

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко-технологічний факультет

УДК 631.3:681.583.34

ПОГОДЖЕНО
Декан механіко-технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
технічного сервісу та інженерного
менеджменту імені М.П. Момотенка
(назва кафедри)

В. Братішко
(підпис)

Роговський І.Л.
(ПІБ)

“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на тему Удосконалення гідравлічних рульових підсилювачів автомобілів в АПК

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»
Освітня програма: «Автомобільний транспорт»
Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Гарант освітньої програми:
Доктор технічних наук, професор В.Д. Войтюк
(підпис)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи:
доктор технічних наук, проф.
(науковий ступінь та вчене звання)

Роговський І.Л.
(ПІБ)

Виконав
(підпис)

Колошинський Арсен Анатолійович
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка

докт. тех. наук, проф. Роговський І.Л.

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ІПБ)

2022 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Колошинському Арсену Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітня програма: «Автомобільний транспорт»

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: Удосконалення гідравлічних рульових
підсилювачів автомобілів в АПК

затверджена наказом ректора НУБіП України від "01" березня 2022 р. №383

Термін подання завершеної роботи на кафедру 10.11.2022 року

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи гідравлічні рульові підсилювачі
автомобілів, математична модель, проведення експерименту, прилади
вимірювання

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стан/аналіз питання. Мета дослідження.
2. Теоретичне дослідження температурних режимів рульових підсилювачів
3. Експериментальні дослідження. Методика проведення.

Перелік графічного матеріалу (за потреби) _____

Дата видачі завдання " 10 " 10 2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Роговський І.Л.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Колошинський А. А.

(прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	10
1.1 Призначення та умови застосування автомобільної техніки.....	14
1.2 Класифікація та аналіз конструктивних схем підсилювачів кермового управління	16
1.2.1 Класифікація підсилювачів на вигляд застосовуваного робочого тіла та енергії	18
1.2.2 Аналіз компоновальних схем підсилювачів кермового управління.....	22
1.2.3 Аналіз конструкцій розподільників гідравлічних кермових підсилювачів	27
1.3 Аналіз науково-технічної літератури з дослідження керованості автомобілів	31
1.4 Сучасні методи оцінки параметрів кермового управління з гідравлічним підсилювачем їх недоліки та передумови для вдосконалення	33
1.5 Висновки.....	40
1.6 Завдання досліджень	41
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ГІДРАВЛІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПІДСИЛЮВАЧА	42
2.1 Обмеження та припущення при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача	
2.1.1 Загальні припущення та обмеження при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача	42
2.1.2 Спеціальні технічні припущення та обмеження при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача	43
2.2 Математичне моделювання теплогідравлічного потоку гідравлічного кермового підсилювача та регулювання параметрів робочої рідини	44
2.2.1 Формування розрахункової схеми математичної моделі гідравлічного кермового підсилювача	44
2.2.2 Математичне моделювання розподілу теплогідравлічного потоку робочої рідини в гідравлічному кермовому підсилювачі	50
2.2.3 Фізична модель пристрою для підвищення ефективності охолодження	

рідини гідропідсилювача керма	54
2.2.4 Регресійна залежність робочого тиску, витрати та в'язкості робочої рідини на коефіцієнт корисної дії гідропідсилювача рульового керування	57
2.3 Методика теплогідравлічного розрахунку гідравлічного кермового підсилювача на всіх режимах його роботи	60
2.3.1 Математична модель визначення реакцій, що діють на автомобіль при повороті	60
2.4 Визначення режимів роботи гідравлічного кермового підсилювача	63
2.4.1 Визначення частоти обертання колінчастого валу двигуна при повороті автомобіля за різних умов руху	63
2.4.2 Визначення режимів роботи автомобіля при повороті автомобіля в різних умовах руху	64
2.5 Енергетичний баланс гідравлічного кермового підсилювача	68
2.5.1 Визначення втрат тиску в гідравлічному рульовому підсилювачі	68
2.6 Визначення теплових характеристик гідравлічного кермового підсилювача	70
2.6.1 Визначення кількості тепла, що виділяється в гідравлічному рульовому підсилювачі від частоти обертання колінчастого валу двигуна та моменту опору повороту керованих коліс	70
2.6.2 Визначення температури робочої рідини у гідравлічному рульовому підсилювачі залежно від часу режимів його роботи	73
2.7 Визначення ефективності роботи гідравлічного кермового підсилювача	75
2.8 Висновки	76
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	78
3.1 Цілі та завдання експериментального дослідження	78
3.2 Вибір вимірювальної та реєструючої апаратури для проведення експериментальних досліджень	81
3.3 Методика проведення експериментальних досліджень	86
3.3.1 Визначення коефіцієнта опору кочення	86
3.3.2 Визначення коефіцієнта зчеплення	88
3.4 Планування та методика проведення експерименту	89
3.4.1 Варіювання та оптимізація найбільш значущих факторів експерименту	

залежно від коефіцієнта опору коченню.....	89
3.4.2 Варіювання та оптимізація найбільш значущих факторів експерименту залежно від коефіцієнта зчеплення.....	95
3.5 Порівняльний аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень	100
3.6 Оцінка адекватності математичної моделі.....	104
3.7 Висновки.....	106
4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА	108
4.1 Методика розрахунку функціонування гідравлічних кермових підсилювачів при експлуатації автомобіля в умовах сільськогосподарського виробництва	108
4.2 Пропозиції щодо вдосконалення експлуатації гідравлічних кермових підсилювачів	110
4.2.1 Пристрій для контролю небажаних кутів повороту кермового колеса, обладнаного гідропідсилювачем.....	111
4.3 Техніко-економічна оцінка результатів дослідження.....	112
4.4 Висновки.....	116
ВИСНОВОК.....	117
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	119

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Актуальність роботи. Досягнення економічних успіхів у агропромисловому комплексі України значною мірою визначається надійністю, продуктивністю, грамотною організацією транспортної логістики.

Ефективність транспортної логістики агропромислового комплексу України визначається надійністю сільськогосподарської техніки, що залежить від конструкційних та експлуатаційних властивостей.

Аналіз складу сільськогосподарської техніки агропромислового комплексу України показує, що половину його чисельності становить автомобільна техніка.

Основними показниками експлуатаційно-технічних характеристик якої є: керованість, стійкість, маневреність та безпека. Тому від вибору раціональних параметрів цих характеристик залежить ефективність використання техніки загалом.

Управління автомобілем є головною виробничою функцією водія та становить цілеспрямовану організацію процесу руху. Траєкторія руху будь-якого автомобіля завжди криволінійна, з кривизною, що безперервно змінюється. Хвильовий характер траєкторії руху обумовлений не лише наявністю криволінійних ділянок дороги, а й дією на транспортний засіб зовнішніх факторів та впливом водія на органи управління з метою коригування характеру руху, зокрема напрямку руху.

При русі 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 відбувається по криволінійній траєкторії в 50... 75 % від загального пробігу, у зв'язку з чим мають пред'являтися підвищені вимоги до кермового управління.

Одним з напрямків підвищення активної безпеки автомобіля є встановлення підсилювача в кермовому керуванні, що дозволяє зменшити фізичне навантаження на водія при поворотах кермового колеса і знизити удари та поштовхи, що передаються від кермованих коліс.

Забезпечення вимог до зниження зусилля, що прикладається до кермового колеса, яке не повинно перевищувати 130 Н [30], створило передумови для

застосування на автомобілях кермових підсилювачів, що мають такі вимоги [3]:

1) Зниження енергетичних витрат водія при маневруванні з низькими швидкостями або повороті керованих коліс на місці та поверхнях з високими зчіпними властивостями. При цьому повинна досягатися необхідна ефективність підсилювача незалежно від режиму роботи двигуна за кутової швидкості рульового колеса до 10 рад/с.

2) Забезпечення оптимальних за ергономічними умовами навантажувальних та швидкісних характеристик кермового управління при русі з високими та середніми швидкостями, тобто таких зусиль на кермовому колесі,

при яких чутливість водія і точність дозування керуючих впливів найбільші, а стомлюваність найменша. Зважаючи на те, що необхідна ефективність підсилювача визначається за найважчим режимом повороту коліс на місці, при русі на високих швидкостях вона виявляється завищеною. Внаслідок цього

зусилля на рульовому колесі зменшуються настільки, що знижується точність керування та погіршується безпека руху. Тому доцільно, щоб зі збільшенням швидкості руху автомобіля ефективність підсилювача знижувалась у межах допустимих зусиль на рульовому колесі [69].

3) Забезпечення можливості утримання автомобіля на дорозі у разі пошкодження шин або підвіски, а також можливості керування автомобілем при відмові підсилювача.

4) Збереження стабілізації коліс, ефективне гасіння поштовхів та ударів з боку дороги, виключення можливості автоколивань керованих коліс [9, 25, 26, 69, 91, 98]. Бажано використовувати підсилювачі для примусового повернення керованих коліс у положення прямолінійного руху при звільненні кермового колеса.

5) Зниження непродуктивних енергетичних витрат на роботу підсилювача, для чого зменшують довжину та збільшують діаметри магістралей та прохідні перерізи дреселів розподільників, застосовують розвантажувальні пристрої насосів, регулятори витрати рідини, насоси зі змінним робочим об'ємом, регульовані електроприводи насосів та інші засоби.

Крім перелічених вимог, кермові підсилювачі повинні відрізнятися високою надійністю їх вузлів та деталей, технологічністю у виробництві та експлуатації,

раціональною уніфікацією, малими масами, габаритами, рівнем шуму.

Пропоновані вимоги до конструкції кермового підсилювача та кермового управління комплексна та складна проблема.

Однією з проблем конструкції гідравлічних кермових підсилювачів є підвищення його температурного режиму та навантаженості внаслідок тривалої дії при крайніх положеннях кермового колеса [27].

Таким чином, актуальним науково-технічним завданням є вдосконалення експлуатації гідравлічних кермових підсилювачів автомобілів у сільському господарстві, що дозволить виконати вимоги до конструкції рульового підсилювача та рульового управління в цілому.

Тому дослідні установи України та конструктори на автомобільних заводах повинні вже на стадії проектування прогнозувати відповідність рульових управлінь вимогам, що пред'являються, і вживати заходів, спрямованих на вдосконалення конструкції рульового управління, що для виконання логістичних операцій агропромислового комплексу є актуальним науково-технічним завданням.

Мета дослідження - оцінка функціонування ГРП автомобіля агропромислового комплексу шляхом визначення теплових втрат.

Завдання дослідження:

- 1) Проаналізувати існуючі конструкції та особливості функціонування ГРП в умовах сільськогосподарського виробництва;
- 2) Розробити математичну модель температурного напору робочої рідини ГРП та методику його теплогідравлічного розрахунку на всіх режимах роботи;
- 3) Провести експериментальні дослідження на підтвердження розрахункових методів визначення теплового потоку ГРП;
- 4) Оцінити техніко-економічний ефект результатів дослідження.

Об'єкт дослідження - функціонування ГРП автомобіля в агропромисловому комплексі.

Предмет досліджень - процес теплоутворення у ГРП автомобіля в агропромисловому комплексі.

Методологія та методи дослідження. Теоретичні дослідження проводились на основі класичної механіки, гідравліки, термодинаміки та математичної

статистики.

Аналітичні розрахунки, проведені з урахуванням сучасних математичних методів, перевірялися з допомогою експериментальних даних.

При проведенні експериментальних досліджень використовувалися стандартні та запропоновані методики, сертифіковані прилади та установки.

Наукова новизна полягає у розробці:

- системного аналізу температурних режимів роботи ГРП на підставі теорії силового потоку;

- одержанні регресійних моделей зміни температури робочої рідини ГРП залежно від частоти обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння, часу роботи ГРП, коефіцієнта опору коченню, коефіцієнта зчеплення дорожнього покриття з колесом автомобіля;

- методики проведення експериментальних досліджень та отримання математичної залежності кількості тепла, що виділяється в ГРП від частоти обертання колінчастого валу двигуна і моменту опору повороту керованих коліс;

- методики дослідження функціонування ГРП під час експлуатації в умовах сільськогосподарського виробництва

Теоретична значущість роботи. Методика дослідження функціонування

ГРП на відміну від відомих підходів враховує аналітичну залежність між температурним режимом та коефіцієнтом корисної дії, минаючи розрахунок безпосередньо втрат потужності, що дає ширші можливості при оцінці функціонування ГРП і може бути використана при вдосконаленні конструкції кермового управління.

Практична значимість роботи полягає в:

- розробленні блок-схеми дослідження функціонування ГРП під час експлуатації автомобіля у сільському господарстві;

- розробці раціональної схеми рульового управління, обладнаного гідропідсилувачем, що включає пристрої для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса і для підвищення ефективності охолодження рідини дослідження функціонування ГРП, що дозволяє запобігти перегріву пластинчастого насоса і оберігати деталі гідравлічного рульового підсилувача.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Призначення та умови застосування автомобільної техніки

Україна - одна із провідних аграрних виробників у світі, зараз активно нарощує обсяги експорту та відіграє все більш вагомую роль на цьому ринку. У 2018 році Україна експортувала майже 34 млн тонн зерна, у тому числі 24,6 млн тонн пшениці і стала світовим лідером серед експортерів, залишивши позаду США і Канаду. Відомо, що один із факторів збирання хорошого врожаю - якісна та надійна техніка.

Рекордний урожай - справжнє випробування для парку сільськогосподарської техніки. Аграріям необхідно встигнути вчасно зібрати врожай, а також забезпечити його мінімальні втрати під час збирання - на це може вплинути техніка, що використовується, чим вона продуктивніша, ефективніша і надійніша - тим вище ймовірність зібрати врожай з максимальним успіхом.

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

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

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

При проектуванні нових зразків автомобільної техніки необхідно враховувати важливість проблеми забезпечення таких експлуатаційних властивостей автомобіля, як керованість, стійкість, маневреність та безпека.

Одним з напрямків підвищення активної безпеки є встановлення підсилювача в кермовому управлінні, що дозволило зменшити фізичне навантаження на водія при поворотах кермового колеса і знизити удари та поштовхи, що передаються від керованих коліс.

Також необхідно враховувати, що пересування автомобільної техніки може проводитися в різноманітних дорожніх умовах: по шосейних та ґрунтових дорогах різного типу та класу, а в ряді випадків і бездоріжжям.

При русі автомобілів в поганих дорожніх умовах і поза дорогами, всі вузли та агрегати схильні до високих навантажень, а при частому маневруванні – особливо вузли кермового управління. 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 та елементів гідравлічного рульового підсилювача і як наслідок порушення роботи гідравлічного рульового підсилювача [8].

При експлуатації в районах жаркого клімату та пустельно-пісочної місцевості, які займають близько 20 % території нашої країни, в гідравлічних кермових підсилювачах збільшується схильність робочих рідин до піноутворення, внаслідок чого знижується робочий тиск, зростає відкладення смол, погіршується працездатність гідравлічного кермового підсилювача [2, 14, 21, 34, 37, 38, 39, 41].

Таким чином, можна зробити висновки:

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

- при експлуатації автомобільної техніки підвищується значимість проблеми забезпечення таких експлуатаційних властивостей автомобіля, як керованість, стійкість, маневреність та безпека;

- аналіз складу та структури парку вантажних автомобілів дозволяє зробити висновок, що понад 90% автомобільної техніки оснащено гідравлічним кермовим підсилювачем;

- експлуатація автомобільної техніки у важких дорожніх умовах призводить до перегріву робочої рідини гідравлічного кермового підсилювача та порушення роботи кермового управління, що є неприпустимим для безпеки дорожнього руху та веде до порушення агротехнічних термінів у сільському господарстві, що, безперечно, знижує його ефективність.

1.2 Класифікація та аналіз конструктивних схем підсилювачів кермового управління

Рульовим підсилювачем називається механізм, що створює під тиском

рідини або стиснутого повітря додаткове зусилля на кермовий привід, необхідне повороту керованих коліс автомобіля. Підсилювач служить для полегшення керування автомобілем, підвищення його маневреності та безпеки руху. Він також пом'якшує поштовхи та удари дорожніх нерівностей, що передаються від керованих коліс на кермо. Маневреність автомобіля з кермовим підсилювачем

підвищується внаслідок швидкості та точності його дії. Однак наявність підсилювача призводить до ускладнення конструкції кермового управління, підвищення вартості, погіршення зворотного зв'язку з керованими колесами автомобіля.

До кермових підсилювачів висувають вимоги, відповідно до яких вони повинні забезпечувати:

- кінематичне стежить дію (переміщення), тобто. відповідність між кутом повороту рульового колеса та керованих коліс;

- силове слідкує дію (за силою опору повороту), тобто. пропорційність між зусиллям на рульовому колесі та силами опору повороту керованих коліс;

- можливість керувати автомобілем при виході підсилювача з ладу;

- дія тільки у випадках, коли зусилля на рульовому колесі перевищує 25...100 Н;

- Мінімальний час спрацювання;

- мінімальний вплив на стабілізацію керованих коліс автомобіля;

- пом'якшення та поглинання поштовхів і ударів, що передаються від керованих коліс на рульове колесо.

Кінематичне слідкує дію забезпечує пропорційність між кутовим переміщенням рульового колеса і кутом повороту керованих коліс. Кожному фіксованому положенню кермового колеса має відповідати певне положення керованих коліс, а при зупинці кермового колеса в якомусь проміжному положенні поворот керованих коліс також повинен припинитися.

Підсилювач кермового управління повинен включатися при певному зусиллі, що прикладається до кермового колеса. Це зусилля залежить від сил тертя в кермовому механізмі і типу центруючого пристрою, що застосовується.

Центруючий пристрій обов'язково є у всіх підсилювачах, так як він також не дозволяє включитися підсилювачу при незначних поштовхах з боку керованих

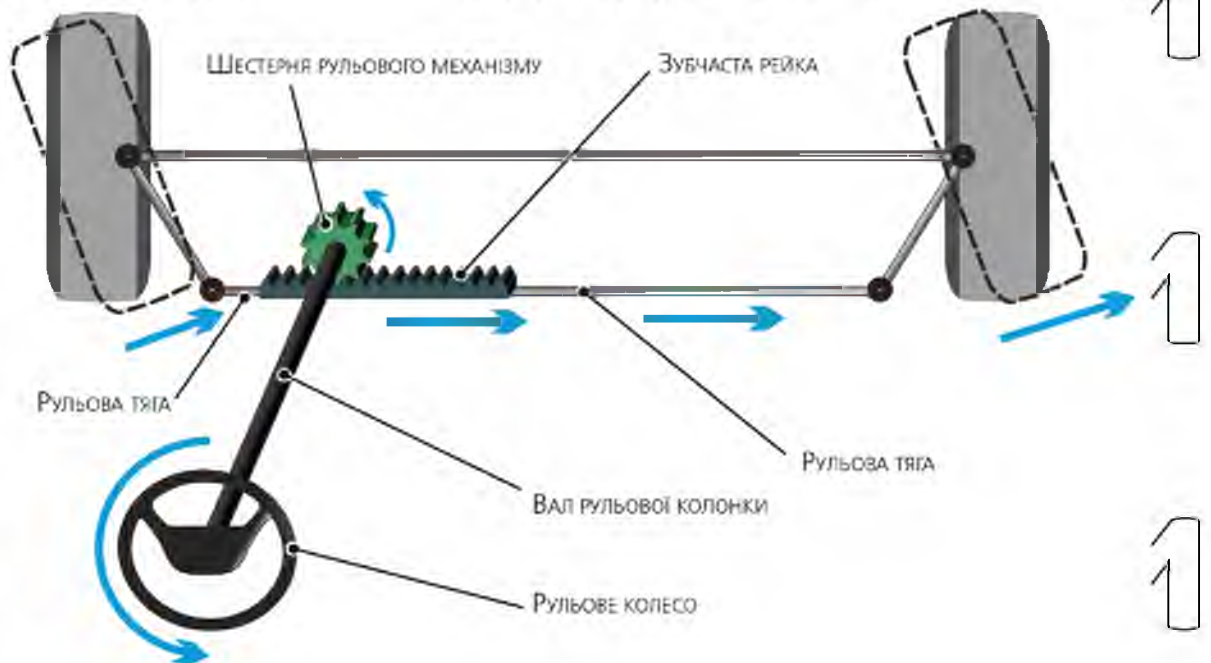
колес. Як центруони та реактивні пристрої в підсилювачах рульового управління можуть застосовуватися пружини, торсіони, плунжери, реактивні камери або їх комбінації

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

Силовий вплив забезпечує пропорційність між силою прикладенню до кермового колеса та силою опору повороту керованих колес. Силова стежка створює водію «почуття дороги».

В даний час кермові підсилювачі є обов'язковими агрегатами всіх вантажних автомобілів великої та середньої вантажопідйомності, автобусів великої місткості, автомобілів високої прохідності та всіх легкових автомобілів високого класу [20, 29].

На рис. 1.1 наведено класифікацію практично використовуваних кермових підсилювачів [20].



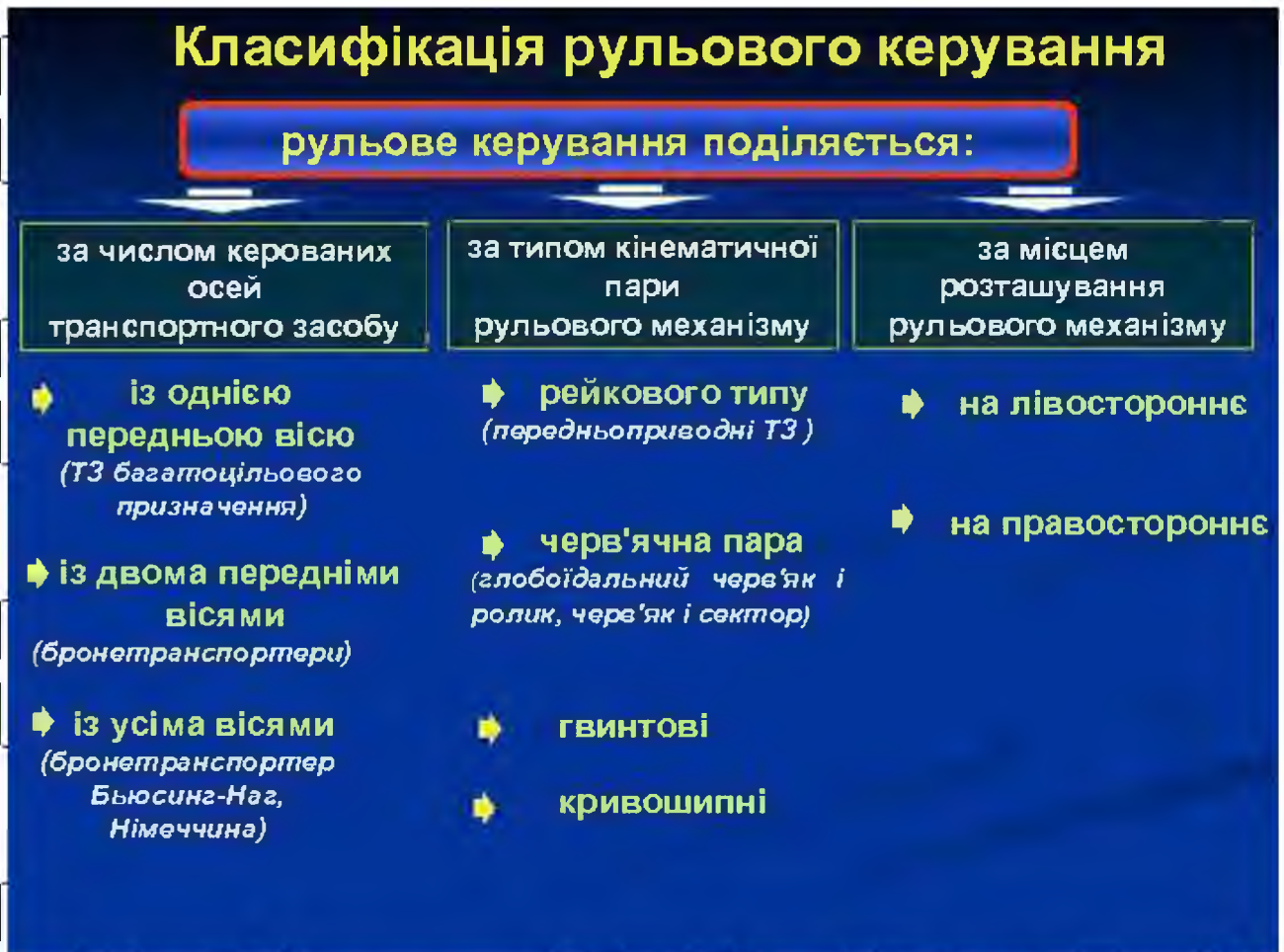


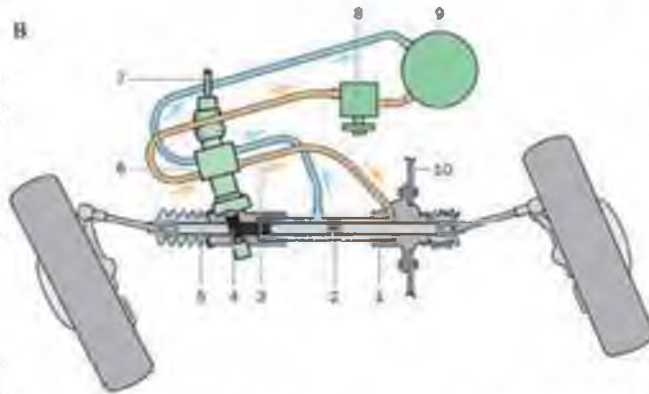
Рис. 1.1 Класифікація кермових підсилювачів

1.2.1 Класифікація підсилювачів на вигляд застосовуваного робочого тіла та енергії

За видом використання енергії підсилювачі поділяють на механічні, пневматичні, електричні, комбіновані та гідравлічні.

Механічні та вакуумні підсилювачі випускалися дрібними серіями. Вони відомі також за патентами та окремими дослідними зразками. В даний час ці підсилювачі не застосовуються через складність та ненадійність конструкції в порівнянні з гідравлічними кермовими підсилювачами.

У автомобілебудуванні набули поширення в основному підсилювачі кермових механізмів трьох типів: гідравлічні, пневматичні, електричні [44].



Пневматичні підсилювачі набули спочатку широкого поширення через порівняльну простоту конструкції та невисоку її вартість, а також можливість використовувати наявну на автомобілі пневмоапаратуру гальмівної системи для живлення стисненим повітрям. Однак зараз вони вже не задовольняють вимогам щодо масогабаритних показників, ефективності, інв'яздсії, демпфуючих властивостей, високій жертності при спрацьовуванні та неефективній дії, що слідкує, а так само експлуатації при низьких температурах, і не застосовуються.

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

Електричні підсилювачі легко поєднуються з електронними системами керування, які включають мікропроцесори. Подібні системи управління режимом роботи підсилювача мають великі можливості логічної обробки вихідної інформації - сигналів різних датчиків при виробленні керуючого впливу, можуть

виконуватися багаторежимними або програмованими для врахування особливостей конкретного автомобіля та умов його експлуатації.

Сигналом до включення підсилювача зазвичай служить певне значення моменту на рульовому колесі, що вимірюється датчиком. Електронний блок керування в залежності від знака та значення моменту, швидкості руху автомобіля та швидкості повороту рульового колеса регулює режим роботи електродвигуна.

Як датчик моменту електричного підсилювача може використовуватися безконтактний датчик, що володіє високою надійністю. Принцип дії його ґрунтується на ефекті поверхневих вихрових струмів. Проведені випробування електродвигуна, обладнаного даним датчиком, показали, що за швидкістю, плавністю включення, демпфування дорожніх збурень він не поступається гідропідсилювачем, а за рівнем шуму та економічності перевершує його [93].

Електричний кермовий підсилювач є прогресивною системою, що має, проте, свої недоліки. Висока вартість, інерційність високооборотного електродвигуна, складності регулювання числа його оборотів, труднощі здійснення дії, що слідкує, зусилля на рульовому колесі, менша потужність електромотора в порівнянні з потужністю насоса гідропідсилювача, не здатність виробити потрібний крутний момент, все це призводить до обмеження використання даного вузла на вантажних автомобілях та транспорті масою понад дві тони. Незважаючи на це з кожним роком конструкція електричних підсилювачів керма удосконалюється, що дозволяє нівелювати їхні недоліки.

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

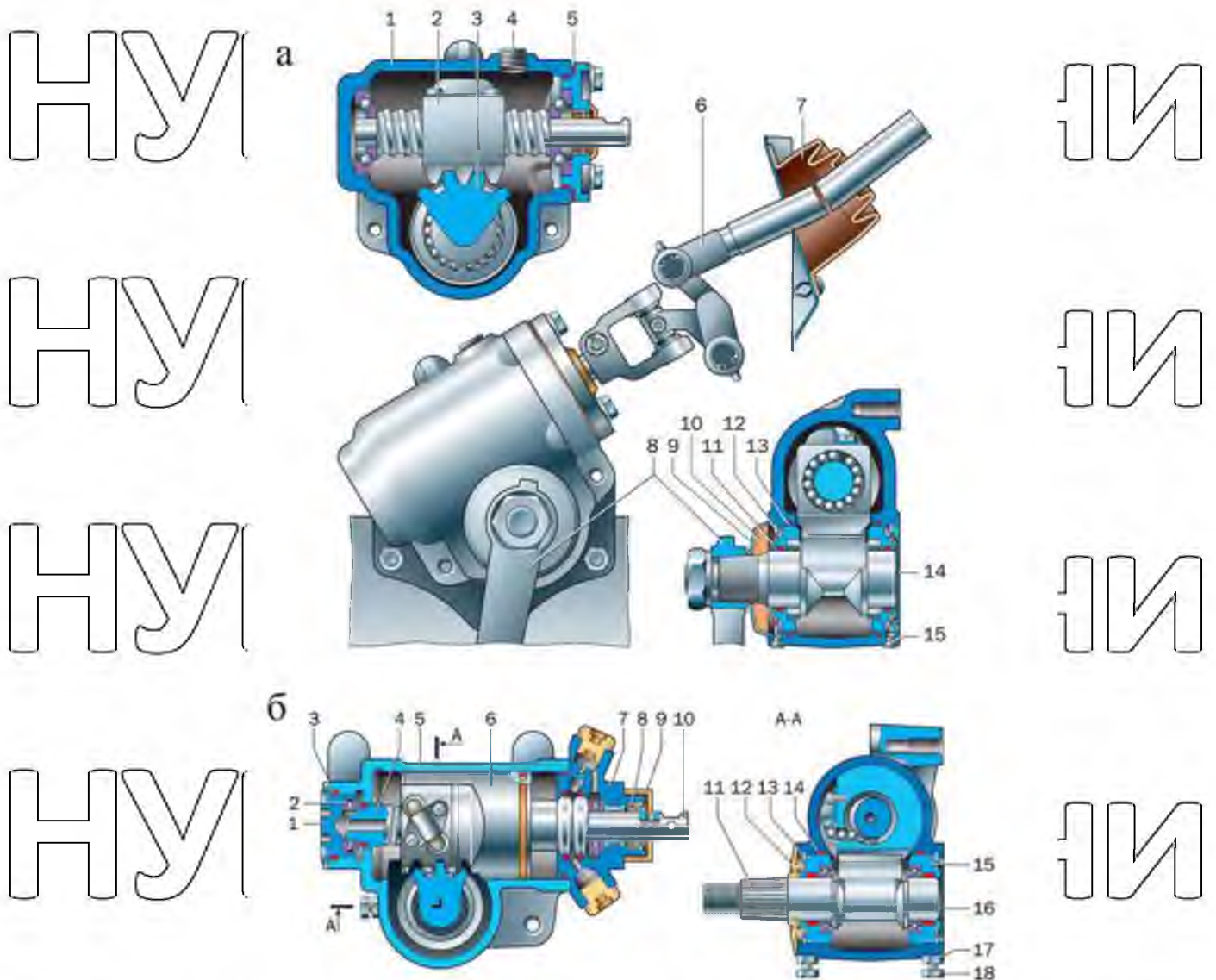
Основний вид підсилювача кермового механізму, що застосовується на автомобілях великої вантажопідйомності та високої прохідності, у наш час є гідравлічний. Це пояснюється рядом їх переваг, а саме: вони безшумні в роботі, малогабаритні, служать амортизаторами ударів, що передаються на кермо з боку дороги, здатні виробляти необхідне зусилля, для повороту керованих на колесах на великовантажній техніці, в порівнянні з електродвигунами. Вони

дозволяють також зберігати напрямок руху при сильному відведенні у разі раптового розриву передньої щини [66] на великій швидкості. Час спрацьовування гідравлічного кермового підсилювача задовольняє вимогам до рульового керування. Увімкнення підсилювача відбувається плавно, непомітно для водія [28].

На автомобілях з 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 в 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 більшими. Тиск у гідросистемах кермових управлінь автомобіля доводиться до 6-10 МПа, а робочі обсяги силових циліндрів гідросистеми можуть бути майже в 10 разів меншими, ніж у силових циліндрів пневмосистеми [3, 75].

Обмеження застосування таких автомобілів електричних підсилювачів, які пов'язані з меншими силовими характеристиками електродвигунів проти гідропідсилювачами.

Поряд з цим, у кермовому управлінні з гідропідсилювачем кермового управління є і недоліки.



Експлуатація автомобільної техніки у важких дорожніх умовах призводить до перегріву робочої рідини гідравлічного кермового підсилювача та порушення роботи кермового керування.

Гідропідсилювач потребує періодичного обслуговування: необхідно змінювати рідину, стежити за рівнем робочої рідини в системі, перевіряти стан приводів, щільність 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 гідропідсилювачі не можна настроїти режими роботи механізму в залежності від умов руху.

Забезпечується хороша інформативність рульового управління на малих швидкостях, але на високих «зворотній зв'язок» значною мірою слабшає. Втім, цей недолік конструктори усувають за рахунок застосування в механізмі кермового управління додаткових вузлів (рейки зі змінним передатним

ставленням).

При застосуванні гідравлічних кермових підсилювачів необхідно зменшити непродуктивні енергетичні витрати, які знижують коефіцієнт корисної дії.

Вищезазначені недоліки гідравлічних кермових підсилювачів вимагають розгляду та рішення конструкторами автомобільної техніки.

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

У порівнянні з іншими типами підсилювачів рульового управління, гідравлічні рульові підсилювачі характеризуються необхідними потужнісними і масогабаритними показниками, високою швидкодією, хорошими властивостями, що демпфують, малою трудомісткістю технічного обслуговування і їх слід віддати перевагу для установки на вантажних автомобілях агропромислового комплексу України.

1.2.2 Аналіз компоновальних схем підсилювачів кермового управління

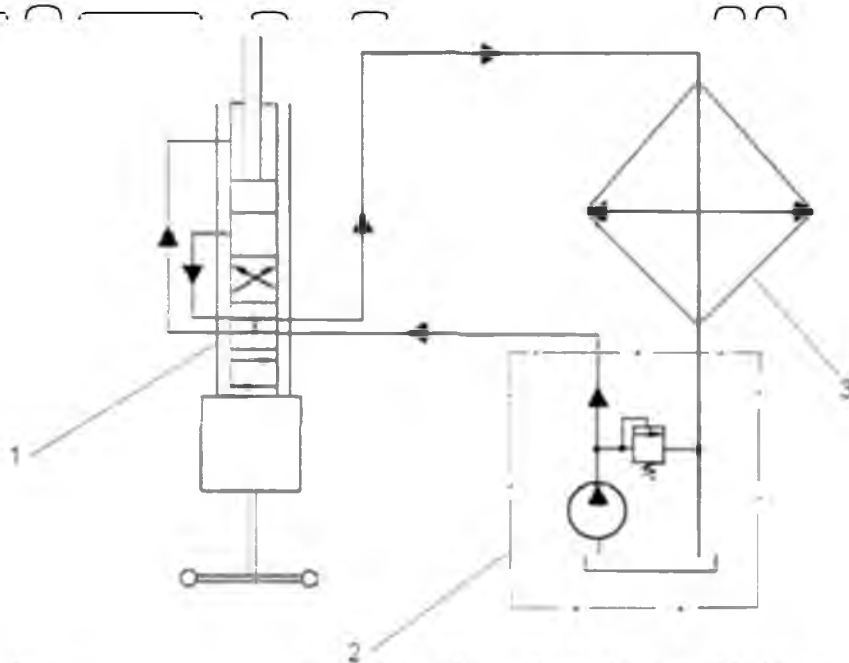
Взаємне розташування, кількість складальних одиниць підсилювача в рульовому управлінні та їх взаємозв'язок істотно впливають на керованість, маневреність та безпеку руху автомобілів. Для підвищення чутливості та точності управління, стабільності характеристик в експлуатації, а також зменшення ймовірності виникнення коливань у підсилювачі доцільно зменшити кількість передавальних ланок у ланцюзі кермовий механізм - розподільник-гідроциліндр та довжину магістралей [49, 54].

При оцінці 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 більше плавно працює підсилювач і тим вище стійкість керування автомобіля в цілому [35].

З іншого боку, для підвищення чутливості підсилювача доцільно розміщувати розподільник ближче до кермового колеса, а силовий циліндр ближче до керованих коліс. Як видно, ці дві вимоги до компоновання вузлів кермового підсилювача на автомобілі є суперечливими. Залежно від ступеня

значущості для проєктованого автомобіля того чи іншого з перерахованих факторів вибирають необхідний варіант схеми/компоновання.

Перша схема Рис. 1.2 характеризується спільним розташуванням в одному агрегаті кермового механізму, розподільника та силового циліндра. Конструкція кермового механізму цього типу використовується на автомобілях MAN, IVECO.



1 - кермовий механізм, розподільний пристрій, та силовий циліндр в одному агрегаті; 2 - масляний насос; 3 - радіатор охолодження.

Рис. 1.2 - Компонувальні схеми кермових підсилювачів MAN, IVECO

У цій схемі силовий циліндр діє на вал сошки, звільняючи рульову пару від силових навантажень. Вал сошки навантажується повністю моментом, необхідним повороту керованих коліс [28].

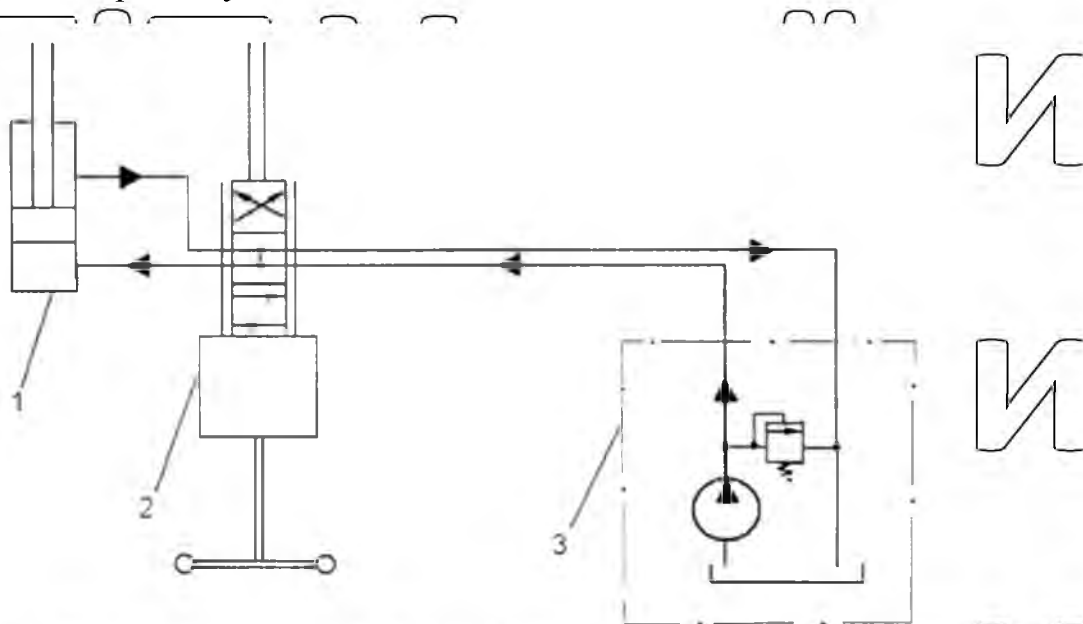
Переваги такого компоновання - компактність, мінімальна кількість трубопроводів, мінімальний час спрацювання підсилювача та мінімальна скількість підсилювача до порушення/коливань керованих коліс.

До недоліків цієї схеми слід віднести складність виготовлення спеціального загального корпусу, також підвищена навантаженість деталей рульового приводу. Наявність радіатора у схемі говорить про її підвищену теплонапруженість.

На автомобілях великої вантажопідйомності таке компоновання не може бути застосоване через те, що удари з боку дороги, що створюють момент щодо шворнів, сприймаються валом сошки і передаються на картер керма, що

неприпустимо.

До другої схеми компоновки Рис. 1.3 можна віднести підсилювач з розподільником, приводом до нього та гідравлічні силові циліндри, укладеними в одному картері, але окремо від картера кермового механізму. Така схема компоновки використовується на автомобілях MAN.



1 - розподільний пристрій і силовий циліндр; 2 - кермовий механізм; 3 - оливний насос.

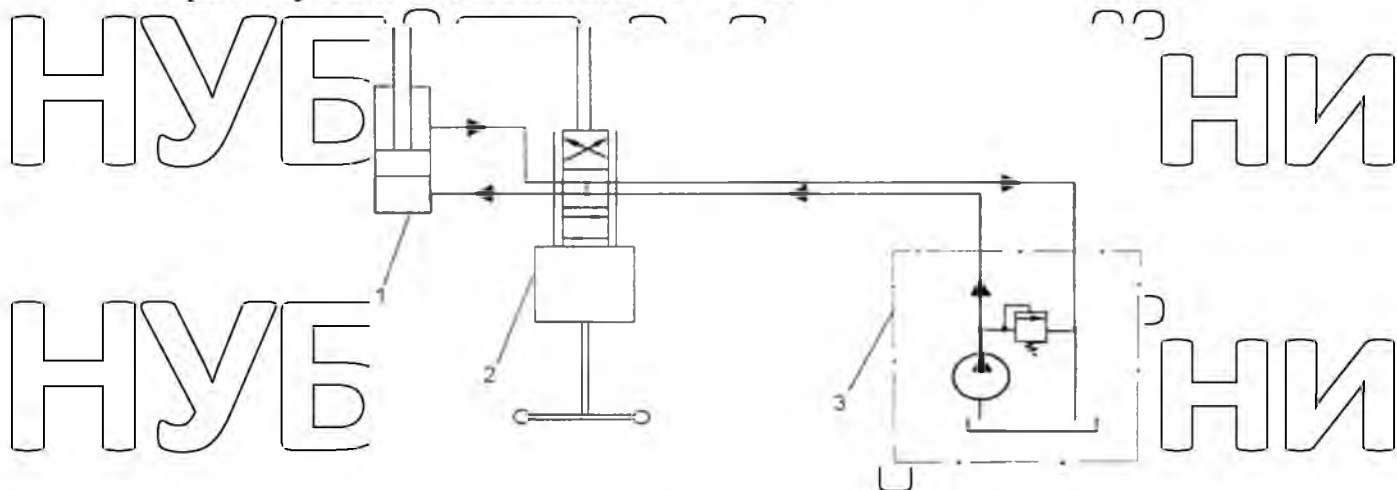
Рис. 1.3 - Компоновальні схеми кермових підсилювачів MAN

Силові циліндри цих підсилювачів з одного боку пов'язані з поздовжньою або поперечною тягою. Друга точка опори підсилювача виконана на рамі автомобіля. Сошка кермового механізму пов'язана із золотником або клапаном розподільника кульовим пальцем.

Такий підсилювач дозволяє використовувати стандартне кермо, ненабагато, збільшуючи довжину трубопроводів у порівнянні з "гідрорулем". Схильність до порушення коливань керованих коліс такого підсилювача незначна. Недоліком такого компоновки є необхідність розташовувати підсилювач у строго визначеному місці ланцюга ланок механізму рульового управління, причому кульовий палець сошки рульового механізму повинен керувати золотником, вбудованим у картер силового циліндра.

У третій схемі компоновки Рис. 1.4 розподільний пристрій розміщується в одному блоці з кермовим механізмом, силовий циліндр окремо. Під час встановлення розподільного пристрою перед кермовим механізмом збільшується

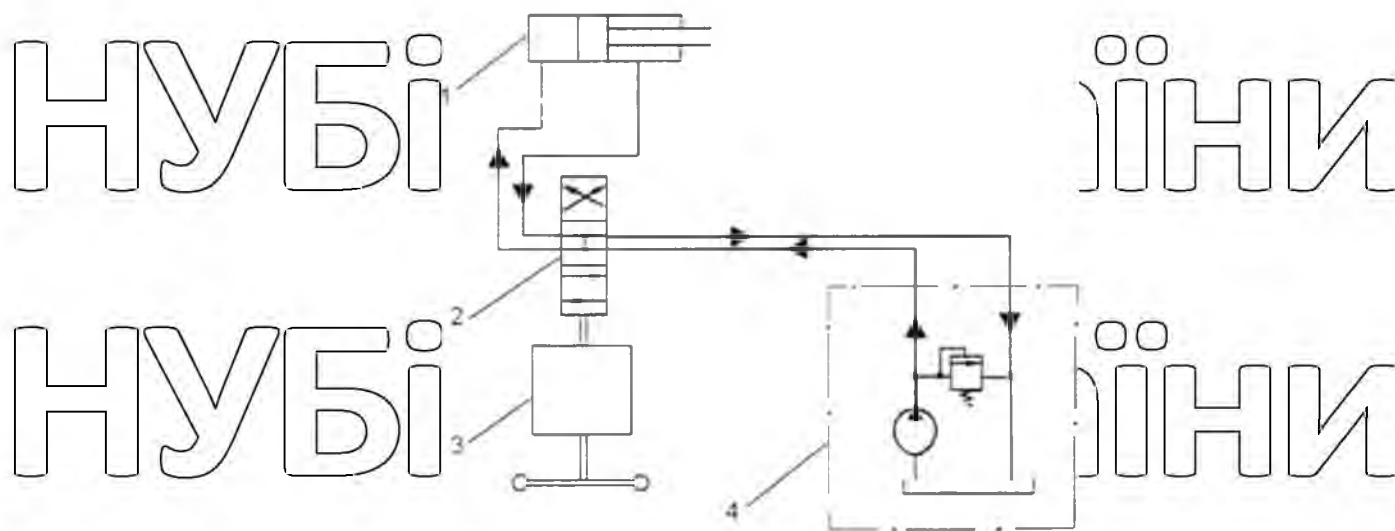
чутливість підсилювача. Крім того, при використанні даної схеми компоновання можлива уніфікація підсилювачів для різних за масою автомобілів. Недоліками схеми є велика довжина трубопроводів, особливо коли силовий циліндр розташовується на відстані від кермового механізму. Така схема компоновання використовується на автомобілях КАМАЗ.



1 - силовий циліндр, 2 - кермовий механізм та розподільне пристрій, 3 - масляний насос

Рис. 1.4 - Компоновальні схеми кермових підсилювачів КАМАЗ

Четверта схема компоновання (Рис. 1.5) включає роздільне розташування механізму кермового управління, гідравлічного силового циліндра та розподільника. Остання схема вимагає великої кількості трубопроводів, але допускає більшу свободу конструктору у виборі місця для силового циліндра та розподільника. Чутливість та швидкодія знижені через збільшення зазорів у ланцюзі управління розподілом. Оскільки зростає кількість деталей у ланцюгу зворотний зв'язок і протяжність магістралей, підвищується ймовірність виникнення коливань у підсилювачі [94]. Така схема компоновання використовується на автомобілях Газель.



1 - силовий циліндр, 2 - розподільний пристрій, 3-кермовий механізм, 4 -

масляний насос

Рис. 1.5 - Компонувальні схеми кермових підсилювачів в ГАЗель

Гідравлічні силові циліндри можуть бути приєднані до будь-якої ланки механізму рульового управління, розташованого за розподільником ближче до керованих коліс автомобіля, рахуючи від рульового колеса [28].

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

Відповідно до викладеного, на легкові автомобілі доцільно проектувати 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 кермовий механізм або можна проектувати розподільник і силовий циліндр окремо, але бажано в цьому випадку компоновати розподільник на картері кермового механізму. У всіх випадках

силовий циліндр повинен бути пов'язаний з керованими колесами жорсткіше, ніж кермовий механізм. Таким чином, для вантажних автомобілів, переважно застосування схеми компоновання (рисунком 1.4), розподільний пристрій розміщується в одному блоці з кермовим механізмом, силовий циліндр окремо.

1.2.3 Аналіз конструкцій розподільників гідравлічних кермових підсилювачів

В даний час у вітчизняному автомобілебудуванні застосовують, головним чином, розподільні пристрої золотникового типу, що працюють за принципом осевого переміщення. Вони виконані з відкритим центром золотника, тому що в нейтральному положенні золотника центральний канал корпусу розподільника відкритий, і рідина, що циркулює по замкнутому колу: гідронасос - розподільник підсилювача - бачок - гідронасос. Поряд з відмінністю в компонованні вузлів гідравлічних кермових підсилювачів вони мають різні конструкції елементів розподільних пристроїв золотникового типу, які забезпечують реактивну дію підсилювача на кермо.

За цією ознакою розрізняють такі розподільні пристрої типу «А» - з реактивними плунжерами у поєднанні з попередньо підтисненими пружинами, розподільники цього типу встановлюються на автомобілях MAN, IVECO, КАМАЗ;

- типу «Б» - з реактивними майданчиками та самовстановлюваним золотником який встановлюється на автомобілях ГАЗ, МАЗ-543, МАЗ-7911, MAN;

- типу "В" - з попередньо підіганою пружиною золотника, ним оснащені автомобілі старих марок МАЗ-537, МАЗ-535, БелАЗ-540 [20].

Гідророзподільник тільки з реактивними камерами забезпечує кінематичну та силову слідкуючу дію. При припиненні повороту автоматичне встановлення золотника в нейтральне положення відбувається за рахунок зривового тиску рідини в обох реактивних камерах. При випадковому зміщенні корпусу гідророзподільника щодо золотника, наприклад, при наїзді одного з керованих коліс на перешкоду, в одній із реактивних камер виникає тиск напору, а в протилежній реактивній камері тиск зливу. Через різницю тисків золотник повертається в нейтральне становище. Включення гідропідсилювача відбувається при малому значенні сили, прикладеної до кермового колеса, що відображено у статичній характеристиці.

Гідророзподільник з реактивними камерами та центруючими пружинами також забезпечує кінематичну та силову стежку. Включення підсилювача відбувається в тому випадку, коли на рульовому колесі прикладена сила, достатня для деформації пружин, що центрують. Гідравлічний кермовий

підсилювач з таким розподільником має меншу чутливість до включення. З іншого боку, пружини розподільника, що центрують, перешкоджають випадковому зворотному включенню гідропідсилювача і можливого впливню керованих коліс.

Гідророзподільник із centruючими пружинами, але без реактивних камер (тип В) забезпечує лише кінематичну стежить дію; водночас зусилля, створене гідропідсилювачем, постійне

Уніфіковані кермові механізми із золотниковим осьовим розподільником встановлюють на автомобілях MAZ, MAN.



Найбільших змін за останні роки в конструкції кермових управлінь з гідравлічним кермовим підсилювачем зазнав розподільник. Намітилася чітка тенденція заміни осьового золотникового розподільника роторним. У ньому перерозподіл потоків робочої рідини здійснюється шляхом перекриття кромок на сполучених деталях у процесі їхнього відносного повороту. Краї виконують на торцевих або циліндричних поверхнях сполучених деталей і в залежності від цього розрізняють два види роторних розподільників: торцеві та тангенціальні. Торцеві розподільники поки що не знайшли застосування в реальних конструкціях, проте пошукові роботи з їх використання ведуться [20, 62]

Тангенціальні розподільники в порівнянні з осьовими мають ряд переваг: простоту конструкції, менші габарити, підвищену чутливість. Однак поширення

тангенціальних розподільників довгі роки стримували негативні фактори, з якими стикалися конструктори у спробах реалізувати у цих розподільниках необхідний рівень реактивної дії кермового керування. Реактивна дія рульового управління з гідравлічним підсилювачем значною мірою визначається

реактивною дією самого розподільника, яке оцінюють залежністю тиску робочої рідини на вході в розподільник від моменту на рульовому колесі. На цю залежність можна впливати варіюванням жорсткості параметрів інших елементів розподільника або завданням різного закону зміни тиску в щілині дроселі

розподільника по куту повороту рульового колеса. Жорсткі параметри

розподільника визначаються жорсткістю механічного пружного елемента центрування золотника розподільника, а також наявністю активної площі реактивних камер. Закон дроселювання рідини при заданій подачі насоса визначається формою та взаємним розташуванням робочих, тобто дроселюючих, крайок розподільника.

Конструкційні заходи впливу на жорсткісні параметри пружних елементів розподільника, які успішно застосовуються в осьових розподільниках для забезпечення необхідного рівня їх реактивної дії, не набули поширення в тангенціальних розподільниках з наступних причин:

- реактивні камери децю ускладнюють конструкцію тангенціального розподільника, що не дозволяють реалізувати його переваги за габаритами та металоемністю;

- введення реактивних камер у самому розподільнику збільшує гістерезисні втрати, які негативно позначаються на керованості автомобіля;

- варіювання жорсткістю пружних елементів розподільника малоефективно, оскільки її вибір обмежений двома заздалегідь заданими параметрами розподільника, що знаходяться у вузькому діапазоні - зоною його нечутливості по зусиллю (зусиллям включення) і максимальним кутом

неузгодженості розподільника (конструктивним люфтом). Заходи, спрямовані на розширення області варіювання жорсткістю пружного елемента торсійного типу, наприклад, введення ступінчастого включення різних ділянок торсіону у міру зміни кута повороту кермового колеса, також призводять до значних конструкційних ускладнень [20].

Спосіб на закон дроселювання шляхом профілювання кромки золотника практично не ускладнює конструкцію розподільника, а технологічні методи його реалізації досить прості. Звернення конструкторів до цього способу дроселювання зумовило широке поширення тангенціальних розподільників роторного типу в гідравлічних рульових підсилювачах, що отримало в останні роки. Досвід дослідження, розробок і випробування рульових управлінь з гідравлічним кермовим підсилювачем свідчить про те, що тангенціальний розподільник, володіючи практично вдвічі більшою високою чутливістю, може забезпечити показники реактивної дії, що не поступаються відповідним показникам осевого розподільника.

У роторних розподільниках робочими поверхнями, на яких виконані розподільні канали, є зовнішня циліндрична поверхня ротора і пов'язана з нею внутрішня поверхня гільзи.

Крім того, поширення набули наступні три схеми формування робочих (дросельних кромок) і каналів роторних розподільників: дроселюючі кромки, утворені поздовжніми пазами - шлицями на роторі та гільзі (схема Bendix); MAN, IVECO, КАМАЗ;

дроселюючі кромки, утворені радіальними свердліннями як у роторі, так і в гільзі (схема Calzoni); дроселюючі кромки, утворені поздовжніми пазами в гільзі та лисками на роторі (схема Burman).

У розподільниках з роторними золотниками внаслідок спрощення приводу до золотника, вільний хід рульового колеса при включенні підсилювача може бути зменшений до 0,03 - 0,05 рад (2 - 3°), що суттєво підвищить чутливість рульового управління до керуючого впливу [94].

Велика різноманітність поширених конструкцій розподільників викликана, як традиціями фірм, що історично склалися, так і конкурентними міркуваннями.

Тому віддамо перевагу найбільш надійним та конструктивно простим модифікаціям.

Таким найбільш простим і таким, що забезпечує реактивну дію розподільником можна вважати розподільник типу "Сайгінау", застосовуваний заводом КАМАЗ на автомобілях сімейства МОТОВОЗ [28].

1.3 Аналіз науково-технічної літератури з дослідження керованості автомобілів

Дослідженню керованості автомобілів розповіли свої роботи вітчизняні та зарубіжні вчені, такі як Антонов А.С., Боричов С.М., Бишов Н.В., Гінцбург Л.Л., Гонінберг Є.М., Данилов І.К., Кокорев Г.Д., Лисов М.І., Осепчугов В.В., Раймпель І., Сімдянкін А.А., Успенський І.А., Чайковський І.П., Юхін І.А. та ін. [4, 7, 8, 9, 11, 27, 28, 29, 50, 60, 75, 93].

Лисов М.І. [50] у своїх роботах дав короткий огляд основних конструкцій та механізмів кермового управління. Навів відомості з теорії та розрахунку кермових механізмів та підсилювачів, встановив параметри та критерії для їх оцінки. Дав описи експериментально-дослідницького обладнання та навів результати випробувань кермового управління, кермових механізмів та підсилювачів, результати теоретичних досліджень конструкцій. Дав рекомендації щодо вибору розмірів найважливіших деталей механізмів кермового управління.

Гінцбург Л.Л. [27, 28] свої роботи присвятив опису конструкцій, розрахунку та випробуванням гідравлічних кермових підсилювачів зарубіжного та вітчизняного виробництва. Було відзначено, що в процесі експлуатації автомобіля насоси гідропідсилювача керма виходять з ладу в основному на автомобілях, що працюють в умовах бездоріжжя, так як при русі колії гідропідсилювач може бути включеним тривалий час і насос буде працювати при максимальному тиску протягом 30-60 секунд, у цьому випадку температура олії досягає 120°C, що веде до порушення роботи підсилювача.

Чайковський І.П. [93] у своїх роботах описав конструкції кермових управлінь різного типу, дав загальну методика розрахунку, розглянув основні способи керування автомобілем, описав методи оцінки схем та конструкцій кермових управлінь.

Раймпель І. [45] описав пристрої та недоліки різних конструкцій кермового механізму, кінематику при жорсткому мості та незалежній підвісці коліс.

Таким чином, аналіз наведених вище робіт дозволяє зробити висновок, що процес теплоутворення в гідравлічному кермовому підсилювачі

недостатньо вивчений, не виявлено закономірності тепловиділення в

гідропідсилювачі кермового керування від конструкційних та експлуатаційних параметрів. У розглянутих роботах не простежуються єдині принципи вибору економічної та ефективної схеми гідропідсилювача кермового управління.

1.4 Сучасні методи оцінки параметрів кермового управління з гідравлічним підсилювачем їх недоліки та передумови для вдосконалення

Дослідженню методів оцінки параметрів кермового управління з гідравлічним підсилювачем присвячено чимало вітчизняних та зарубіжних робіт.

Найбільш значними є роботи Лисова М.І., Осепчугова В.В., Чайковського І.П., Антонова А.С., Гінцбурга Л.Л. та ін [7, 8, 27,].

Так у своїх роботах Лисов М.І., пропонує оцінювати підсилювачі за такими основними показниками [50]:

- ефективності дії;
- реактивної дії на кермо;
- прямому та зворотному включенню підсилювача та амортизуючої дії при розриві шини передньої осі;
- чутливості дії;
- маневреності автомобіля на поворотах;
- витрати робочої рідини.

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

Ефективність дії підсилювача оцінюється показником ефективності [50]:

$$E = \frac{P_k}{P}$$

де E – ефективність дії;

P_k - зусилля, що додається до кермового колеса без підсилювача, Н,

P - зусилля, що додається до кермового колеса з підсилювачем, Н.

Зусилля, що додається до рульового колеса [50]:

$$P = P_k - P_u,$$

де P_u – зусилля, наведене до обода рульового колеса Н.

Тоді показник ефективності

$$\frac{P_k}{P_k - P_y} = \frac{1}{1 - \frac{P_y}{P_k}}$$

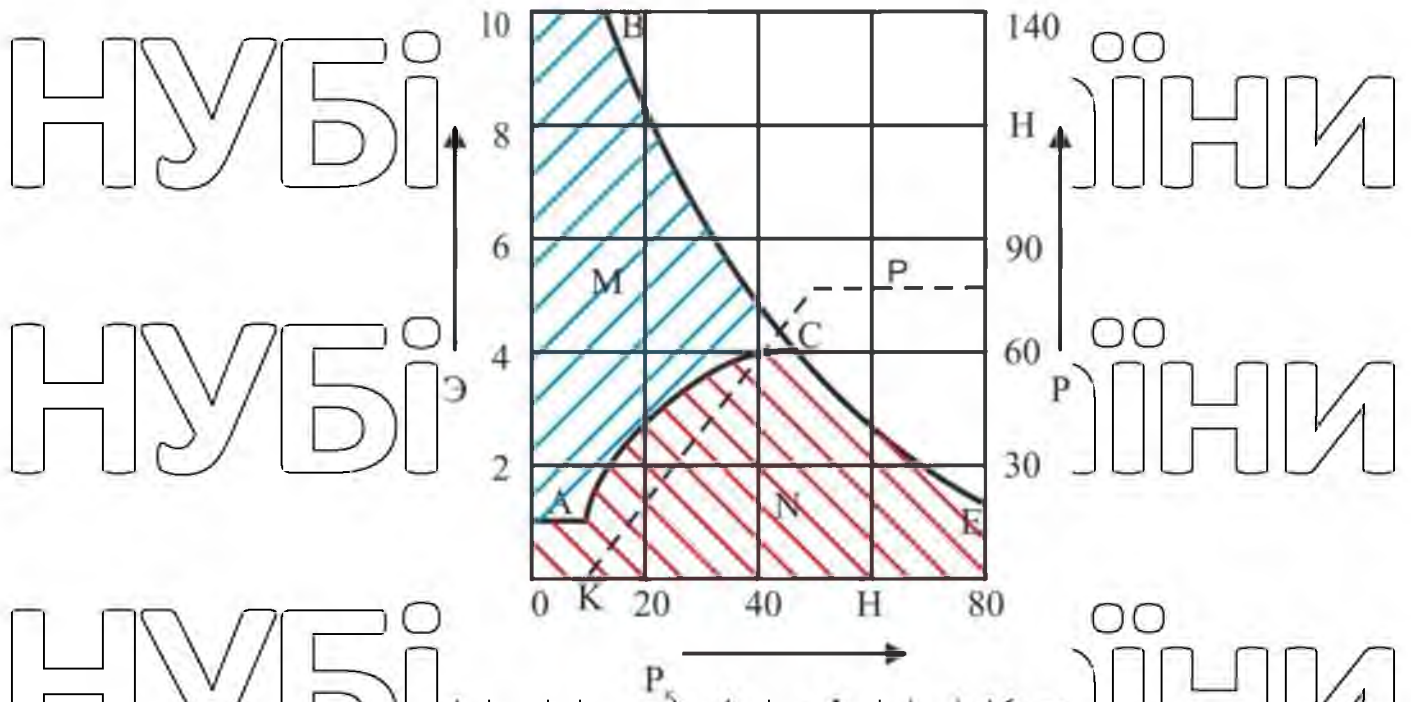
При малих опорах коліс повороту і вільному відкритті впускного клапана або переміщенні золотника показник E виходить високим, що прагнуть нескінченно великої величини. З підвищенням опору коліс повороту він різко знижується і змінюється кривою BE Рис. 1.6.

Якщо в розподільнику створюються сила тертя, сила зворотних і центруючих пружин та інші сили, що перешкоджають вільному включенню підсилювача в дію, тиск p в силовому циліндрі при малих опорах коліс повороту виходить не максимальним, а пропорційним опору повороту (пунктирна лінія).

При виникненні в розподільнику сил, що перешкоджають переміщенню золотника, підсилювач включається не відразу при повороті кермового 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, силовому циліндрі).

Цілком очевидно, що при малих опорах коліс повороту дія підсилювача має бути невеликою, а при великих опорах - значним, чим вищий опір коліс повороту, тим більше має бути дія підсилювача.

З рисунку 1.6 видно, що область M ефективності дії непродуктивна і область N є робочою.



P - тиск у силовому циліндрі при малому опорі коліс повороту, Н;

VE - показник ефективності при малому опорі коліс повороту; AC - показник ефективності в момент включення підсилювача.

Рис 1.6 Зміна тиску та ефективності дії підсилювача в залежності від опорів керованих коліс повороту

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

Таким чином, сцинім параметром ефективності дії підсилювача є максимальна величина її показника E , що виходить у точці досягнення максимального тиску в силовому циліндрі і відповідному опорі R_k керованих коліс повороту.

Є пропозиції [60] оцінювати дію підсилювача за деякими іншими параметрами, наприклад,

- за питомим зусиллям, в Н/кг, що розвивається силовим циліндром [60],

$$k_1 = \frac{V}{m_k} = \frac{FL}{m_k},$$

де V - питомому об'єму м³/кг силового циліндра [60],

$$\frac{P_y}{m_k} = \frac{P_{max}}{m_k} F,$$

за коефіцієнтом роботи в Па*м³ силового циліндра [60],

$k_2 = V p_{\max}$
 де p_{\max} - максимальний тиск у системі, Па;
 V - робочий об'єм силового циліндра, м³;

F і L - площа, м² та робочий хід поршня силового циліндра, м; m_k - маса автомобіля, що припадає на передні колеса, кг.

При цьому слід мати на увазі, що величина P залежить від передавального числа приводу (важеля) до силового циліндра від керованих коліс.

Відтворення $F p_{\max}$ визначає максимальну силу, що діє шток поршня.

Виходячи з цих передумов, можна зробити такий висновок.

Питома зусилля E^2 не відображає розташування силового циліндра в системі кермового управління і не характеризує придатність підсилювача для конкретного автомобіля.

Питома кількість k_1 також не характеризує придатності підсилювача для конкретного автомобіля.

Коефіцієнт поужності K_2 визначає і компоновання силового циліндра, і силу, що діє, але не характеризує ступінь полегшення управління при повороті коліс автомобіля.

Зусилля P_k і P можна визначити розрахунком та експериментально як на ходу автомобіля, так і в лабораторних умовах за допомогою динамометричного рульового колеса.

За зусиллями на колесі можна судити і про інші якості підсилювача, як, наприклад, про зусилля на рульовому колесі, що відповідає включенню, про реактивну дію підсилювача на рульове колесо та інших.

Підвищення зусилля на рульовому колесі характеризує одну з важливих властивостей рульового управління - «попуття дороги», тобто відчуття водієм повороту, що виробляється ним, і оцінюється показником реактивного впливу

підсилювача на рульове колесо. Цей показник виражений відсотковим підвищенням зусилля P_0 , при якому підсилювач включається в дію, або кутом тангенсам нахилу дотичної до кривої зміни зусилля P . Однак ці величини не пов'язані з зусиллям на колесі P_k при роботі без підсилювача. Якщо відносити їх тільки до зусилля P , то може вийти, що те саме зміна показника p при різних

змiнах сил P_k буде однаково характеризувати два абсолютно рiзних пiдсилювача. Тому необхідно вiднести величину збiльшення зусилля P_k

$$P_0 = R \frac{1}{i_1 \eta_1},$$

$$= R \frac{1}{i_2 \eta_2} = R \frac{i}{i_1 \eta_2},$$

прирошенню зусилля P на колесi при роботi без пiдсилювача.

Таким чином, оцiнка роботи пiдсилювача i визначення його оцiночних параметрiв проводиться також по зусиллю, що додається до рульового колеса.

Пряме включення пiдсилювача характеризується зусиллям P_0 , що додається до рульового колеса, при якому пiдсилювач включається в дiю.

Зворотнє включення характеризується дiючим вздовж поздовжньої тяги зусиллям T , у якому пiдсилювач входить у дiю з боку керуваних колiс. Цi зусилля визначаються вiдповiдно до таких рiвнянь [50]:

$$\rho = \frac{\Delta P}{\Delta P_k} \quad (1.9)$$

де $R = Q + S$ - опр розподiльника ввключенню, що складається з зусилля Q центруючої пружини та сили опору S , що дорiвнює сумi сил тертя та тиску на впускний клапан або золотник;

$i_1 i_1$ - пряме передатне число та прямий ККД передачі від рульового колеса до золотника або впускного клапана розподiльника;

i - повне передавальне число рульового керування від рульового колеса до поздовжньої тяги;

$i_2 i_2$ - зворотнє передатне число та зворотний ККД передачі від поздовжньої тяги до розподiльника.

Теоретичнi витрати рiдини (в л/хв) у гiдролiчному пiдсилювачi та повiтря - у пневматичному пiдсилювачi визначаються вiдповiдно до рiвнянь [60]:

$$q_{ж} = F l \frac{2\pi n}{\varphi},$$

$$q_{в} = F l p_x \frac{2\pi n}{\varphi}$$

де F i l - площа та хiд поршня силового цилiндра, m^2 , m ,

n i φ - максимальна кiлькiсть обертiв i кут повороту рульового колеса при перемiщеннi поршня вiд одного крайнього положення до iншого;

рх-тиск повітря в ресивері, Па.

Таким чином, аналіз наведених вище методів оцінки параметрів кермового управління з гідравлічним підсилювачем, показує, що показник ефективності Е більш точно характеризує основну якість підсилювача - силова дія.

Однак ця існуюча методика характеризує лише силову дію підсилювача, але не забезпечує комплексної оцінки його параметрів на стадії проектування.

У цьому науково і економічно обґрунтованим напрямом є розробка методики, що дозволяє на стадії проектування оцінити і спроектувати кермові управління, що найбільш повно відповідають вимогам, що висуваються до них.

1.5 Висновки

Таким чином, на основі аналізу умов використання вантажних автомобілів та низки дослідницьких робіт з вивчення кермового управління з гідравлічним підсилювачем, можна зробити такі висновки:

1) Вантажні автомобілі відіграють важливу роль агропромисловому комплексу України. Успішне виконання покладених на них завдань визначає економічну складову та продовольчу безпеку країни. Вихід із 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 України, є гідравлічні кермові підсилювачі. Аналіз наведених робіт дозволяє зробити висновок, що процес теплоутворення в гідравлічному кермовому підсилювачі недостатньо вивчений, не виявлені закономірності тепловиділення в ГРУ від конструкційних і експлуатаційних параметрів. У розглянутих роботах не простежуються єдині принципи вибору економічної та ефективної схеми гідравлічного кермового підсилювача.

3) Існуюче рульове управління має забезпечувати виконання великої кількості часто суперечливих вимог, проте методика, придатна для оцінки рульового управління з гідропідсилювачем керма, що відповідає сучасним вимогам, що пред'являються, з метою вдосконалення його параметрів відсутня.

1.6 Завдання досліджень

На підставі проведеного аналізу стану питання та відповідно до

поставленої мети сформульовані завдання дослідження:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій та особливостей функціонування гідравлічних кермових підсилювачів в умовах сільськогосподарського виробництва;

2. Здійснити математичне моделювання теплогідравлічних процесів гідравлічного кермового підсилювача в умовах обмежень та припущень з дослідженням режимів його функціонування у різних умовах руху автомобіля;

3. Провести експериментальні дослідження з метою перевірки та підтвердження розроблених теоретичних положень. Оцінити техніко-економічний ефект результатів дослідження.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ГІДРАВЛІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПІДСИЛЮВАЧА

2.1 Обмеження та припущення при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача

У зв'язку зі складністю дослідження гідравлічних та теплофізичних процесів, що відбуваються в гідравлічному кермовому підсилювачі на різних режимах його роботи, сформовано загальні та спеціально-технічні припущення при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача.

2.1.1 Загальні припущення та обмеження при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача

У зв'язку з тим, що в розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача відбувається перетворення механічної, гідравлічної та теплової енергії, основні припущення та обмеження визначені стосовно їх галузей науки механіки, гідравліки та теплотехніки [35, 96, 99].

У механічній системі гідропідсилювача рульового управління прийняті такі припущення та обмеження:

- 1) Рух автомобіля відбувається по рівній, горизонтальній поверхні. Опір на гаку не враховується. Дані припущення прийнято виходячи з чинних нормативних документів щодо оцінки стійкості автомобіля [10];
- 2) Оскільки криволінійний рух автомобіля відбувається з невеликими швидкостями [47, 59], впливом аеродинамічних сил нехтуємо.

Допущення та обмеження, прийняті в гідравлічній системі гідропідсилювача рульового керування:

- 1) Ідеальна рідина має рух, що встановився;
- 2) Меридіональна швидкість стпоперек потоку не змінюється і тому всі розрахунки можна вести для середньої лінії струму.

Допущення та обмеження, прийняті у теплотехнічних розрахунках гідропідсилювача рульового управління:

- 1) У теплотехнічних розрахунках перебігу теплоносіїв вважається таким, що встановився;
- 2) Агрегатний стан теплоносіїв не змінюється;

3) Теплоємність теплоносіїв та коефіцієнт теплопередачі є постійними величинами і не залежать від просторової координати температури.

4) Теплові втрати через трубки та шланги гідравлічної системи у зовнішнє середовище малі і ними можна знехтувати.

2.1.2 Спеціальні технічні припущення та обмеження при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача

У роботі розрахункова схема базується на гідравлічній схемі рульового гідравлічного підсилювача автомобіля KAMAZ-65207-87 (S5)

Розрахункова математична модель базується на експериментальних даних, одержаних на випробуваннях гідравлічного кермового підсилювача автомобіля KAMAZ-65207-87 (S5).

Взятий за прототип гідравлічний кермовий підсилювач автомобіля KAMAZ-65207-87 (S5) для виконання теоретичного обґрунтування та визначення діапазону високих значень коефіцієнта корисної дії, прийнятний для існуючих вантажних автомобілів, так як вони однакові за фізичним принципом роботи та відрізняються компоновочними схемами та геометрією. Тому обраний прототип для розрахунку його характеристики можна перетворити за теорією подібності і порівняти з будь-яким з гідравлічних кермових підсилювачів, встановлених, наприклад, на IVECO 43T0 і т.д.

2.2 Математичне моделювання теплогідравлічного потоку гідравлічного кермового підсилювача та регулювання параметрів робочої рідини

2.2.1 Формування розрахункової схеми математичної моделі гідравлічного кермового підсилювача

Аналіз методик розрахунку показав, що гідравлічний кермовий підсилювач є складною комплексною системою, в якій відбуваються перетворення механічних, гідравлічних і теплових потоків, кожен з яких розраховується за своїми законами. У зв'язку з цим визначення єдиних принципів розрахунку гідравлічного рульового підсилювача як теоретичної бази необхідно прийняти теорію силового потоку, розроблену Ангоновим О.С. [2, 7, 29].

Згідно цієї теорії гідравлічний кермовий підсилювач можна подати у вигляді окремих силових потоків: механічного, гідравлічного та теплового.

Для формування розрахункової схеми як силовий фактор механічного потоку прийнятий момент M (Нм), а як швидкісний - кутова швидкість валу ω (рад/с). Як силовий фактор гідравлічного потоку прийнятий масовий витрата рідини q (кг/с), а як швидкісний - напір H (м). Як силовий фактор теплового потоку прийнята повна теплоємність масової витрати рідини W (Вт/°C), а як швидкісний - температура рідини T (°C).

Добуток силових і швидкісних факторів дозволяє відповідно отримати потужнісний фактор механічного потоку - механічну потужність $N = M\omega$, потужнісний фактор гідравлічного потоку - гідравлічну потужність $N^H = qH$, потужності фактор теплового потоку - потужність теплового потоку $Q = WT$ з єдиною розмірністю Вт.

Відповідно до теорії силового потоку все різноманіття перетворюючих пристроїв, що входять до розрахункової схеми, може бути умовно представлено трьома типами вузлових точок: розгалужувальної, кінетичної та узагальненої. У вузловій точці, що розгалужує, відбувається перетворення тільки силових факторів, а в кінетичних - швидкісних. Узагальнена вузлова точка - об'єднання кінетичних та розгалужуючих вузлових точок. У ній відбувається одночасно перетворення силових та швидкісних факторів.

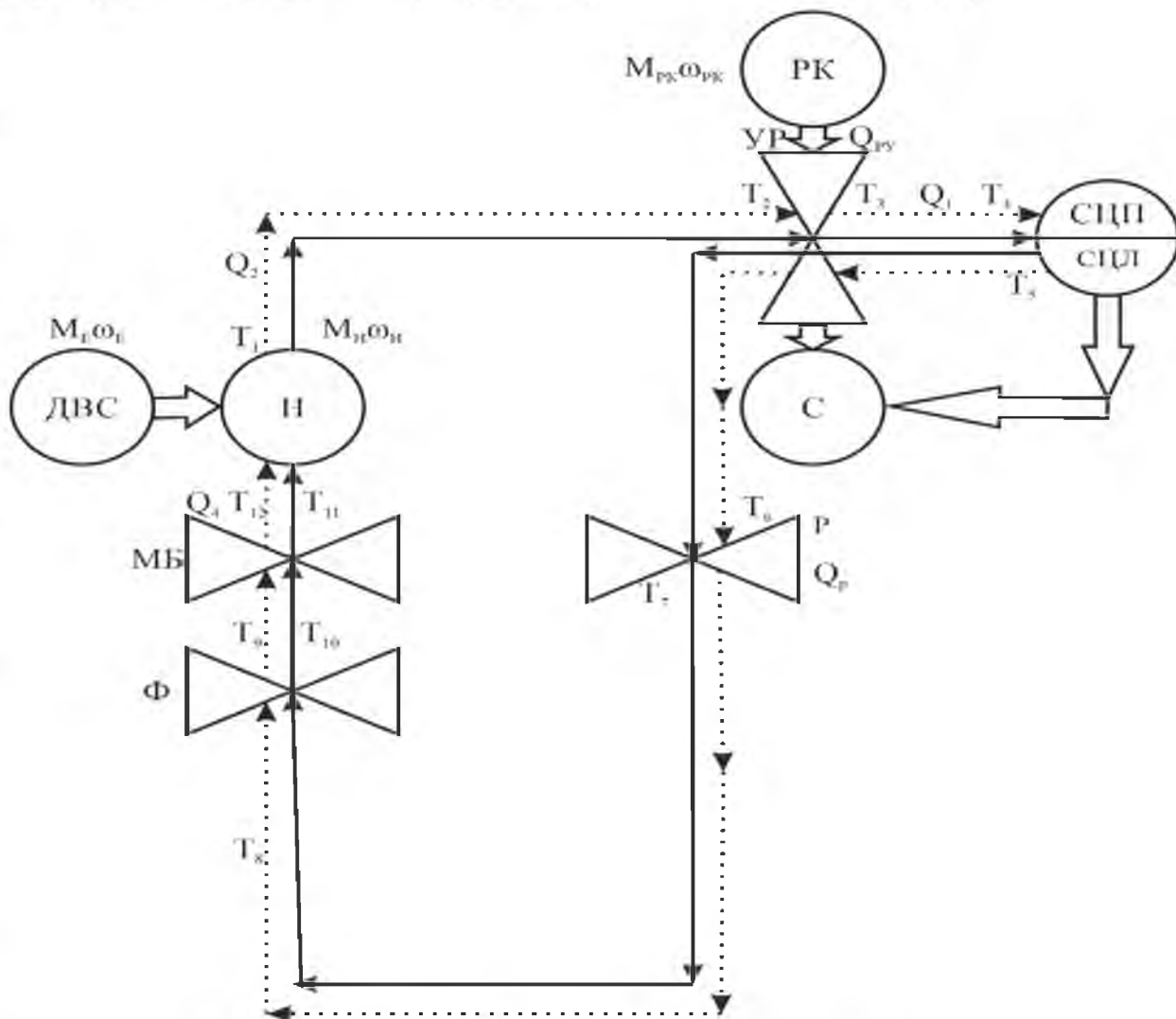
Розрахункова схема гідравлічного рульового підсилювача (рисунок 2.1) включає наступні вузлові точки:

- 1) Кінетичні: бачок масляного насоса, радіатор охолодження - пристрій для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма, розподільний пристрій, фільтр;
 - 2) Узагальнені: двигун, пластинчастий насос, силовий циліндр, опір.
- У кінетичних вузлових точках відбувається перетворення лише швидкісних факторів - напору чи температури рідини. У насосі та силовому циліндрі (узагальнені вузлові точки) здійснюється акумулювання втрат гідравлічної потужності, а в двигуні та опорі здійснюється перетворення механічної потужності. При потужності, що постійно підводиться до насоса, силовий фактор гідравлічного потоку не змінюється.

Втрати напору у розрахунковій схемі гідропідсилювача умовно пов'язані з масляним бачком. Теплогідравлічний потік перерозподіляється від гідравлічного

кермового підсилювача в радіатор охолодження.

Радіатор охолодження - пристрій підвищення ефективності охолодження рідини гідрогідсилувача керма, де здійснюється перетворення швидкісного потоку - температури робочої рідини і перетворення потужності фактора - потужність теплового потоку.



механічний потік;
тепловий потік;
робоча рідина

ДВС - двигун; Н - насос; ПК - пристрій розподільче; СЦП -

силовий циліндр права порожнина; СЦЛ - циліндр ліва порожнина; С - опір з

боку копіс; Р - радіатор - пристрій підвищення ефективності охолодження рідини гідрогідсилувача керма; Ф - фільтр; МБ - оливний бачок

Рис. 2.1 - Розрахункова схема гідравлічного кермового підсилювача

Основними силовими потоками в розрахунковій схемі гідравлічного

кермового підсилювача є: механічний та гідравлічний потоки, а тепловий потік – відносним

Для кожного потоку окремо складемо рівняння нерозривності балансу у вузлових точках. Для складання рівнянь балансу скористаємося другим та третім

принципами теорії силового потоку. Відповідно до другого принципу теорії

силового потоку сума швидкісних факторів замкнутого силового потоку дорівнює нулю.

$$\sum_{k=1}^n U_k = 0,$$

(2.1)

де U_k - швидкісний фактор до потоку

n - кількість потоків.

У розрахунковій схемі перетворення швидкісного фактора теплового потоку відбувається в замкненому силовому контурі - гідравлічному кермовому підсилюванні.

У замкнутому силовому контурі для кінетичних вузлів: тиск бачок масляного насоса, радіатор охолодження, розподільний пристрій, фільтр та узагальнених вузлових точок пластинчастий насос, силовий циліндр перетворення швидкісного фактора - температури визначатиметься відповідно:

$$T_n = T_1 - T_2 \quad (2.2)$$

$$T_{ур} = T_3 - T_4 \quad (2.3)$$

$$T_{сц} = T_5 - T_6 \quad (2.4)$$

$$T_r = T_7 - T_8 \quad (2.5)$$

$$T_{ф} = T_9 - T_{10} \quad (2.6)$$

$$T_{мб} = T_{11} - T_{12} \quad (2.7)$$

де T_n , $T_{ур}$, $T_{сц}$, T_r , $T_{ф}$, $T_{мб}$ - температури відповідно насоса, пристрою розподільчого, силового циліндра, радіатора, фільтра, масляного бачка, °С.

T_{12} - температура робочої рідини насоса гідравлічної лінії між виходом насоса та входом розподільчого пристрою;

T_{34} - температура робочої рідини розподільного пристрою гідравлічної лінії між виходом розподільчого пристрою та входом у силовий циліндр;

T_{56} - температура робочої рідини силового циліндра гідравлічної лінії між виходом силового циліндра та входом у радіатор;

T_{78} - температура робочої рідини радіатора гідравлічної лінії між виходом радіатора та входом у фільтр;

T_{910} - температура робочої рідини фільтра гідравлічної лінії між виходом фільтра та входом в масляний бачок;

T_{1112} - температура робочої рідини масляного бачка гідравлічної лінії між масляного бачка та входом у насос.

Згідно з третім принципом теорії силового потоку сума потужностей всіх потоків, що підводяться та відводяться від вузлової точки дорівнює нулю.

Або загалом:

$$\sum_{i=1}^n N_i = 0, \quad (2.8)$$

де N_i -потужний фактор i -го потоку;

n -кількість потоків.

До кожної вузлової точки розрахункової схеми застосовуємо третій принцип теорії силового потоку i , вважаючи всі вихідні силові потоки негативними, а всі вхідні - позитивними, отримаємо:

1) Для розподільчого пристрою:

$$Q_2 - Q_1 - Q_{ур} = 0, \quad (2.9)$$

де Q_1 -потужність теплового потоку робочої рідини гідравлічної лінії між виходом з розподільного пристрою і входом в радіатор, Вт;

Q_2 - потужність теплового потоку робочої рідини гідравлічної лінії між виходом з насоса та входом у розподільний пристрій, Вт;

$Q_{ур}$ -теплота, що передається розподільчим пристроєм навколишньому середовищу, Вт;

Для радіатора - пристрої для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма:

$$Q_1 - Q_3 - Q_p = 0, \quad (2.10)$$

де Q_3 -потужність теплового потоку робочої рідини гідравлічної лінії між

виходом з радіатора і входом в масляний бачок, Вт;

Q_p - теплорезистивальна здатність радіатора, Вт;

2) Для масляного бачка:

$$Q_3 - Q_4 - Q_{mb} = 0, \quad (2.11)$$

де Q_4 - Потужність теплового потоку робочої рідини гідравлічної лінії між виходом масляного бачка і входом в насос, Вт;

Q_{mb} - тепло, що передається масляним бачком навколишньому середовищу, Вт;

3) Для насоса:

$$N_d - N_n - \Delta N_n = 0, \quad (2.12)$$

де N_d - механічна потужність, що підводиться від двигуна, Вт;

N_n - гідравлічна потужність, що відводиться від насоса, Вт;

ΔN_n - втрати потужності, Вт.

Відповідно до теорії силового потоку Антонова А.С. [7], Енергетичні можливості гідроприводу повністю характеризуються його потужністю. Баланс потужності можна представити у вигляді:

$$N_{вх} = N_{вух} + \Delta N, \quad (2.13)$$

де $N_{вх}$ - вхідна потужність, Вт;

$N_{вух}$ - вихідна потужність, Вт;

ΔN - втрати потужності в гідроприводі, Вт.

Енергетичний баланс гідравлічного кермового підсилювача матиме вигляд:

$$N_{вх} = N_{вух} + \Delta p_n q + \Delta N_n + \Delta p_{ур} q + \Delta p_{рад} q + \Delta p_{ф} q + \Delta p_{сц} q + \Delta N_{сц}$$

Усі втрати потужності гідроприводу перетворюються на тепло.

Таким чином, отримана розрахункова схема відображає в загальному вигляді процеси перетворення механічного, гідравлічного та теплового потоків гідравлічного кермового підсилювача, так як їх силові, швидкісні та потужнісні фактори пов'язані між собою другим та третім принципами теорії силового потоку [45, 99].

2.2.2 Математичне моделювання розподілу теплогідрравлічного потоку робочої рідини в гідравлічному кермовому підсилювачі

Безпосереднє визначення коефіцієнта корисної дії гідравлічного кермового підсилювача ускладнюється тим, що теоретично практично дуже складно визначити втрати у всіх точках характеристики гідропідсилювача. Єдина точка характеристики, яка може бути визначена розрахунком більш – менш достовірно – точка максимального коефіцієнта корисної дії

У загальному вигляді рівняння сумарних втрат потужності гідравлічного кермового підсилювача має вигляд [9]

$$\sum \Delta N = N_{\text{вх}}(1 - \eta_{\text{гпу}}), \quad (2.14)$$

Так як у формулі (2.14) невідомо значення $N_{\text{вх}}$, то дане рівняння виразимо через коефіцієнт корисної дії, тим самим, визначивши аналітичний зв'язок між втратами потужності та коефіцієнтом корисної дії гідравлічного кермового підсилювача.

$$\sum \Delta N = N_{\text{вх}}(1 - \eta_{\text{гпу}}), \quad (2.15)$$

звідки

$$\eta_{\text{гпу}} = \frac{N_{\text{вх}} - \sum \Delta N}{N_{\text{вх}}}, \quad (2.16)$$

Для подальшого опису математичної моделі, яка включає параметр $\sum \Delta N$ у формулі (2.16), все різноманіття втрат потужності перетворюється на тепло [22].

Тобто, в роботі висунута гіпотеза про те, що сумарні втрати на режимах роботи гідравлічного кермового підсилювача, що встановилися, дорівнюють кількості теплоти, яку необхідно відвести від гідропідсилювача.

$$\sum \Delta N = Q_{\text{гпу}}, \quad (2.17)$$

У параметр $Q_{\text{гпу}}$ не входить кількість тепла, необхідне на нагрівання робочої рідини і деталей гідропідсилювача, а також конвекцією, що відводиться в

навколишнє середовище. Тобто передбачається, що відсотковий вміст ОГРУ набагато більший, ніж перераховані складові тепловиділення

Таким чином, метою математичної моделі є визначення кількості тепла, що відводиться, на встановилися режимах роботи гідравлічного рульового підсилювача для того щоб в подальшому більш точно визначати коефіцієнт корисної дії гідропідсилювача [4, 52, 90].

Змінними параметрами математичної моделі механічного потоку є кутова швидкість валу насоса ω_H , швидкість руху штока поршня $V_{ш}$, вхідна потужність $N_{вх}$, а для теплового потоку - кількість теплоти $Q_{гру}$, що відводиться від гідравлічного кермового підсилювача.

При детермінованому процесі, коли швидкісні температурні поля теплоносія не змінюються, немає необхідності вирішувати рівняння теплового балансу в диференційній формі [46, 72].

Для складання системи рівнянь теплового балансу гідропідсилювача кермового управління знову скористаємося положеннями теорії силового потоку. Використовуючи рівняння нерозривності теплових потоків у вузлових точках, складемо систему рівнянь:

$$\sum \Delta N = Q_{гру},$$

У систему рівнянь підставимо значення силового та швидкісного факторів теплогідравлічних потоків:

$$Q_2 - Q_1 - Q_{ур} = 0$$

$$Q_1 - Q_3 - Q_p = 0$$

$$Q_3 - Q_4 - Q_{мб} = 0$$

(2.19)

Для визначення $Q_{хр}$, $Q_{ур}$, $Q_{об}$ згідно з теорією силового потоку необхідно використовувати рівняння характеристик. Для $S_{ур}$ рівняння має вигляд [97]

$$\left. \begin{aligned} W_{рж} T_1 - W_{рж} T_4 - Q_{ур} &= 0 \\ W_{рж} T_4 - W_{рж} T_7 - Q_p &= 0 \\ W_{рж} T_7 - W_{рж} T_{12} - Q_{мб} &= 0 \end{aligned} \right\} \text{іни} \quad (2.20)$$

де K_1 - коефіцієнт теплопередачі розподільчого пристрою, $\text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;

F_1 - поверхня охолодження розподільчого пристрою, м^2 ;

$T_{ур}, T_{воз}$ - середні температури відповідно робочої рідини та повітря, $^\circ\text{C}$;

$$Q_{ур} = K_1 F_1 (T_{ур} - T_{воз}), \quad (2.21)$$

де K_2 - коефіцієнт теплопередачі радіатора, $\text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;

F_2 - поверхня охолодження радіатора, м^2 ;

$T_p, T_{воз}$ - середні температури відповідно робочої рідини та повітря, $^\circ\text{C}$;

$$Q_p = K_2 F_2 (T_p - T_{воз}), \quad (2.22)$$

де K_3 - коефіцієнт масляного бочка, $\text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;

F_3 - поверхня масляного бочка, м^2 ;

$T_{мб}, T_{воз}$ - середні температури відповідно робочої рідини та повітря, $^\circ\text{C}$;

У системі рівнянь (2.19) невідомі чотири параметри, а рівнянь - три.

Але так як наше завдання - визначити різницю температур гідравлічного кермового підсилювача, то два невідомі параметри замінюємо їх різницею $\Delta T_{РЖУ}$.

З системи рівнянь (2.19) висловимо $Q_{мб}$

$$Q_{мб} = K_3 F_3 (T_{мб} - T_{воз}), \quad (2.23)$$

$$\Delta T_{РЖУ} = \frac{K_1 F_1 (T_{ур} - T_{воз}) + K_2 F_2 (T_p - T_{воз}) + K_3 F_3 (T_{мб} - T_{воз})}{C_{рж} q}$$

де $C_{рж}$ - питома теплоємність робочої рідини, $\text{Дж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$;

q - витрата робочої рідини, кг/с .

Таким чином, розроблена математична модель температурного напору робочої рідини гідравлічного кермового підсилювача, що встановився.

Далі встановимо аналітичну залежність між температурним напором робочої рідини та коефіцієнтом корисної дії гідравлічного кермового підсилювача. Для

цього скористаємося залежністю (2.15), підставивши замість ДАК кількість теплоти, що відводиться від гідропідсилювача. В результаті отримаємо:

Підставивши у формулу (2.25) замість потужних факторів добуток їх швидкісних та силових факторів

Аналітична залежність (2.27) між температурним режимом та коефіцієнтом корисної дії гідравлічного кермового підсилювача отримана

Ії аналіз показує, що підвищення температурного тиску робочої рідини веде до зменшення коефіцієнта корисної дії гідравлічного кермового підсилювача і, навпаки, зі зменшенням теплового тиску робочої рідини коефіцієнт корисної дії гідравлічного кермового підсилювача підвищується.

Отже, знаючи температурний тиск робочої рідини, можна визначити коефіцієнт корисної дії гідравлічного кермового підсилювача на будь-яких режимах його роботи. Отримане рішення дає нові можливості при проектуванні гідравлічних кермових підсилювачів.

2.2.3 Фізична модель пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідроспідсилювача керма

Аналізуючи залежність (2.27) бачимо, що з підвищення коефіцієнта корисної дії гідравлічного рульового підсилювача необхідно знизити температурний напір робочої рідини. Для зниження температурного тиску необхідно знизити температуру робочої рідини гідроспідсилювача. Так як основним джерелом нагріву є насос гідравлічного рульового підсилювача, то нам необхідно знизити кількість тепла, що виділяється в насосі гідравлічного рульового підсилювача.

Кількість тепла, що виділяється в насосі гідравлічного рульового підсилювача визначається [56]:

$$Q_n = p_n q \left(\frac{1}{\eta_n} - 1 \right), \quad (2.28)$$

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

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

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

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

Пропонований винахід спрямовано на підвищення ефективності охолодження рідини в гідравлічного кермового підсилювача, у тому числі при знаходженні рульового колеса в крайніх положеннях, коли інтенсифікується робота насоса, що розігріває рідину в системі, що може призвести до її закипання.

Технічний результат досягається тим, що в пристрої, що містить кермовий механізм, механічно пов'язаний з кермовим колесом, а також насос, гідроциліндр, фільтр і бачок, пов'язані між собою за допомогою трубопроводу, в тілі останнього по всій довжині виконані пластинчасті вставки. З одного боку входять всередину трубопроводу та безпосередньо контактують з робочою рідиною (олією), а інший - що виходять за межі трубопроводу на величину, не менше половини його зовнішнього діаметра. При цьому кріплення вставок у тілі трубопроводу здійснюється будь-яким відомим способом, що дозволяє запобігти руйнуванню трубопроводу і видавлюванню вставок за його межі - зварюванням, паянням, клеюванням, запресовуванням та ін., матеріал вставок має коефіцієнт теплопровідності вищий, ніж основний матеріал трубопроводу,

Відмінною ознакою технічного рішення є те, що в тілі трубопроводу по всій його довжині розміщені та жорстко закріплені по відношенню до його тілу пластинчасті вставки з коефіцієнтом теплопровідності вище, ніж у основного матеріалу трубопроводу, що з одного боку входять всередину трубопроводу і безпосередньо контактують з робочою рідиною, а інший - що виходять за межі трубопроводу на величину, не менше половини його зовнішнього діаметра.

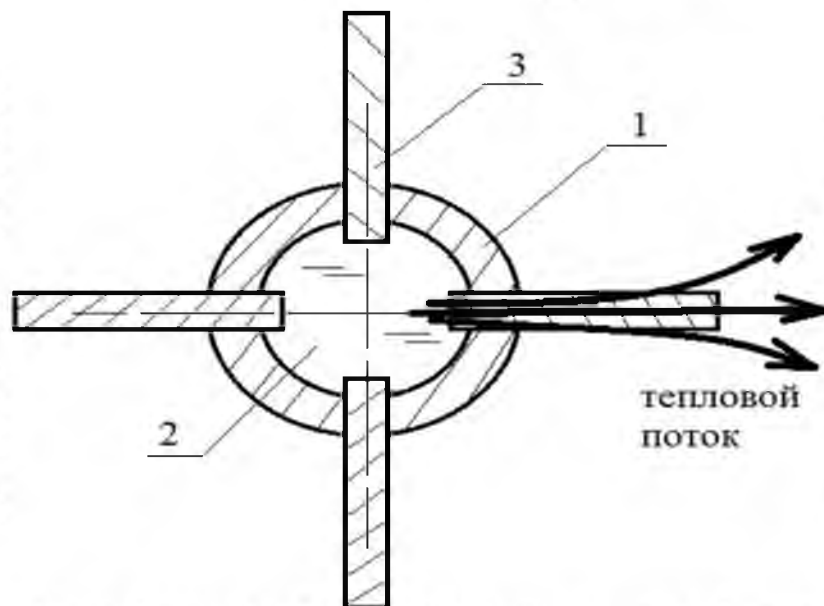
Сутність: організація додаткових каналів теплопередачі від рідини системи гідравлічного кермового підсилювача в навколишній простір по всій довжині трубопроводу. Принципова схема гідравлічного рульового підсилювача з пристроєм підвищення ефективності охолодження рідини представлена рис. 2.2, де показано поперечний переріз трубопроводу.

Пристрій складається з трубопроводу 1, всередині якого знаходиться робоча рідина 2, а в його тілі, по всій довжині трубопроводу 1, виконані вставки 3, мають коефіцієнт теплопровідності вище, ніж основний матеріал трубопроводу 1.

Вставки 2, з одного боку, контактують з робочою рідиною 2, розташованої 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 із відомих способів - паянням, зварюванням, вклеюванням, запресовуванням і т.п.

Робота пристрою здійснюється наступним чином: при роботі гідравлічного кермового підсилювача робоча рідина 2 протікає всередині трубопроводу 1 і омиває вставки 3. За рахунок вищого коефіцієнта теплопровідності вставок 3, ніж у основного матеріалу трубопроводу 1, через вставки 3 починається теплообмін між рідиною 2 і навколишнього повітрям простору. При цьому теплообмін відбувається по всій довжині трубопроводу 1, який гідравлічно з'єднує всі елементи гідравлічного рульового підсилювача.



1 - трубопровід; 2 - робоча рідина (масло); 3 - вставки.

Рис. 2.2 Принципова схема пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини ГПК.

При підвищенні температури рідини 2, наприклад, внаслідок інтенсифікації роботи гідравлічного кермового підсилювача, вставки 3 починають відігравати роль локальних охолоджень радіаторів (тепловиязоводів).

Таким чином, пропонований пристрій дозволяє запобігти перегріву пластинчастого насоса, підвищити ефективність охолодження рідини гідропідсилювача керма та оберігати деталі гідравлічного кермового підсилювача від надмірних навантажень, підвищити коефіцієнт корисної дії гідравлічного кермового підсилювача [8].

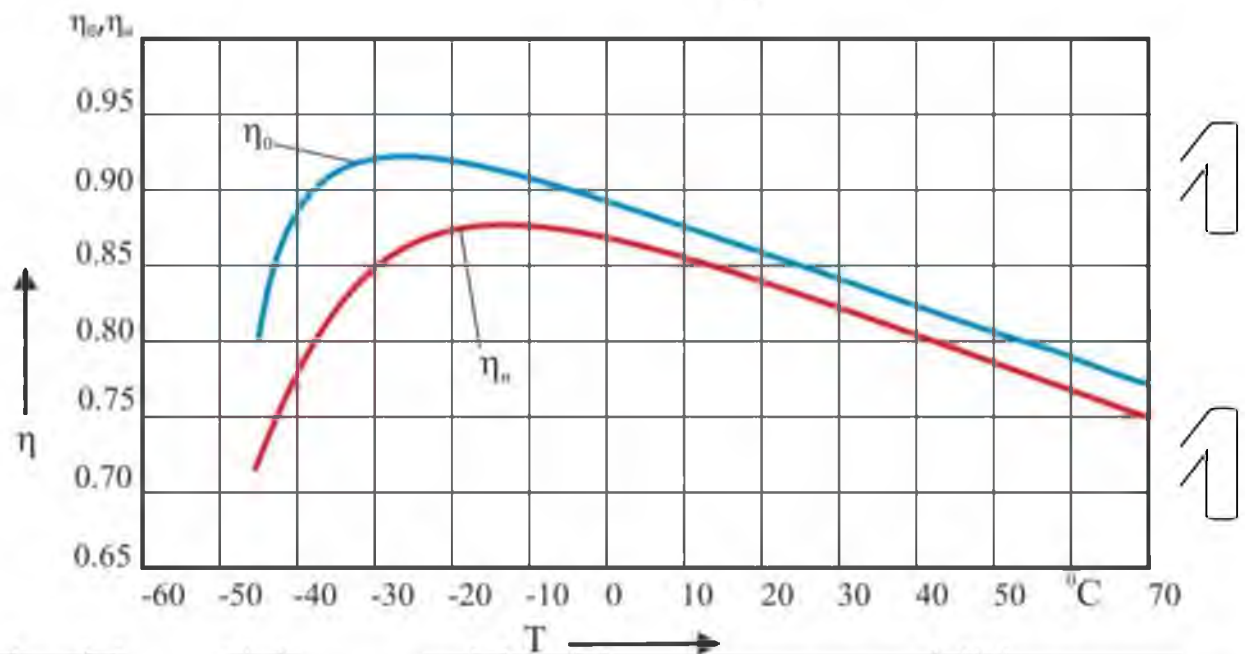


Рис. 2.4 - Залежність зміни об'ємного ККД насоса ГРУ та ККД насоса ГРУ залежно від температури робочої рідини

1) залежність в'язкості від температури робочої рідини (рис. 2.5)

описується формулою Вальтера в експоненційній формі:

(2)

2.3 Методика теплогідравлічного розрахунку гідравлічного кермового підсилювача на всіх режимах його роботи

2.3.1 Математична модель визначення реакцій, що діють на автомобіль при повороті

Для коліс одного керованого моста момент опору повороту дома визначається [28]:

$$(\gamma_1 + \alpha) = \exp\left(\frac{\alpha}{T_E}\right), \quad (2.29)$$

$$M_{\Sigma} = 2 M_f + M_{ск} + M_h \quad (2.30)$$

де M_f - момент опору коченню колеса, Нм;

$M_{ск}$ - момент опору повороту колеса Нм;

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

Для коліс одного керованого мосту момент опору повороту керованих коліс у русі по ґрунту, що деформується, визначається [20, 68, 77]

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

$$M_{ск} = 0,25 * \varphi_n * m_k * g * l_0,$$

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

- середні кути повороту внутрішнього та зовнішнього коліс автомобіля, радий

$\gamma_{шк}$ - кут нахилу шворня назад, радий

Як приклад проведемо розрахунок для автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5).

Для більш точного визначення P використовуємо формулу Селіфонова-Тіткова [80], в якій прийемо раніше розраховане нами f за f_0 :

$$f = f_0 * (1 + A * V_{a1}^2) * \left(1 + \frac{V_{a2}^2}{\varphi * g * R_{пов}}\right),$$

де A - експериментальне значення $(4-5) \times 10^{-5} (ч)^2$,

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

V_{a2} - швидкість автомобіля, м/с;

$R_{пов}$ - радіус повороту автомобіля, м.

Для визначення максимального моменту опору керованих коліс при русі автомобіля у важких умовах підставляємо знайдені нами коефіцієнти φ і Γ описаний раніше нами розрахунок (таблиця 2.1).

НУБІП України

НУБІП України

Таблиця 2.1

Залежність моменту опору керованих коліс від дорожніх умов

Дорожні умови	Коефіцієнт опору коченню, f	Коефіцієнт зчеплення, φ	Момент опору керованих коліс автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5) при швидкості 30 км/год, радіусі повороту 11 метрів, M_{Σ} (Н*м)	Момент опору керованих коліс автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5), M_{Σ} (Н * м)
Асфальтобетон	0,012	0,9	5830	5789
Гравій	0,02	0,65	4686	4365
Грунтова суха	0,025	0,7	5130	4756
Грунтова мокра	0,05	0,55	5179	4229
Пісок	0,1	0,19	8300	2803
Ущільнений сніг	0,03	0,2	3297	2049

2.1 Визначення режимів роботи гідравлічного кермового підсилювача

2.1.1 Визначення частоти обертання колінчастого валу двигуна при повороті автомобіля за різних умов руху

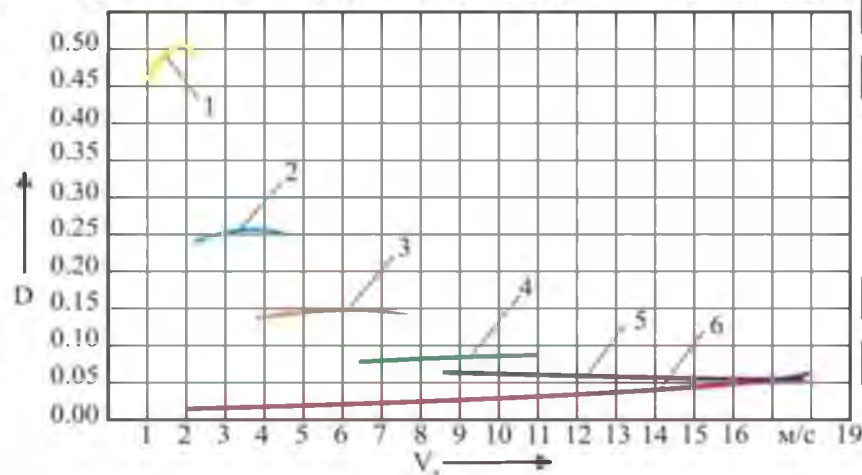
Визначаємо частоту обертання колінчастого валу двигуна при повороті автомобіля за різних умов руху [7, 81]:

2.1.2 Визначення режимів роботи автомобіля при повороті автомобіля

в різних умовах руху

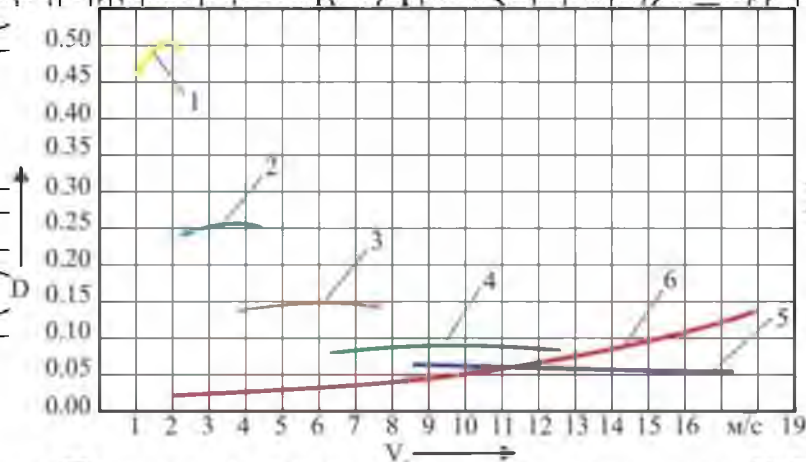
Для визначення загального передавального числа трансмісії при повороті автомобіля в різних умовах руху розраховуємо та будуємо динамічну характеристику автомобіля (рисунок 2.6 – Рис. 2.11) [48].

$$\eta_d = \frac{30V_a U_{mp}}{\pi r_k}$$



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

Рисунок 2.6 Динамічна характеристика автомобіля під час руху



1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача, 6 -
опір руху гравієм

Рисунок 2.7 Динамічна характеристика автомобіля під час руху гравію

НУБІП України

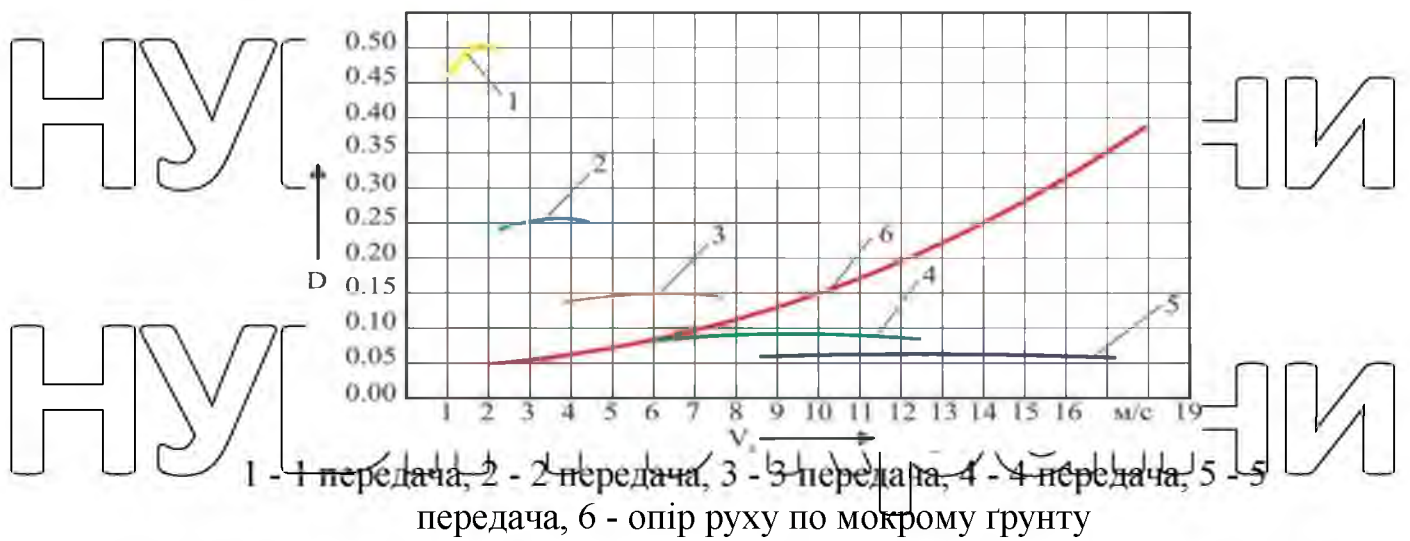


Рисунок 2.8 Динамічна характеристика автомобіля під час руху мокрим ґрунтом

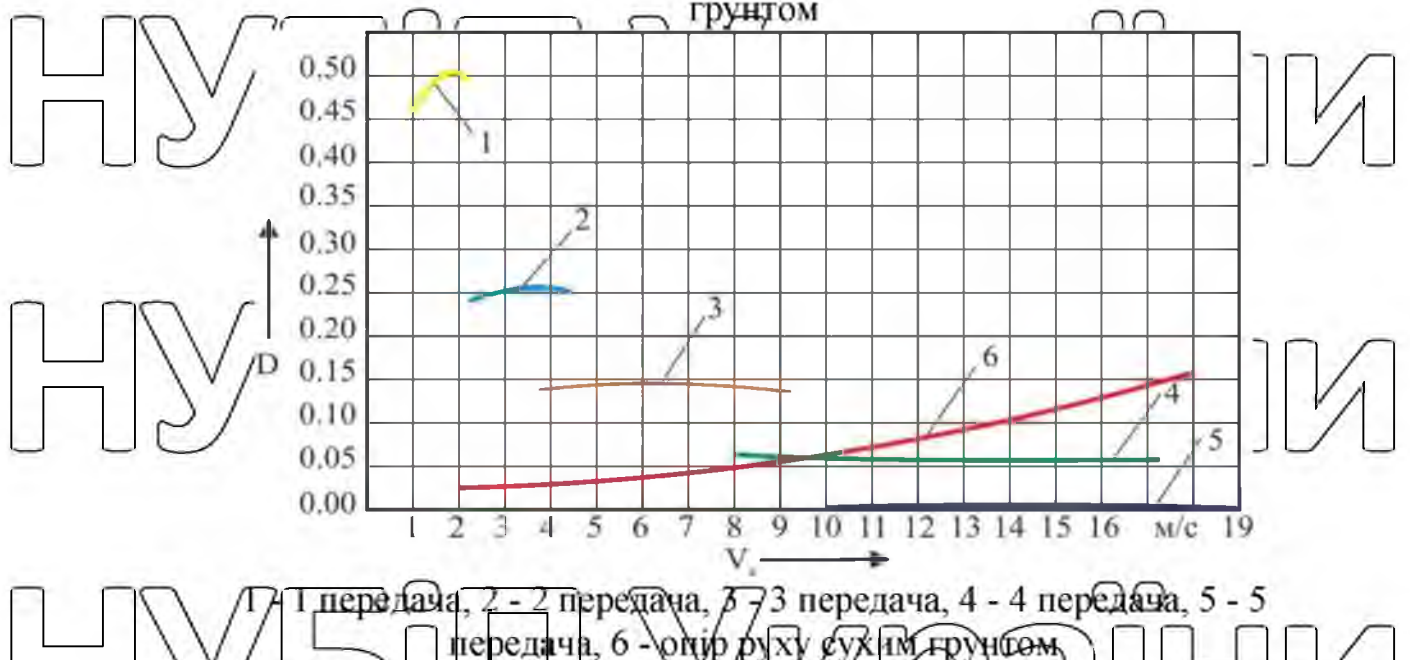
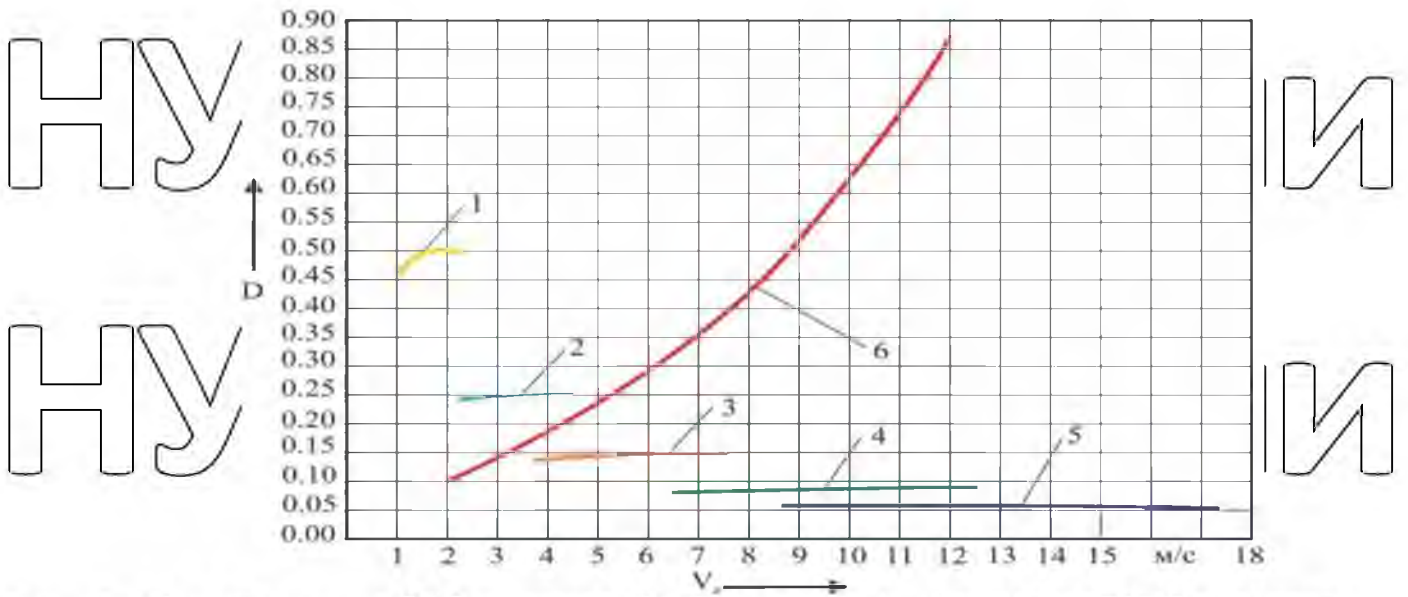


Рисунок 2.9 Динамічна характеристика автомобіля під час руху сухим ґрунтом

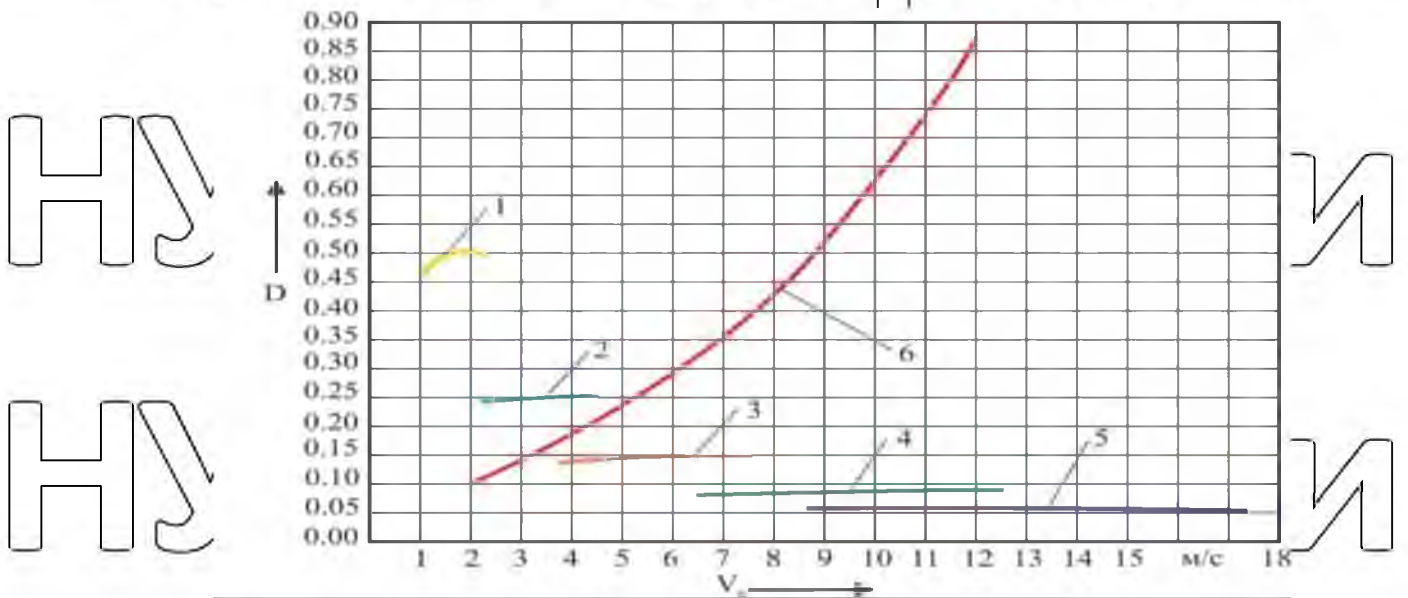
НУБІП України

НУБІП України



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

Рисунок 2.10. Динамічна характеристика автомобіля під час руху



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

Рисунок 2.11. Динамічна характеристика автомобіля під час руху по
ущільненому снігу

Проведемо аналіз графіків:

Рис. 2.6 показує, що при повороті автомобіля на асфальті його динамічна характеристика дозволяє рухатися на всіх передачах зі швидкістю автомобіля менше 17 м/с;

- Рис. 2.7 показує, що при повороті автомобіля на гравії його динамічна характеристика дозволяє рухатися на всіх передачах зі швидкістю автомобіля менше 17 м/с;

- Рис. 2.8 показує, що при повороті автомобіля на мокрому ґрунті його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на 1,2,3 передачах зі швидкістю автомобіля менше ніж 6 м/с;

- Рис. 2.9 показує, що при повороті автомобіля сухим ґрунтом його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на всіх передачах зі швидкістю автомобіля менше 10 м/с;

- Рис. 2.10 показує, що при повороті автомобіля піском його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися тільки на 1,2 передачах зі швидкістю автомобіля менше 4,3 м/с;

- Рисунок 2.6 – 2.11 показує, що при повороті автомобіля на гравії та на ущільненому снігу його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на 1, 2, 3 передачах.

Надалі всі розрахунки будуть вестися тільки в умовах руху по піску, так як на режимах, що залишилися, припускаємо тепловиділення буде менше.

2.5 Енергетичний баланс гідравлічного кермового підсилювача

2.5.1 Визначення втрат тиску в гідравлічному кермовому підсилювачі

Сумарні втрати тиску в гідроприводі складаються із втрат тиску в окремих складових елементах [18]:

Таблиця 2.2 – Залежність продуктивності насоса від тиску

Тиск у гідравлічній системі, 105 Па	05	10	15	20	25	30	35	40	45	50	
$Q \text{ м}^3/\text{с} \cdot 10^{-4}$	3,1	3,05	3,0	2,93	2,91	2,86	2,83	2,78	2,73	2,68	2,63

1.7 Висновки

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

1) Виходячи з теорії силового потоку сформована розрахункова схема, що враховує всі потоки, що перетворюються на гідропідсилювач рульового управління. В результаті чого, за допомогою систем рівнянь теплового та гідравлічного балансів потужності, була отримана математична модель температурного напору робочої рідини ГРУ, що дозволила визначити аналітичну залежність між температурним режимом і коефіцієнтом корисної дії, минаючи розрахунок безпосередньо втрат потужності.

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

На підставі математичної моделі температурного напору робочої рідини, що встановився, в ГРУ розроблена методика теплогідравлічного розрахунку гідропідсилювача рульового управління на всіх режимах його роботи, яка дозволила визначити, що максимальне нагрівання рідини відбувається при частоті обертання колінчастого валу двигуна 1800-2100 об/хв.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Цілі та 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 зчеплення, коефіцієнта опору коченню, кількості обертів колінчастого валу. Перевірка теоретичних положень включала експериментальне підтвердження розрахункових методів визначення температури робочої рідини від часу роботи гідропідсилювача рульового управління, коефіцієнта зчеплення, коефіцієнта опору коченню, кількості обертів колінчастого валу автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5).



Рис. 3.1 - Загальний вигляд випробуваного КАМАЗ-65207-87 (S5).

Вирішення завдань експериментального дослідження включало:

- розробка програми та плану експерименту;
- вибір випробувальних трас, підготовку об'єкта експериментального дослідження та розробку комплексу вимірювально-реєструючої апаратури;
- розробку та випробування методики проведення експерименту;

- безпосередньо виконання експериментів;

- обробку результатів експериментів

Відповідно до цілей та завдань експериментального дослідження програмою експериментальних досліджень передбачалося вирішення наступних приватних завдань:

- 1) Визначення коефіцієнтів зчеплення та кочення при русі автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5) по асфальту, піску, ґрунтовому покриттю.
- 2) Оцінка адекватності математичної моделі встановлення закономірності тепловиділення у ГРП залежно від режимів його роботи.

Під час підготовки до експериментальних досліджень проводилося технічне обслуговування №1 та загальна перевірка технічного стану автомобіля [86, 87]. Перевірялися та регулювалися вузли та механізми,

що впливають роботу ГРУ. На автомобіль монтувався вимірювально-реєструючий комплекс (рисунок 3.9).

Для проведення натурного експерименту з визначення величини коефіцієнта зчеплення, визначення величини коефіцієнта опору коченню, температури робочої рідини ГУР при русі по піску, ґрунтовій та асфальтовій дорогах як об'єкт дослідження використовувався автомобіль КАМАЗ-65207-87 (S5) представлений на малюнку 3.1



Рис. 3.1 - Загальний вид випробуваного КАМАЗ-65207-87 (S5)

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 проводилися випробування, було горизонтальним, сухим, рівним, чистим.

Загальні умови випробувань відповідали вимогам галузевих стандартів [31, 32, 40, 56].

Випробувальні заїзди виконувалися на спеціально підготовлених майданчиках у районі міста Рибне. На випробувальній ділянці розмічалася траєкторія руху по колу радіусом повороту 9,5 метра. Тиск повітря в шинах встановлювався рівним 350 кПа та підтримувався під час випробувань незмінним.

Відповідно до поставлених завдань методика передбачала випробування зразка з серійним кермовим управлінням при русі на повороті з мінімальним радіусом повороту, при різній частоті обертання колінчастого валу.

Додатково було перевірено агрегати КАМАЗ-65207-87 (S5), які відповідають за формування сили тяги: двигун внутрішнього згоряння та трансмісія. Для отримання достовірних результатів двигун внутрішнього згоряння КАМАЗ-65207-87 (S5) був прогрітий до нормального температурного режиму, агрегати та механізми трансмісії були доведені до робочого температурного режиму.

3.2 Вибір вимірювальної та реєструючої апаратури для проведення експериментальних досліджень

Дослідження проводили із застосуванням контрольно-вимірювального комплексу УКТ 38-Щ4, спільно з перетворювачем АС2-М, чотирма термопарами ТСМ 100М W100=1.426 (рисунок 3.5). Контрольно-вимірювальний комплекс інтегрується в мережу RS-485 за допомогою протоколів Modbus RTU/ASCII,, OVEN. Засобом збору та обробки інформації стала ПЕОМ HP Pavilion 17 Notebook PC з встановленою програмою конфігуратором.

УКТ 38 8-канальний вимірювач 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 вимірних параметрів на ПК.

УКТ 38 застосовується як пристрій контролю фізичних величин за допомогою термопар (термоперетворювачів) у металургійній, верстатобудівній, автомобілебудівній та інших галузях промисловості.

Спільно з перетворювачем АС2-МУКТ38 інтегрується в мережу RS-485 за допомогою протоколів Modbus RTU/ASCII, OVEN.



Рис. 3.5 - Контрольно-вимірювальний комплекс УКТ38-Ц4

Функціональні можливості приладу:

- контроль температури або іншої фізичної величини (тиску, вологості, рівня тощо) у кількох зонах одночасно (до 8-ми); вісім входів для підключення датчиків: термоперетворювачів опору типу ТСМ и ТСР 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,

- підключення до різних входів датчиків різних типів з наведених у списку для однієї модифікації;

- сигналізація «Аварія об'єкта» про вихід будь-якої з контрольованих величин за задані межі;

- сигналізація «Аварія датчика» при обриві або короткому замиканні датчика;

- індикація вимірюваних величин та заданих для них установок на двох вбудованих індикаторах;

- програмування кнопками на лицьовій панелі приладу;

- збереження заданих параметрів при вимкненні живлення.

УКТ38-ЦН4 здійснює цифрову фільтрацію вхідного сигналу від перешкод. Для датчиків із уніфікованим вихідним сигналом струму чи напруги здійснюється масштабування шкали.

Два 4-розрядні цифрові індикатори в режимі РОБОТА відображають у вибраному для індикації каналі:

- верхній - значення контролюваного параметра;

- нижній - значення установки.

Можливі два режими індикації:

- циклічний режим - результат вимірів та встановлення виводяться на заданий час послідовно для кожного задіяного каналу;

- статичний режим - результат вимірювань та встановлення виводяться для каналу, вибраного користувачем.

У режимі ПРОГРАМУВАННЯ верхній індикатор відображає програмований параметр, нижній - його значення.

8 світлодіодів «КАНАЛ» показують номер каналу, що виводиться в даний момент на індикатор (постійне свічення), або сигналізують про аварію у відповідному каналі контролю (блимає засвітка).

Технічні характеристики УКТ38-ЦН4 представлені в таблиці 3.1 вимірювальних датчиків таблиці 3.2

Таблиця 3.1 – Характеристика модуля збору даних N1 9211

Найменування	Од. вимірювання
Номінальна напруга живлення	12-24в

Кількість входів для підключення датчиків	8
Межа допустимої основної похибки вимірювання вхідного параметра (без урахування похибки датчика)	$\pm 0,5\%$
Тривалість циклу опитування 8-ми датчиків:	
- УКТ38-Щ4.ТС	3,6 с
- УКТ38-Щ4.ТП (ТПП)	2,2 с
- УКТ38-Щ4.АТ(АН)	2,1 с
Кількість вихідних пристроїв	2
габаритні розміри	96x96x145 мм
Ступінь захисту корпусу	IP54 з боку передньої панелі
Тип інтерфейсу зв'язку з ПК	послідовний, RS-232
Підключення до ПК	через адаптер мережі ОВЕН АС2

Таблиця 3.2 - Характеристика вимірювальних датчиків

Тип датчика	Тип входу	Діапазон вимірювань	Роздільна здатність
TSM 100M W100=1,426	ТС	-50...+200 °C	0,1 °C

Розміщення контрольно-вимірювального комплексу показано рис.

НУБІП України

НУБІП України



Рис. 3.4 Місце підключення термопар до трубопроводу оливного насосу



Рис. 3.5 Місця під'єднання термопар №2 та №3 до трубопроводів силового циліндра



Рис. 3.8 - Місце вимірювання температури робочої рідини у бачку насосу

3.1 Методика проведення експериментальних досліджень

3.1.1 Визначення коефіцієнта опору коченню

Випробування проводилося на рівній ділянці з довжиною 100 м, поздовжній ухил якої не перевищував 0,5%. Траса була розбита на 3 контрольні ділянки: розгону, рівномірного руху та вибігу (рисунок 3.10).

Випробуваний автомобіль розганявся до швидкості $V_0 = 10 \pm 0.5$ км/год з метою виключити вплив опору повітря і рухався з постійною швидкістю дільницею «К» - «О» завдовжки S_K (рисунок 3.10). Час проходження контрольної ділянки "К" - "О" використовувався для визначення початкової швидкості автомобіля U_0 .

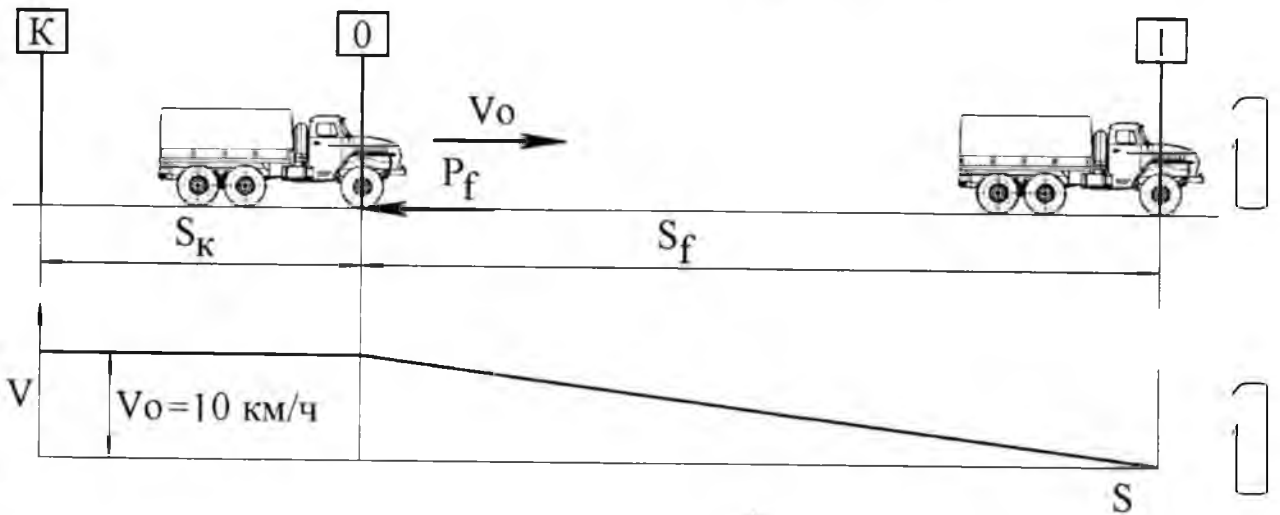


Рис. 3.8 Схема експериментального знаходження коефіцієнтів опору коченню

Після проходження позначки "О" зчеплення вимикалося і автомобіль рухався до повної зупинки, проходячи шлях S_f . У цьому кінетична енергія автомобіля витрачається працювати з подолання сили опору коченню P_f шляху вибігу S_f тобто.

Таблиця 3.3

Залежність коефіцієнта опору коченню від дорожніх умов

	Асфальтобетон	Грунтова суха	Пісок
Коефіцієнт опору коченню	0,017-0,018	0,025-0,035	0,075 – 0,08

3.5 Порівняльний аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень

В результаті проведеного експерименту була отримана залежність нагріву робочої рідини гідропідсилювача рульового управління в залежності від факторів, що варіюються. Дані значення наведено у таблицях 3.15 - 3.17., де в чисельнику наведено результати отриманих експериментальних даних, у знаменнику розрахункових.

Максимальна відносна похибка результатів експерименту щодо визначення залежності температури робочої рідини від частоти обертання колінчастого валу при русі автомобіля по піску, асфальтобетону, ґрунту становить не більше 12,4 %, що говорить про достатню точність вимірювань.

3.6 Висновки

1) Запропоновані методика і комплект вимірювальної та реєструючої апаратури дозволили провести натурний експеримент, який можна визнати відтвореним по всіх параметрах, що реєструвалися на всіх варіантах випробувань на загальноприйнятому рівні $P = 0,95$. У методиці експериментального дослідження основну увагу приділено мінімізації необхідної кількості дослідів, можливості одночасного варіювання всіма змінними. Ця методика дозволила приймати обґрунтовані рішення після кожної серії експерименту.

2) Математична модель визначення теплового потоку в гідравлічному кермовому підсилювачі з довірчою ймовірністю 0,95 описує досліджувані процеси в зазначених межах варіювання факторів. Похибка моделі для різних параметрів не перевищує 5%, що є задовільним для інженерних розрахунків.

3) Експериментальні дослідження визначення теплового потоку в гідравлічному кермовому підсилювачі підтвердили справедливність отриманих аналітичним шляхом залежностей. Розбіжність результатів вирається у 5%.

При збільшенні частоти обертання колінчастого валу, часу роботи ГРП, коефіцієнта зчеплення, коефіцієнта опору коченню збільшується тепловий потік

ГРП.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА

4.1 Методика розрахунку функціонування гідравлічних кермових підсилювачів при експлуатації автомобіля в умовах агропромислового комплексу

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження дозволили створити базу для розробки методики розрахунку функціонування гідравлічних кермових підсилювачів під час експлуатації автомобіля в умовах сільськогосподарського виробництва. Така методика дозволяє оцінювати гідравлічні кермові підсилювачі за компонованням та конструкційними параметрами, визначити інтенсивність нагріву робочої рідини. Все це, у свою чергу, дозволяє найбільш точно і різнобічно оцінювати різні за компонованням і конструкційними параметрами гідравлічні кермові підсилювачі.

Основою методики склала розрахункова схема повороту автомобіля та енергетичний баланс гідравлічного кермового підсилювача, математичний опис формування показника ефективності гідравлічного кермового підсилювача розробленого у другому розділі. На підставі розрахункової схеми розроблено алгоритм методики та складено програму розрахунку, блок-схему якої представлено на рис. 4.1.

Методика дозволяє при заданих конструкційних параметрах автомобіля, експлуатаційних параметрів автомобіля, дорожніх умов визначити значення наступних величин: кількість тепла, що виділяється в гідравлічному кермовому підсилювачі залежно від режимів руху та дорожніх умов, показник ефективності гідравлічного кермового підсилювача. Розрахункова програма виконана у системі комп'ютерної математики Matcad.

Велика номенклатура одержуваних у результаті розрахунку величин служить основою для широкого аналізу впливу різних конструктивних виконань гідравлічних кермових підсилювачів.

4.2 Пропозиції щодо вдосконалення експлуатації гідравлічних кермових підсилювачів

У процесі експлуатації автомобілів підвищеної прохідності було виявлено, що при русі автомобіля в умовах бездоріжжя або пошкодження одного з керованих коліс, гідравлічний кермовий підсилювач може бути включеним тривалий час, і насос працюватиме при максимальному тиску протягом 30 - 60 секунд. Температура олії у своїй досягає 100 - 120°C. При нагріванні олії вище 80°C її в'язкість та мастильні якості значно знижуються. При роботі на такому маслі об'ємний коефіцієнт корисної дії гідроприводу падає, знижується ефективність гідравлічного кермового підсилювача, а в елементах, що мають взаємне переміщення, може настати тертя напіврідинне, і вони швидко вийдуть з ладу.

Ця ситуація була змодельована нами шляхом зниження тиску в одному з керованих коліс автомобіля KAMAZ-65207-87 (S5) 4320-0010-31 з 0,4 МПа до 0,15 МПа та руху його по піску зі швидкістю 20 км/год.

Інтенсивність нагрівання робочої рідини наведено рис. 4.2.

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

Для підвищення надійності автомобіля та покращення ефективності гідравлічного кермового підсилювача необхідно захистити насос від перегріву [5, 6].

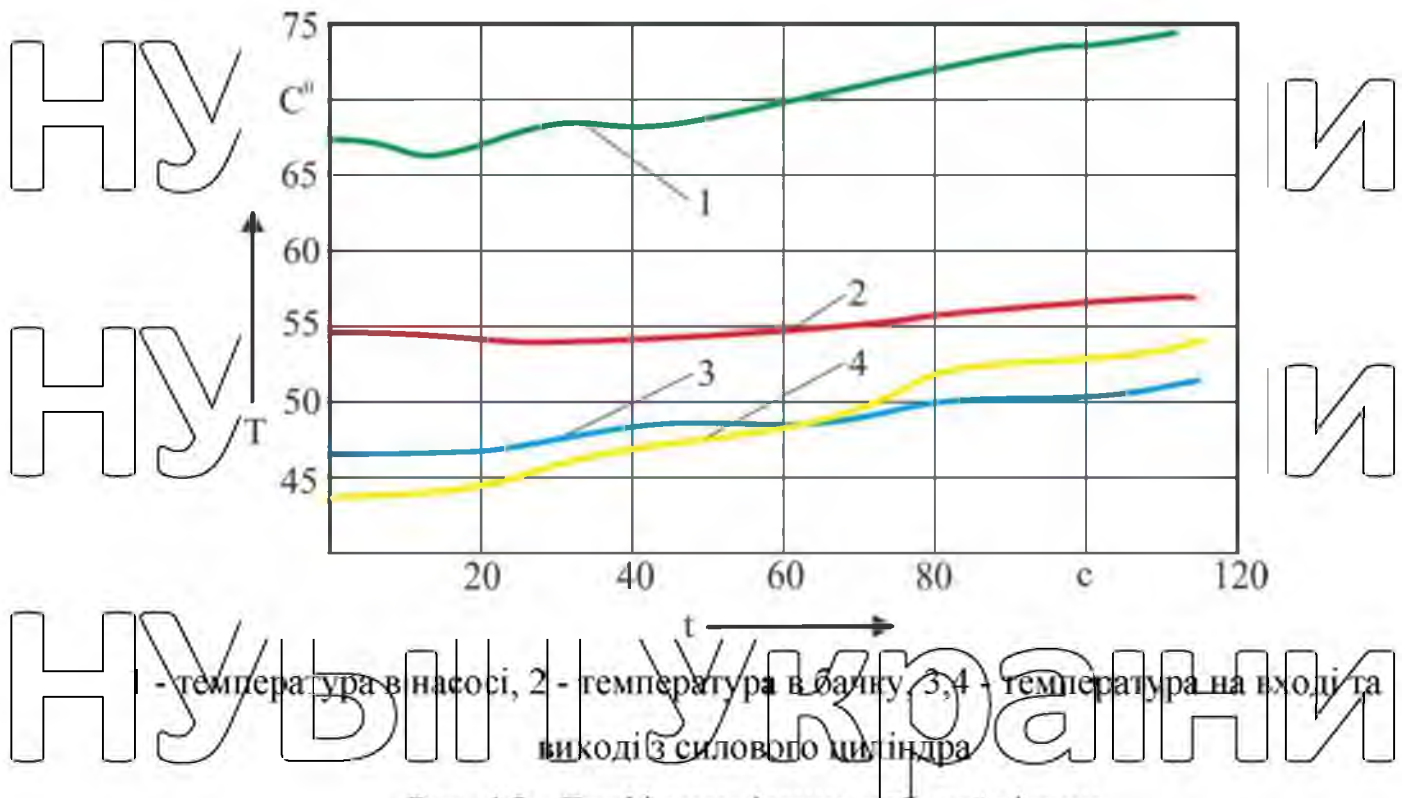


Рис. 4.2 - Графік нагрівання робочої рідини

4.2.1 Пристрій для контролю небажаних кутів повороту кермового колеса, обладнаного гідросилувачем

Пристрій відноситься до галузі транспортного машинобудування, а саме до систем кермового керування транспортних засобів, і може бути використане при конструюванні та виготовленні гідравлічних кермових підсилювачів транспортних засобів (рис. 4.3).

Пристрій складається з реостата 1 жорстко закріпленого на корпусі 2 транспортного засобу. При цьому висновок «А» реостата 1 електрично з'єднаний з негативним полюсом акумулятора 3, а бігунком «Б» - нерухомо закріплений на рульовій тязі 4 і електрично з'єднаний з одним із входів вольтметра 5. Другий вхід вольтметра 5 електрично з'єднаний з позитивним полюсом акумулятора висновком «В» реостата 1. Таке з'єднання утворює замкнутий регульований електричний ланцюг.

Пропонований пристрій дозволяє контролювати період несприятливих умов роботи насоса гідросилувача керма за показаннями вольтметра 5.

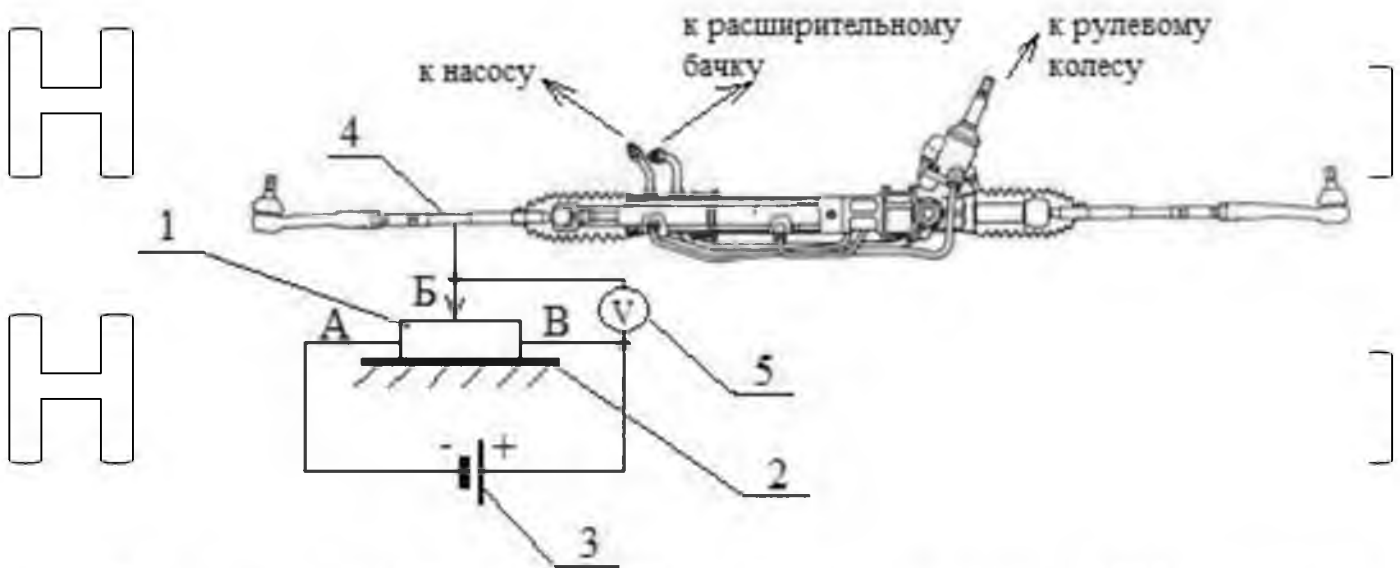


Рис. 4.3 Пристрій для контролю небажаних кутів повороту кермового колеса, обладнаного гідропідсилювачем

4.1 Техніко-економічна оцінка результатів дослідження

Ефективність від використання результатів проведених досліджень визначається їх практичною значимістю та може бути оцінена з різних сторін: науково-технічної, експлуатаційної, економічної.

Виробничі витрати на вдосконалення серійних кермових управлінь шляхом встановлення пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та пристрою для контролю небажаних кутів повороту кермового колеса, обладнаного гідропідсилювачем, несуттєві порівняно з можливими втратами від його відмов у роботі. Крім того, для достовірної економічної оцінки пропонованих технічних рішень, спрямованих на вдосконалення експлуатації кермового управління та викликають його подорожчання, наразі необхідне проведення самостійного дослідження. У зв'язку з цим ефективність отриманих результатів можна оцінити лише з позиції зниження витрат за проектування рульового управління.

Використання методики визначення ефективності гідравлічного кермового підсилювача дозволяє скоротити час на розрахунки при проектуванні кермового управління з гідравлічним підсилювачем [76] в 2.5 - 3 рази.

Таким чином, використання розробленої методики дозволяє скоротити

витрати при проектуванні автомобілів багатопільового призначення. Техніко-економічний ефект становить близько 4%.

4.3 Висновки

Розроблено методику розрахунку економічного ефекту запропонованого гідравлічного кермового підсилювача.

Технічна та економічна оцінка результатів дослідження дозволяють зробити висновок про перевагу варіанта гідравлічного рульового підсилювача з пристроєм підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та пристроєм контролю небажаних кутів повороту рульового колеса.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз конструкцій схем, режимів роботи та особливостей функціонування гідравлічних кермових підсилювачів автомобілів в умовах агропромислового комплексу РФ. На основі аналізу зроблено висновок про те, що найбільш масовим типом підсилювачів кермового керування автомобілів в АПК є гідравлічні кермові підсилювачі, причому через важкі умови експлуатації автомобілів відбувається перегрів робочої рідини гідравлічного кермового підсилювача.

2. На основі проведених теоретичних досліджень температурних режимів гідравлічного кермового підсилювача встановлено:

- розподіл теплогідравлічного потоку робочої рідини в гідравлічному кермовому підсилювачі, що дозволяє визначити коефіцієнт корисної дії гідравлічного кермового підсилювача на будь-яких режимах його роботи;

- фізична модель пристрою підвищення ефективності охолодження робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача (патент на винахід КІ8 2665109 13.03.2017), запропоновано пристрій для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса, що дозволяє запобігти перегріву винахід КІ8 2655966 25.11.2016);

- енергетичний баланс гідравлічного кермового підсилювача в умовах руху по піску, як найбільш тяжкому режиму повороту, який дозволяє констатувати, що найбільш інтенсивний нагрівання рідини в гідравлічному кермовому підсилювачі відбувається при максимальному моменті опору повороту керованих коліс і частоті обертання колінчастого валу двигуна 1800-2;

- максимальний показник ефективності гідравлічного кермового підсилювача досягається при повороті автомобіля на снігу - 0.1, а найменший показник ефективності досягається при повороті автомобіля на піску - 0.004.

3. Розроблено методику та комплект вимірювальної та реєструючої апаратури, що дозволили провести натурний експеримент, який можна визнати відтворюваним за всіма параметрами, що реєструвалися, на різних варіантах

випробувань.

В результаті проведеного експерименту отримана залежність нагріву робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача в залежності від факторів, що варіюються: частоти обертання колінчастого валу ДВС, часу роботи гідравлічного рульового підсилювача, коефіцієнта опору коченню.

Техніко-економічна оцінка результатів дослідження дозволяє зробити висновок про необхідність використання в умовах АПК варіанта гідравлічного кермового підсилювача із застосуванням пристроїв для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та контролю небажаних кутів повороту кермового колеса. Економічний ефект запропонованих розробок складе 4% вартості автомобіля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

12. Onwuaku A. P., Akubuo C. O., Ahaneku I. E. Fundamentals of Engineering for Agriculture Immaculate Publications Limited. 2 Aku stree, Ogui New Layout, Enugu, Nigeria. 2006. 186 p.

13. Ojha T. P., Michael A. M. Principles of Agricultural Engineering. Vol. 1. Jain Brothers. New Delhi (sixth edition). 2012. 210 p.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

24. Аулін В. В., Гриньків А. В. Теоретичне обґрунтування моментів контролю технічного стану систем і агрегатів засобів транспорту. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017. №8. С. 9-20.

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

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

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

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

29. Бабіюк Г. В. Системне обґрунтування і розробка адаптивних способів забезпечення надійності гірничих виробок. Дис. . докт. техн. наук

05.15.04 шахтне та підземне будівництво. Донбаський державний технічний університет. Дніпропетровськ, 2005. 522 с.

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

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

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

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

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

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

36. Боузаїєнне Меккі бен Салем. Удосконалення урахування впливу регіональних факторів на процес технічного обслуговування

авіаційної техніки (на прикладі району Середземного моря): дис... канд. техн. наук: 05.22.20. Національний авіаційний ун-т. Київ, 2006. 186 с.

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

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

39. Гуков Я. С. Наукове забезпечення формування державної політики стосовно відтворення та оновлення матеріально-технічної бази агропромислових підприємств. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2008. Вип. 92. С. 13-25.

40. Агєєва І. В. Розвиток системи інженерно-технічного обслуговування. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2007. Вип. 54. С. 160-168.

41. Демко О. А. Вплив кваліфікації операторів на ефективність використання машин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. 2009. Вип. 134, Ч.2. С. 159-169.

42. Васильєва Н. К. Економіко-математичне моделювання системного інноваційного оновлення аграрного виробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра екон. наук : 08.00.11 Математичні методи, моделі та інформаційні технології в економіці. Київ, 2007. 36 с.

43. Войтюк В. Д. Техніко-технологічний розвиток системи сервісу енергонасиченої сільськогосподарської техніки : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Мелітополь, 2012. 39 с.

44. Волк М. О. Методи та засоби розподіленого імітаційного моделювання електронних систем: дис... канд. техн. наук 01.05.02

Математичне моделювання та обчислювальні методи. Харківський державний технічний університет радіоелектроніки. Харків, 1999. 189 с.

45. Волох О. П. Методика обґрунтування раціональних значень параметрів технічного обслуговування машин інженерного озброєння при їх використанні за призначенням: Дис... канд. техн. наук: 20.02.14

Озброєння і військова техніка Військовий інженерний інститут Подільського державного аграрно-технічного університету. Кам'янець-Подільський, 2006. 175 с.

46. Грабко В. В. Методи і пристрої для технічної діагностики та автоматичного керування силовим електрообладнанням: дис... д-р техн. наук: 05.13.05 Елементи та пристрої обчислювальної техніки та систем керування. Вінницький національний технічний університет. Вінниця, 2004. 384 с.

47. Кузьмінський Р. Д. Системно-функціональні засади синтезу технологічних ліній і дільниць ремонту вузлів та агрегатів мобільної техніки рілляництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Глеваха, 2013. 40 с.

48. Кухтов В. Г. Методи оцінки довговічності конструкції шасі колісних тракторів: Дис... д-р техн. наук: 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2006. 329 с.

49. Ларін О. М. Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: Дис... д-р техн. наук: 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Академія пожежної безпеки України. Львів, 2001. 344 с.

50. Лобода А. В. Розробка організаційної структури забезпечення якості в автосервісі: Дис... канд. техн. наук: 05.13.22. Національний транспортний ун-т. Київ. 2004. 162 с.

51. Ложковський А. Г. Аналіз і синтез систем розподілу інформації в умовах мультисервісного трафіка : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.12.02. Одес. нац. акад. зв'язку імені О.С. Попова. Одеса, 2010. 36 с.

52. Луханін М. І. Моделювання залізничних транспортних коридорів на базі поширених мереж Петрі: Дис... канд. техн. наук: 05.22.20. Українська держ. академія залізничного транспорту. Харків, 2003. 163 с.

53. Мамонова Г. В. Багатоканальні системи обслуговування у схемі усереднення та дифузійної апроксимації: автореф. дис... канд. фіз.-мат. наук: 01.05.04. Київ. нац. ун-т імені Тараса Шевченка. Київ, 2007. 18 с.

54. Мартиненко В. Я. Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин: Дис... д-ра техн. наук: 05.05.11. ВАТ "Тернопільський комбайновий завод". Тернопіль, 2000. 374 с.

55. Мартинович Я. М. Організація ремонтно-технічного обслуговування в аграрних підприємствах України: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра екон. наук: 08.00.04 Економіка та управління підприємствами. Миколаїв, 2009. 37 с.

56. Мигаль В. Д. Вібраційні методи оцінки якості тракторів на стадіях проектування, виготовлення та експлуатації: Дис... д-р техн. наук: 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2003. 513 с.

57. Молодик М. В. Основні напрями досліджень з підвищення надійності сільськогосподарської техніки при експлуатації, відновленні і ремонті. Вісник аграрної науки, 2010. № 5. С. 110-113.

58. Молодик М. В. Оцінювання надійності машин при експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха, 2008. Вип. 92. С. 381-389.

59. Молодик М. В. Теоретичні передумови оцінки впливу технічного обслуговування і ремонту на надійність машин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Київ, 2010. Вип. 144, ч. 1. С. 75-80.

60. Молодик М. В. Наукові основи системи технічного обслуговування і ремонту машин у сільському господарстві. Монографія. Кіровоград: Код, 2009. 180 с.

61. Молодик М. В. Оцінка надійності електрообладнання зернозбиральних комбайнів. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха, 2010. Вип. 94. С. 419-425.

62. Морозов В. І. Вивчення якості роботи кормозбиральних машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Економічні науки. Харків: ХНТУСГ, 2017. Вип. 65. С. 166-171.

63. Норкін В. І. Стохастичні методи розв'язання задач неопуклого стохастичного програмування та їх застосування: Дис... докт. фіз.-мат. наук 01.05.01 Теоретичні основи інформатики та кібернетики. Інститут кібернетики імені В. М. Глушкова. Київ. 1998. 250 с.

64. Парацій В. А. Стохастичне прогнозування довговічності металоконструкцій причіпних обприскувачів: Дис.. канд. техн. наук: 05.05.11. Тернопільський держ. технічний ун-т ім. Івана Пулюя. Тернопіль. 2000. 122 с.

65. Пастушенко С. І. Розвиток наукових основ розробки сільськогосподарської техніки підвищеної енергоефективності : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Київ. 2004. 32 с.

66. Підгурський М. І. Методи прогнозування ресурсу несучих і функціональних систем бурякозбиральних комбайнів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Тернопіль, 2007. 36 с.

67. Постанова Кабінету Міністрів України "Про затвердження Державної цільової програми реалізації політики в агропромисловому комплексі на період до 2020 року" №785 від 30.05.2007р.

68. Постанова Кабінету Міністрів України від 19 вересня 2007 року № 1158 «Про затвердження Державної цільової програми розвитку українського села на період до 2015 року».

69. Пустовіт С. В. Підвищення ефективності роботи зернозбирального комбайна : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. С. В. Пустовіт, Вінниця, 2013. 19 с.

70. Пустовойтенко С. В. Забезпечення якості послуг в автосервісі на основі оптимізації виробничих процесів. Дис... канд. техн. наук. 05.13.22. Національний транспортний ун-т. Київ, 2002. 178 с.

71. Рибак Т. Прогнозування ресурсу роботи мобільних сільськогосподарських машин. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке, 2004. Вип. 7. С. 149-161.

72. Розора І. В. Моделювання випадкових процесів та полів із даною точністю та надійністю: Дис... канд. фіз.-мат. наук 01.01.05 теорія ймовірностей і математична статистика. Київський національний університет імені Тараса Шевченка, Київ, 2005. 126 с.

73. Савченко В. Б. Забезпечення надійності сільськогосподарських машин і технологічних комплексів: дис. ... канд. техн. наук. 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Харківський державний технічний університет сільського господарства. Харків, 2001. 156 с.

74. Ткаліч О. П. Методика визначення оптимального періоду проведення технічного обслуговування повітряних суден вітчизняного виробництва. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Національний авіаційний університет, Київ, 2007. 130 с.

75. Яцковський В. І. Удосконалення віброакустичного методу діагностування паливної апаратури автотракторних дизелів: Дис... канд. техн. наук 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Вінницький державний аграрний університет. Вінниця, 2006. 160 с.

76. Rogovskiy I. P. Обґрунтування періодичності профілактичних регулювань або заміни деталей при технічному обслуговуванні сільськогосподарських машин. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків, 2003. Вип. 20. С. 346-352.

77. Rogovskiy I. P. Обґрунтування періодичності проведення профілактичних заходів технічного обслуговування

сільськогосподарських машин. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків. 2003. Вип. 21. С. 366-373.

78. Роговський І. Л. Аналітичні дослідження обґрунтування періодичності технічного обслуговування сільськогосподарських машин.

Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Кіровоград. 2003. Вип. 33. С. 209-215.

79. Роговський І. Л. Удосконалення технології технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь. 2003. Вип. 16. С. 123-127.

80. Роговський І. Л. Аналіз форм процесу технічного обслуговування сільськогосподарських машин. Механізація виробничих процесів рибного господарства, промислових і аграрних підприємств. Керч. 2004. Вип. 5. С. 278-285.

81. Роговський І. Л. Фактична періодичність проведення технічного обслуговування сільськогосподарських машин. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків. 2004. Вип. 23. С. 338-342.

82. Роговський І. Л. Методичне обґрунтування періодичності технічного обслуговування сільськогосподарських машин. Вісник Львівського державного аграрного університету. Серія: агроінженерні дослідження. Дубляни. 2004. Вип. 8. С. 149-157.

83. Роговський І. Л. Показники технічного стану зернозбиральних комбайнів і послідовність їх визначення при технічному обслуговуванні. Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. 2004. Вип. 73. С. 192-197.

84. Роговський І. Л. Аналітичне визначення факторів впливу на коефіцієнт готовності сільськогосподарських машин в системі їх технічного обслуговування. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Кіровоград. Вип. 35. С. 224-228.

85. Роговський І. Л. Відмови зернозбиральних комбайнів в умовах рядової експлуатації та їх класифікація. Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. 2005. Вип. 80. С. 200-206.

86. Роговський І. Л. Пристосованість до технічного обслуговування кормозбирального комбайна. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь. 2006. Вип. 36. С. 39-44.

87. Роговський І. Л. Безвідмовність складальних одиниць сільськогосподарських машин при поступових відмовах. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь. 2006. Вип. 37. С. 67-71.

88. Роговський І. Л. Сезонні показники експлуатаційної безвідмовності і ремонтпридатності зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. 2006. Вип. 101. С. 199-203.

89. Роговський І. Л. Методологічність технічного обслуговування при зберіганні сільськогосподарських машин. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь. 2006. Вип. 41. С. 112-118.

90. Роговський І. Л. Оцінювання пристосованості до технічного обслуговування зернозбирального комбайна. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2006. Вип. 9. Кн. 2. С. 236-241.

91. Роговський І. Л. Оцінка безвідмовності газорозподільного механізму зернозбирального комбайна "Славутич" і періодичність його регулювання при технічному обслуговуванні. Механізація і електрифікація сільського господарства. Глеваха. 2006. Вип. 90. С. 135-142.

1.