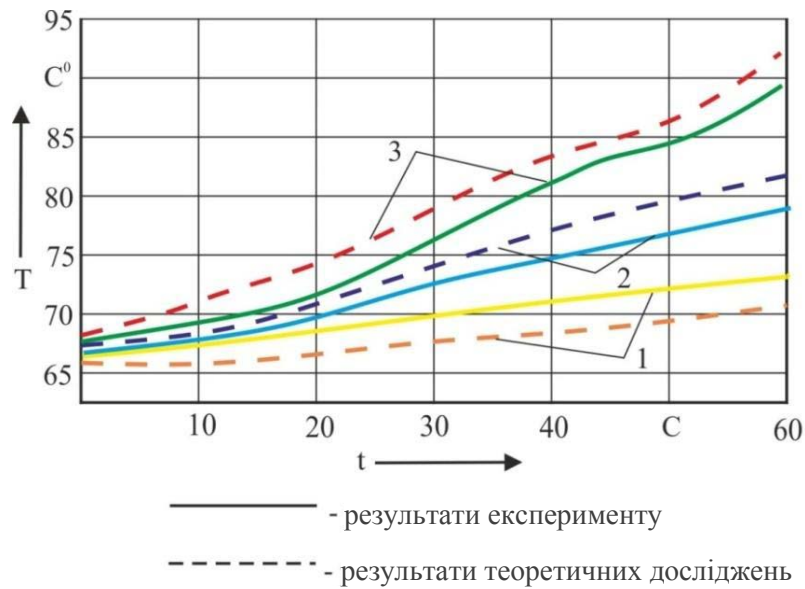
На рисунках 3.8, 3.9, 3.10 представлені розрахункові та експериментальні залежності зміни температури робочої рідини під час повороту автомобіля на асфальтобетоні, ґрунті і піску.

Як можна помітити, дані залежності, отримані в результаті математичного моделювання процесів теплоутворення, знаходяться в межах довірчого інтервалу і досить точно повторюють характер кривих, отриманих в результаті експериментальних досліджень.



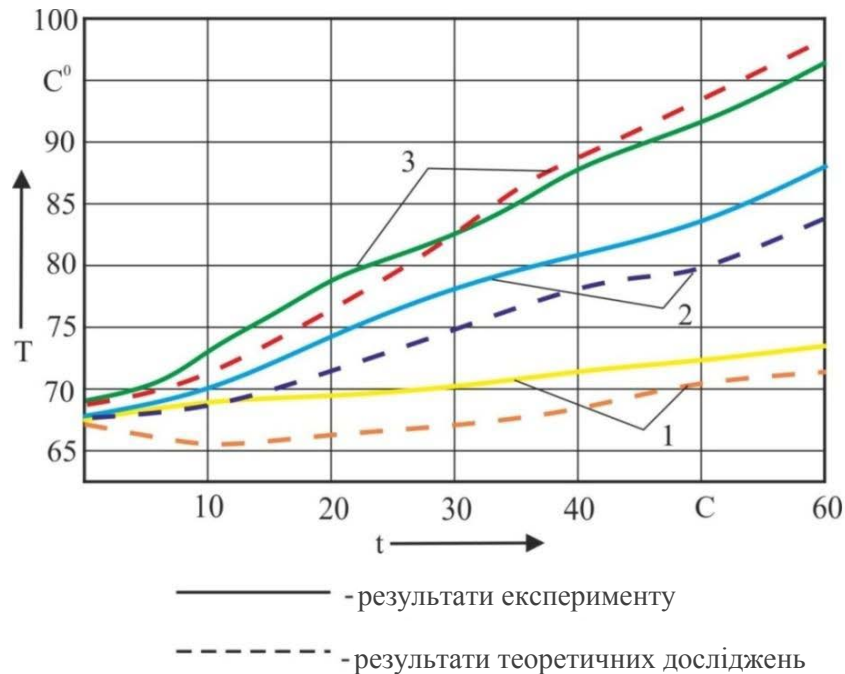
Частота обертання колінчастого вала: 1-700 об/хв, 2-1100 об/хв, 3-1500 об/хв

Рисунок 3.8 – Залежність зміни температури робочої рідини під час повороту автомобіля на асфальтобетоні



Частота обертання колінчастого вала: 1-700 об/хв, 2-1100 об/хв, 3-1500 об/хв

Рисунок 3.9 – Залежність зміни температури робочої рідини під час повороту автомобіля на ґрунті



Частота обертання колінчастого вала: 1-700 об/хв, 2-1100 об/хв, 3-1500 об/хв

Рисунок 3.10 – Залежність зміни температури робочої рідини під час повороту автомобіля на піску

Порівняння даних експерименту з результатами розрахунку дозволяє відзначити, що характерні протікання процесів, описаних теоретичними залежностями і експериментально отриманими функціями, не мають якісних відмінностей, крім того, порівняльна характеристика розрахункових і експериментальних даних свідчить про досить високу збіжність результатів.

3.4 Висновки до розділу

1) Запропоновані методика і комплект вимірювальної та реєструючої апаратури дозволили провести натурний експеримент, який можна визнати відтвореним за всіма зареєстрованими параметрам на всіх варіантах випробувань на загальноприйнятому рівні $P = 0,95$. В методиці експериментального дослідження основна увага приділена мінімізації необхідної кількості дослідів, можливості одночасного варіювання всіма змінними. Дана методика дозволила приймати обґрунтовані рішення після кожної серії експерименту.

2) Математична модель визначення теплового потоку в гідравлічному рульовому підсилювачі, з довірчою ймовірністю 0,95 описує досліджувані

процеси в зазначених межах варіювання чинників. Похибка моделі для різних параметрів не перевищує 5%, що задовільно для інженерних розрахунків.

3) Експериментальні дослідження визначення теплового потоку в гідравлічному рульовому підсилювачі, підтвердили справедливість отриманих аналітичним шляхом залежностей. Розбіжність результатів не перевищує 5%.

4) При збільшенні частоти обертання колінчастого вала, часу роботи гідропідсилювача, коефіцієнта опору коченню збільшується тепловий потік в гідравлічному рульовому керуванні.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз безпечності дослідження оцінки технічного стану гідропідсилювачів рульового керування в процесі експлуатації автомобіля

Аналіз умов праці під час проведення досліджень дозволяє виявити причини і визначити закономірності виникнення небезпечних ситуацій чи травматизму. Завдяки отриманій інформації розробляються заходи та засоби щодо профілактики аварійних ситуацій і виробничого травматизму.

Для аналізу виробничого травматизму застосовують такі основні методи: статистичний, топографічний, монографічний, економічний, метод анкетування, метод експертних оцінок.

На основі отриманих даних визначають динаміку виробничого травматизму, професійної та загальної захворюваності за відповідний період, яка дозволяє оцінити стан охорони праці на виробництві.

У процесі дослідження роботи гідропідсилювача рульового керування маслопроводів відбуваються процеси пов'язані із дією високого тиску робочої рідини, а також її нагрівом.

Основні небезпеки, які можуть виникнути при роботі можна умовно розділити на три види: механічні, теплові та електричні. До механічних небезпек відносяться ті, які можуть створюватись обертовими та іншими рухомими частинами масляного насосу та його приводу. Теплові зумовлені нагрівом робочої рідини гідропідсилювача під час роботи автомобіля в екстремальних умовах (часті повороти у важких дорожніх умовах). До електричних відноситься ураження працівника електричним струмом під час використання вимірювального обладнання. При втраті герметичності маслопроводів можливе ураження кінцівок і м'яких тканин, а також очей.

Своєчасне визначення можливого виникнення небезпечної ситуації та побудова моделі виникнення травмонебезпечної ситуації дають можливість попередити нещасний випадок та зберегти життя і здоров'я робітника [11].

4.2 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій та травм під час проведення досліджень гідропідсилювача рульового керування автомобіля

Наведемо методика 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 [17].

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 рис. 4.1., і базових подій, починаючи з лівої нижньої гілки "дерева", позначаємо номерами всі випадкові події, що увійшли до моделі.

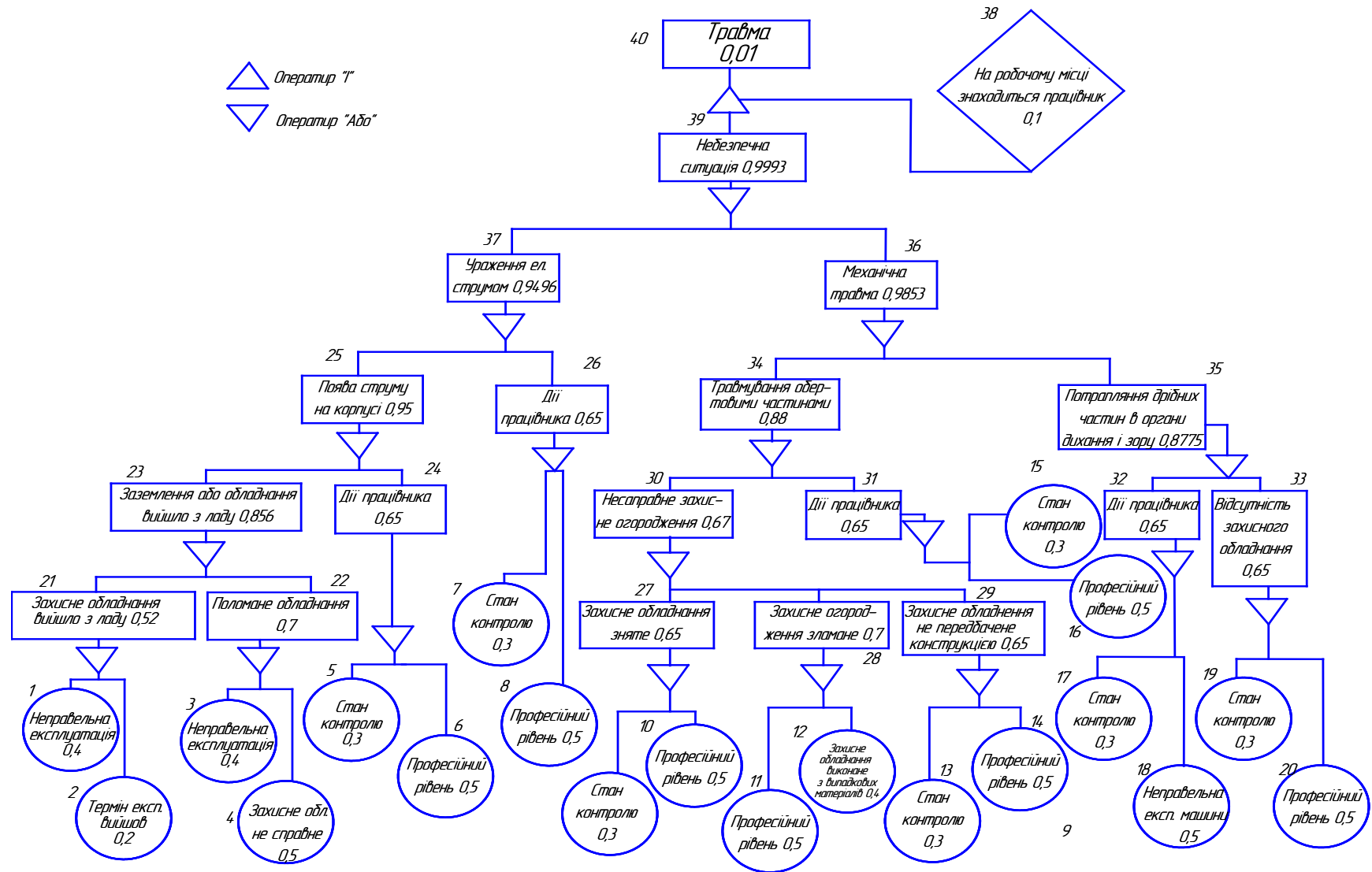


Рис. 4.1 – Логіко-імітаційна модель виникнення травми

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 слугуватиме 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 працівника) 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 гідропідсилювача рульового керування, при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях, можна очікувати 0,01 травми.

Якщо зазначені недоліки усунути: підвищити професійний рівень робітників, 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.

4.3 Розробка заходів по запобіганню аварій і травм

Умови праці – це сукупність факторів виробничого середовища, що впливають на працездатність і здоров'я людини в процесі праці [11].

Діагностичне обладнання має задовольняти вимоги безпеки при монтажі (у необхідних випадках при демонтажі), експлуатації, ремонті, транспортуванні й зберіганні, при використанні окремо або у складі комплексів і технологічних систем. Складові частини діагностичної установки (у тому числі провідники, паливопроводи, кабелі тощо) виконують з таким розрахунком, щоб виключалась можливість їх випадкового пошкодження.

Рухомі частини які є джерелом небезпеки, мають бути огорожені або обладнані засобами захисту. Якщо виконавчі органи або рухомі частини обладнання, що представляють небезпеку для людей, не можуть бути огорожені, то слід передбачати засоби сигналізації, які попереджають про пуск обладнання, засоби зупинки і відключення від джерела енергії.

Небезпечна ділянка – це простір, у якому можлива дія на працівника, небезпечного фактору.

Небезпечна дія – це така дія оператора, яка суперечить науково обґрунтованим нормам професійної поведінки при виконанні конкретного виробничого завдання.

У декотрих випадках в конструкції діагностичного обладнання необхідно передбачати засоби місцевого освітлення, що відповідають умовам експлуатації, при цьому слід запобігти можливому випадковому дотику до струмоведучих частин встановлених засобів.

Травма – це пошкодження анатомічної цілісності організму будь яким небезпечним фактором і є випадковою подією внаслідок дії небезпечного виробничого фактору на людину.

Системи керування діагностичним обладнанням повинні бути виконані так, щоб не могло виникнути небезпеки в результаті спільної дії функціональних систем.

Перед тим, як приступити до роботи, оператор має пройти вступний інструктаж з охорони праці. Оператор має досконало знати будову, принцип дії та вміти описати процеси, які відбуваються під час роботи досвідної установки.

4.4 Екологічна безпека

Одним із найважливіших чинників, що потребує охорони є атмосферне повітря. Основні джерела забруднення атмосфери – це природні та промислові процеси. Серед промислових викидів основними джерелами є технологічні та вентиляційні викиди безперервної дії, що складають близько 81% від загальної кількості викидів.

Основна маса забруднення повітря припадає на спалювання органічних енергоносіїв (вугілля, нафта, газ). До 40% забруднень дає автотранспорт. Справа погіршується ще, й тим, що автомобільні викиди концентруються в приземному шарі повітря – тобто саме в зоні дихання.

Надзвичайно важливою особливістю таких викидів є те, що максимальні концентрації шкідливих речовин існують у безпосередній близькості від місця їх виникнення. Для зменшення кількості викидів на автомобілях встановлюють спеціальні каталізatori, що окислюють CO до CO₂.

Правильне зберігання і використання нафтопродуктів – один із найважливіших чинників охорони атмосферного повітря, водоймищ, а також ґрунтів.

В автогосподарствах є заправні станції, які обладнуються підземними резервуарами для дизельного пального і бензину, відповідними резервуарами для зберігання різних типів змащувальних рідин, є також баками для відпрацьованих ПММ. Особлива увага повинна приділятися перевірці герметичності резервуарів, трубопроводів, установок. Робітники мають мати відповідну кваліфікацію.

4.5 Висновки до розділу

Аналізуючи технології діагностування гідро підсилювачів рульового керування 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.
- при оцінці рівня небезпеки виникнення аварій та травм в процесі дослідження гідро підсилювача методика побудови логічно-імітаційної моделі дозволяє передбачити усі важливі заходи безпеки.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

5.1 Пропозиції щодо вдосконалення експлуатації гідравлічних рульових підсилювачів

В процесі експлуатації автомобілів підвищеної прохідності було виявлено, що під час руху автомобіля в умовах бездоріжжя або пошкодження одного з керованих коліс, гідравлічний рульовий підсилювач може виявитися включеним тривалий час, і насос буде працювати з максимальним тиском протягом 30–60 секунд. Температура масла при цьому досягає 100–120 °С. Після нагрівання масла вище 80 °С його в'язкість і мастильні властивості істотно погіршуються. Під час роботи на такому маслі об'ємний коефіцієнт корисної дії гідроприводу падає, знижується ефективність гідравлічного рульового підсилювача, а в елементах, що мають взаємне переміщення, може наступити напіврідинне тертя, і вони швидко вийдуть з ладу.

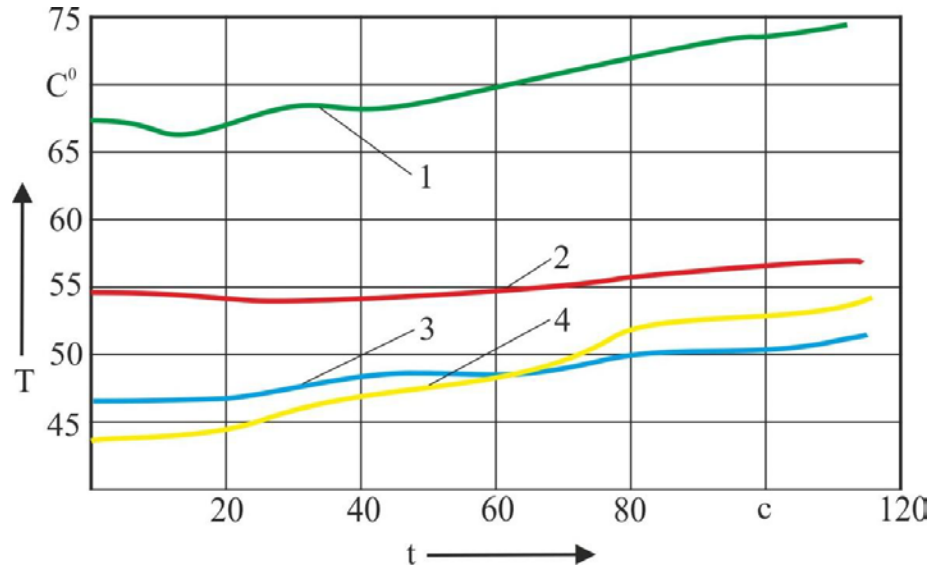
Дана ситуація була змодельована нами шляхом зниження тиску в одному з керованих коліс автомобіля КрАЗ-5233 з 0,4 МПа до 0,15 МПа і руху його по піску зі швидкістю 20 км/год.

Інтенсивність нагріву робочої рідини наведена на рисунку 5.1.

Аналіз графіка показує, що рух автомобіля по піску навіть при частково спущеному колесі протягом 5 хвилин призводить до перегріву масла. Масляна плівка в насосі починає руйнуватися через недостатнє підведення масла, його низьку в'язкість. В результаті з'являються задирки і порушення стандартних допусків, що призводить до виходу насоса гідравлічного рульового підсилювача з ладу.

Для підвищення надійності автомобіля і поліпшення ефективності гідравлічного рульового підсилювача необхідно захистити насос від перегріву.

Одним з методів вирішення цієї проблеми може бути модернізація конструкції гідравлічного рульового управління шляхом встановлення пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма.



1 - температура в насосі, 2 - температура в бачку, 3,4 - температура на вході і виході з силового циліндра

Рисунок 5.1 – Графік нагріву робочої рідини

5.2 Методика визначення економічних показників удосконаленого автомобіля

Зведені затрати Π на одиницю напрацювання визначаються:

$$\Pi = I + K \cdot E, \quad (5.1)$$

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:

$$Z = \frac{L_B \tau_B k_D}{W_{3M}}, \quad (5.3)$$

де W_{3M} – продуктивність автомобіля за годину змінного часу, т·км/год [15];

L_B – чисельність виробничого персоналу, чол;

τ_B – годинна тарифна ставка оплати праці виробничого персоналу, грн./люд.-год [15];

k_D – коефіцієнт, що враховує доплати за класність та стаж роботи, кваліфікацію [15].

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

$$G = qC, \quad (5.4)$$

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

C – комплексна ціна 1 кг даних матеріалів, грн./кг.

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

$$P = \frac{B(r_T + r_K)}{W_{3M} T_p}, \quad (5.5)$$

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 [19].

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

$$A = \frac{B a}{W_{3M} T_p}, \quad (5.6)$$

де a – коефіцієнт відрахувань на реновацію [15].

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

$$Z_3 = 0,065 \cdot P. \quad (5.7)$$

Капітальні вкладення K на т·км становлять:

$$K = \frac{B}{W_{3M} T_p}. \quad (5.8)$$

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

$$Z_n = \frac{L_B}{W_{3M}}. \quad (5.9)$$

Річне напрацювання трактора (год) визначається

$$B_3 = W_{3M} T_p. \quad (5.10)$$

Річний економічний ефект (грн.) від експлуатації автомобіля КрАЗ-5233 з удосконаленим гідравлічним рульовим керуванням

$$E_p = (P_{\sigma} - P_n) B_3, \quad (5.11)$$

де P_{σ} , P_n – зведені затрати для зразків транспортних засобів, грн./т·км.

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

$$Z_p = (Z_{n\sigma} - Z_{nn}) B_3, \quad (5.12)$$

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

Ступінь зміни затрат C (%) становить:

$$C = \frac{(Z_{p\sigma} - Z_{pn}) \cdot 100}{Z_{p\sigma}}, \quad (5.13)$$

де $Z_{p\sigma}$, Z_{pn} – річні затрати (затрати праці, прямі експлуатаційні затрати та зведені затрати, капітальні вкладення) відповідно для базового і розробленого зразків техніки, люд.-год.

5.3 Розрахунок економічної ефективності використання автомобіля з удосконаленим рульовим керуванням

На основі експлуатаційних показників роботи базового і удосконаленого автомобілів, нормативно-довідкових матеріалів, цін на технічні засоби і

паливно-мастильні матеріали заповнюється таблиця вихідних даних (табл. 5.1), де враховані тільки показники, що впливають на економічну ефективність.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності використання удосконаленого автомобіля КрАЗ-5233

| Показники | Позначення | Серійний автомобіль | Удосконалений автомобіль |
|---|---------------|---------------------|--------------------------|
| Продуктивність за годину змінного часу, т·км/год | $W_{зм}$ | 492 | 493 |
| Балансова вартість, тис. грн. | B | 940 | 948 |
| Річне завантаження, год | T_p | 1800 | 1810 |
| Чисельність виробничого персоналу, чол | L_e | 1 | 1 |
| Годинні тарифні ставки персоналу, грн./люд.-год | τ_e | 74,5 | 74,5 |
| 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 | 0,065 |
| Ціна палива з врахуванням вартості мастильних матеріалів, грн./кг | \mathcal{C} | 29 | 29 |
| 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 нього більша технічна швидкість під час руху на поворотах. Крім того новий автомобіль забезпечує більший ресурс роботи (напрацювання) та споживання де-що меншої кількості палива на одиницю виконаної роботи .

Таблиця 5.2 – Показники економічної ефективності від використання удосконаленого автомобіля КрАЗ-5233

| Показник | Автомобіль | |
|---|------------|---------------|
| | серійний | удосконалений |
| Річне напрацювання, т·км | 885600 | 892330 |
| Прямі затрати (грн./т·км) на: | | |
| – оплату праці | 0,17 | 0,17 |
| – паливно-мастильні матеріали | 2,03 | 1,89 |
| – технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт, відновлення шин | 0,2 | 0,2 |
| – реновацію | 0,12 | 0,12 |
| – зберігання | 0,01 | 0,01 |
| всього прямих затрат | 2,53 | 2,38 |
| Капітальні вкладення, грн./т·км | 0,84 | 0,84 |
| Зведені затрати, грн./т·км | 2,65 | 2,51 |
| Річний економічний ефект, грн. | – | 108392 |
| Затрати праці, люд.-год/т·км | 0,002 | 0,024 |
| Ступінь зміни (%): | | |
| – затрат праці | | 0,2 |
| – прямих затрат | – | 5,7 |
| – зведених затрат | – | 5,4 |
| – капіталовкладень | – | -0,3 |

Аналіз економічної ефективності проводився з використанням ПЕОМ, згідно розробленої програми. Отримані результати розрахунку (табл. 5.2) свідчать про доцільність використання удосконаленого автомобіля КрАЗ-5233. При цьому порівняно із серійним прямі затрати зменшуються на 5,7%, а зведені – на 5,4%, річна економія праці складає 3,68 люд.-год. Річний економічний ефект від використання удосконаленого автомобіля становить 108392 грн, а строк окупності удосконалення – 0,6 року.

5.4 Висновки до розділу

1. Використання удосконаленого автомобіля КрАЗ-5233 практично значиме, його річне напрацювання досягає 892330 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 5,7%, а зведені – на 5,4%. Економічний ефект складає 0,14 грн./т·км.
3. Річний економічний ефект від використання удосконаленого автомобіля становитиме 108392 грн., а строк окупності розробки – 0,6 року.

ЗАГАЛЬНИЙ ВИСНОВОК

1. Проведено аналіз конструктивних схем, режимів роботи і особливостей функціонування гідравлічних рульових підсилювачів автомобілів в умовах агропромислового комплексу. На основі аналізу зроблено висновок про те, що наймасовішим типом підсилювачів рульового керування автомобілів в АПК є гідравлічні кермові підсилювачі, причому через важкі умови експлуатації автомобілів відбувається перегрів робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача.

2. На основі проведених теоретичних досліджень температурних режимів гідравлічного рульового підсилювача встановлені:

- фізична модель пристрою підвищення ефективності охолодження робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача, що дозволяє запобігти перегріву гідравлічного рульового підсилювача і захистити деталі від надмірних навантажень і передчасного спрацювання;

- енергетичний баланс гідравлічного рульового підсилювача в умовах руху по піску, як найбільш важкого режиму повороту, який дозволяє констатувати, що найбільш інтенсивний нагрів рідини в гідравлічному рульовому підсилювачі відбувається при максимальному моменті опору повороту керованих коліс і частоті обертання колінчастого вала двигуна 1800-2100 об/хв;

- найбільший показник ефективності гідравлічного рульового підсилювача досягається під час повороту автомобіля на снігу – 0,1, а найменший – під час повороту автомобіля на піску 0,004.

3. Розроблено методику і комплект вимірювальної і реєструючої апаратури, що дозволили провести натурний експеримент, який можна визнати відтвореним за всіма реєструючими параметрам на різних варіантах випробувань.

В результаті проведеного експерименту отримана залежність нагрівання робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача в залежності від варію-

ваних факторів: частоти обертання колінчастого вала ДВЗ, часу роботи гідравлічного рульового підсилювача, коефіцієнта опору коченню.

4. Техніко-економічна оцінка результатів дослідження дозволяє зробити висновок про необхідність використання в умовах АПК варіант гідравлічного рульового підсилювача із застосуванням пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма. Річний економічний ефект запропонованої розробки складе 108392 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автокраз. Офіційний сайт. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.autokraz.com.ua>. (дата звернення 15.10.2021р.).
2. Бадмутский М.М. Влияние чувствительности автомобиля к повороту руля на управляемость и устойчивость движения. *Автомобильная промышленность*. 1980. № 4. С. 22-23.
3. Балабин И.В., Куров В.А., Башта Т.М. Испытание автомобилейю Москва: Машиностроение, 1990. 505 с.
4. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Москва: Машиностроение, 1994. 606 с.
5. Білоус Б.Д., Ткачук П.П., Андрусик Я.Ф., Білоус А.Б. Армійські автомобілі. Основи руху, будова, характеристики: навч. посіб. Львів: Видавництво НУ «Львівська політехніка», 536 с.
6. Бочаров Н.Ф., Цитович И.С., Полунгян А.А., Семенов В.М. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости. Москва: Машиностроение, 1983. 304 с.
7. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посіб. Харків: ХНАДУ, 2003. 292 с.
8. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. Москва: Машиностроение, 1992. 576 с.
9. Гинцбург Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. Москва: Машиностроение, 1992. 121 с.
10. Гоникберг Е.М., Гольбрейх А.А. Рулевое управление грузового автомобиля с гидроусилителем. Москва: Транспорт, 1989. 90 с.
11. Гряник І.М, Лахман С.Д. Охорона праці. Київ: Урожай, 1994. 187 с.
12. Емцев Б.Т. Гидравлика: Техническая гидромеханика. Москва: Машиностроение, 1987. 543 с.
13. Зависимость ресурса двигателя от уровня масла в картере / А.С. Денисов, А.Р. Асоян, А.О. Носов, А.М. Биниязов и др. *Грузовик*. 2017. №12. С.8 - 13.

14. Кислий В.М. Організація наукових досліджень: навчальний посібник. Суми: Університетська книга, 2011. 224 с.
15. Колосяк Д.С. Використання та економія матеріалів і ресурсів на автомобільному транспорті. Київ: Вища школа, 1992. 206 с.
16. Константінов Ю. М., Гіжа О. О. Технічна механіка рідини і газу: Підручник. Київ: Вища школа, 2002. 277 с.
17. Лехман С.Д., Рублев В.І., Рябцев Б.І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. Київ: Урожай, 1993. 267 с.
18. Литвинов А.С., Фаробин Я.Б. Грузовые автомобили. Москва: Машиностроение, 1989. 239 с.
19. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підручник. Київ: Вища шк., 2007. 527 с.
20. Лысов М.И. Рулевые управления автомобилей. Москва: Машиностроение, 1992. 344 с.
21. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль, анализ конструкций, элементы расчета. Москва: Машиностроение, 1989. 304 с.
22. Осепчугов В.В., Высоцкий М. С. Грузовые автомобили. Москва: Машиностроение, 1999. 385 с.
23. Певзнер Я.М. Проблемы устойчивости и управляемости автомобиля. *Автомобильная промышленность*. 1991. №1. С. 14-15.
24. Рампель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление. Москва: Машиностроение, 1997. 232 с.
25. Расчеты экономической эффективности новой техники. Под ред. К.М. Великанова. Ленинград: Машиностроение, 1989. 448 с.
26. Рогалевич Ю.П. Гідравліка: Підручник Київ: Вища шк., 2010. 431 с.
27. Рудасьов В.Б., Редчиць В.В., Коробочка О.М. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей. Навчальний посібник для студентів вузів фаху “Автомобілі та автомобільне господарство. Дніпропетровськ: “Системні технології”, 2001. 287 с.

28. Савин И.Ф., Мамелюк Н.С., Кепко О.І., Пушка О.С. Гідравліка і гідропривод: довідник. Умань: Видавничополіграфічний центр «Візаві», 2017. 135 с.
29. Стратегия технического обслуживания и ремонта автомобиля КАМАЗ / А.Г. Жутов, Д.С. Гапич, Г.И. Жидков, А.Ю. Попов и др. // *Научная жизнь*. 2018. № 12. С. 24-28.
30. Хайлис Г. А., Ковалев М.М. Исследование сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. Москва: Колос, 1994. 169 с.
31. Чайковский И.П., Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. Москва: Машиностроение, 1987. 176 с.