

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 – КМР. 385 “С” 2021.03.01. 005 ПЗ

КОЧЕЛАБАВЛАДИСЛАВ ОЛЕГОВИЧ

2021 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

УДК 631.3:621.43

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного факультету

В. Братішко

(підпис)

“ ” 2021 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного
менеджменту імені М.П. Момотенка
(назва кафедри)

Роговський І.Л.

(підпис)

(ПІБ)

“ ” 2021 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення системи керування адаптивною підвіскою автомобіля 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, с.н.с.

(науковий ступінь та вчене звання)

Роговський І.Л.

(підпис)

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Кочелаба Владислав Олександрович

(ПІБ студента)

КИЇВ – 2021

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

докт. тех. наук, с.н.с. Роговський І.Л.

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

2021 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Кочелаби Владислава Олеговича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітня програма: «Автомобільний транспорт»

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: Удосконалення системи керування
адаптивною підвіскою автомобіля в АПК

затверджена наказом ректора НУБіП України від "01" березня 2021 р. №385

Термін подання завершеної роботи на кафедру _ 10.11.2021 року
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи технічні засоби ультразвукової
очистки електромагнітних форсунок двигунів автомобілів в АПК, математична модель,
проведення експерименту, прилади
вимірювання

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стані аналіз питання. Мета дослідження
2. Теоретичне дослідження електромагнітних амортизаторів автомобілів в АПК
3. Експериментальні дослідження. Методика проведення.

Перелік графічного матеріалу (за потреби)

Дата видачі завдання " " 2021 р

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Роговський І.Л.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Кочелаба В.О.

(прізвище та ініціали студента)

ВСТУП.....	4
1 АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ ТА ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	8
1.1 Аналіз існуючого стану проблеми підвищення енергоефективності автомобільного транспорту.....	8
1.2 Аналіз існуючих типів підвіски та їх типових конструкцій.....	14
Висновки за розділом 1.....	22
2 АНАЛІЗ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ.....	23
2.1 Вибір розрахункової моделі вертикальних коливань автомобіля.....	23
2.2 Розробка математичної моделі вертикальних коливань.....	38
Висновки за розділом 2.....	45
3 РОЗРОБКА ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОТОТИПУ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО АМОРТИЗАТОРА.....	46
3.1 Базові критерії вибору типу виконавчого пристрою для електромагнітної підвіски.....	46
3.2 Вибір типу конструкції ЦЛМ.....	47
3.3 Конструкція та принцип дії ЕМА.....	54
3.4 Конструкція та параметри дослідного зразка електромагнітного амортизатора.....	55
3.5 Експериментальні дослідження робочих характеристик електромагнітного керованого амортизатора.....	57
3.6 Методика експерименту.....	60
3.7 Експериментальні виміри.....	64
3.8 Висновки за розділом 3.....	77
4. РОЗРОБКА МІКРОПРОЦЕСОРНОЇ СИСТЕМИ ДЕМПУВАННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ АВТОМОБІЛЯ.....	78
4.1 Мета та алгоритм роботи системи керування адаптивною підвіскою.....	78

4.2 Імітаційне моделювання процесу переміщення автомобіля по шляхах з різним покриттям.....	80
4.3 Оптимізація витрат палива при русі з різними швидкостями.....	84
Висновки за розділом 4.....	97
ВИСНОВКИ.....	99
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	100

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

В сучасному світі все актуальнішим стає питання оптимізації енерговитрат в усіх областях життєдіяльності людини.

НУБІП України

В автомобільній галузі проблема вирішується за рахунок зниження витрат палива для традиційних видів транспорту та використання для створення руху альтернативних джерел енергії.

НУБІП України

Автомобіль, особливо в міському циклі руху, витрачає значну кількість палива і завдає значної шкоди навколишньому середовищу. Зниження витрат палива можна досягти підвищенням енергоефективності використання автомобіля шляхом оптимального керування більшістю процесів, які проходять у автомобілі під час його експлуатації.

НУБІП України

Найбільш поширеним напрямком в автомобілебудуванні, в теперішній час, є створення системи оптимального керування двигуном, але, це не єдиний шлях підвищення енергоефективності системи. Все частіше стають питання по керуванню потоками енергії поза межами силової установки. Керування робочими процесами автомобіля, в яких внутрішня енергія палива перетворюється в механічну енергію, щоб бути розсіяною в якості теплової енергії, дозволяє значну частину втраченої енергії накопичувати та повернути в автомобіль для виконання корисної роботи.

НУБІП України

Наприклад, розроблені різноманітні засоби накопичення та рекуперації механічної енергії у електричну з використанням гальмівної системи. Крім того має сенс звернути увагу на систему підвіски автомобіля. Керування підвіскою задля підвищення плавності руху може суттєво вплинути не тільки на комфорт пересування, але й на витрати палива, за рахунок підвищення експлуатаційної швидкості, при збереженні умов безпеки, а можливість рекуперації енергії коливань робить цей напрямок ще більш перспективним.

НУБІП України

Зміна джерела енергії відбувається поступово. В теперішній час найбільш розповсюдженими є гібридні автомобілі, у яких паралельно з ДВЗ використовують електродвигуни задля економії палива в найбільш

неекономічних режимах руху.

Таким чином досягається економія палива на 50-60%, а вміст шкідливих речовин в відпрацьованих газах знижується майже до нуля. Але цей тип автомобіля не є остаточним вирішенням проблеми відмови від використання нафтопродуктів, як основного джерела енергії.

Наступним кроком, який вже зробили автовиробники, є створення сучасного енергоефективного електромобіля. Використання тільки електричної енергії, як джерела енергії для руху, повністю вирішує питання відмови від нафтопродуктів. Усі провідні автовиробники вже мають у серійному виробництві моделі, які використовують, частково або повністю, електричну енергію за для руху.

Таким чином, майбутнє автомобільного транспорту пов'язане з широким використанням електричної енергії для забезпечення робочих процесів автомобіля та керування ними з застосуванням сучасної мікропроцесорної техніки.

Актуальність теми. Одним з шляхів підвищення ефективності використання енергії на транспорті є створення автомобіля з можливістю ефективно керувати витратами та перетворенням енергії в усіх його системах.

Підвіска – система, яка впливає на плавність руху автомобіля та є одним з джерел втрат енергії, через перетворення енергії коливань автомобіля в тепло, яке безповоротно розсіюється у навколишньому середовищі.

Енергоефективна підвіска передбачає можливість керування плавністю ходу та, одночасно, здійснювати рекуперацію енергії коливань автомобіля.

Використання керованої підвіски повинне призвести до зменшення енерговитрат на рух транспортного засобу. Для автомобілів з традиційною та гібридною силовою установкою система керування підвіскою дозволяє збільшувати плавність ходу у різних дорожніх умовах та здійснювати

рекуперацію енергії коливань. Для автомобілів з електричною силовою установкою, крім підвищення експлуатаційної швидкості, вона дозволить збільшити запас ходу. Таким чином, створення системи керування підвіскою є

актуальною задачею, вирішення якої є одним з факторів підвищення плавності ходу та енергоефективності автомобіля.

Мета та задачі дослідження.

Метою даних досліджень є підвищення енергоефективності автомобіля, плавності ходу та рекуперация енергії коливань за рахунок керування адаптивною підвіскою в залежності від умов експлуатації.

Досягнення мети досліджень передбачає вирішення наступних задач:

- провести аналіз сучасних адаптивних підвісок, з точки зору підвищення плавності ходу та енергоефективності.

- удосконалити математичну модель коливань центру мас автомобіля з врахуванням впливу фазової затримки коливань задньої вісі відносно передньої.

- здійснити вибір типу та розробити конструкцію виконавчого пристрою керованої підвіски та провести експериментальні дослідження з метою отримання робочих характеристик пристрою.

- розробити алгоритм керування системою, який забезпечує потрібну плавність ходу та рекуперативний режим роботи підвіски, та обрати архітектуру системи, яка дозволяє реалізувати розроблений алгоритм роботи.

- провести імітаційне моделювання з метою підтвердження теоретичних досліджень, пов'язаних з покращенням плавності ходу та підвищенням енергоефективності.

Об'єкт дослідження – процес керування електромагнітним амортизатором (ЕМА) в залежності від дорожніх умов.

Предметом дослідження є методи та засоби реалізації адаптивної системи керування підвіскою автомобіля.

Методи дослідження. В теоретичних дослідженнях використовувалися теорія диференційних рівнянь, операторне перетворення Лапласа, спектральний аналіз та статистична динаміка. Результати експериментальних досліджень оброблялися за допомогою метода найменших квадратів. Для оцінки роботи системи використовувалося імітаційне моделювання в середовищі Матлаб.

Наукова новизна отриманих результатів:

– *вперше* при побудові математичної моделі вертикальних коливань автомобіля враховано вплив фазової затримки коливань задньої вісі відносно передньої на коливання центру мас, й отримані аналітичні залежності вертикальних прискорень центру мас автомобіля від впливу дорожньої поверхні на вісі;

– *розроблено підхід* до прийняття рішення відносно керування підвіскою автомобіля на основі удосконаленої математичної моделі;

– *удосконалені* конструкція електричної циліндричної лінійної машини (ЦЛМ) в якості ЕМА та спосіб керування нею в активному та пасивному режимах;

доведено покращення плавності ходу та енергоефективності автомобіля за рахунок керування адаптивною підвіскою з рекуперативними можливостями.

Практична значимість отриманих результатів.

Розроблена математична модель коливань центра мас автомобіля дозволяє розрахувати динамічні властивості підвіски автомобіля при проектуванні та виробництві нових автомобілів, а також при розробці систем керування підвіскою.

Розроблений ЕМА може бути використаний, як керований демпфуючий елемент з функцією енергозбереження, на широкому спектрі автотранспортних засобів.

1 АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ

ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз існуючого стану проблеми підвищення

енергоефективності автомобільного транспорту

У теперішній час перед загальносвітовим суспільством стає питання підвищення енергоефективності життя в усіх сферах. Цей аспект торкнувся й автомобільного світу. Енергоефективність домінує на усіх етапах створення автомобіля – при проектуванні, виготовленні та подальшій експлуатації [13].

Аналіз цього процесу демонструє основні шляхи підвищення енергоефективності транспортних засобів, які реалізуються завдяки новим технологіям: використання новітніх матеріалів, використання новітніх систем керування, впровадження альтернативних джерел енергії. Всі ці підходи тісно пов'язані між собою. Імплементация нових технологічних рішень потребує зміни підходів до використання матеріалів та способів керування процесами при експлуатації автомобіля. Розробка та впровадження новітніх систем керування процесами дозволяє економити енергію в системах автомобіля та спрямовувати її на підвищення рівня енергоефективності.

Найпоширенішими способами економії енергії у системі автомобіля є відповідне керування режимами роботи ДВЗ, оптимальне керування розподілом потоків енергії, отримання рекуперативної енергії, використання альтернативних джерел енергії. Якщо системи керування ДВЗ експлуатуються у галузі вже значний час та досягли краю своїх можливостей, то використання альтернативних джерел енергії та рекуперативної механічної енергії руху тільки починають доводити свою ефективність, і потенціал таких систем кожного року тільки збільшується.

Необхідність впровадження транспортних засобів на альтернативних видах пального в масове використання продиктоване світовими тенденціями в області енергозбереження та раціонального використання енергоресурсів. Усі провідні країни на законодавчому рівні ставлять питання енергозбереження, як

найперспективнішого напрямку в усіх сферах життя. В Україні було прийнято Закон №2519-УІ від 9 вересня 2010 року в якому напрямком «Використання нетрадиційних видів енергетики на транспорті» було названо, як один з пріоритетних напрямів розвитку науки та техніки.

На рівні світових автовиробників, останні 8-10 років, можна спостерігати значну активність у розвитку автомобілів, які використовують електричний двигун, як силовий агрегат. Першим поколінням сучасних автомобілів, які відповідали критеріям енергоефективності та екологічності, є гібридні автомобілі. Цей тип автомобілів поєднує властивості автомобілів з ДВЗ та електромобілів. Піонерами в цьому питанні були компанії Honda та Toyota, які ще у 1995 році представили прототипи нових гібридних автомобілів.

Перший серійний гібридний автомобіль Toyota Prius був спущений з конвеєру у грудні 1997 року, та саме він розпочав еру економічних та екологічних автомобілів. З того моменту цей напрямок набув значного розвитку. Вже в 2003 році було випущено гібрид Toyota Prius II, який при ДВЗ об'ємом 1493 см³ мав паливні витрати в межах 3,5 л/100 км. [14] Слідом за Toyota усі провідні автовиробники почали серійний випуск гібридних автомобілів. До того ж випуск не обмежувався міськими автомобілями, з'явилися спортивні гібридні автомобілі, кросовери, позашляховики. А компанія Volvo успішно випускає у серію дизельні гібридні вантажівки [15]. Отже концепція енергозбереження та екологічності в значній мірі відтворилася у гібридному автомобілі.

Наступним кроком у розвитку енергозберігаючого та екологічного транспорту є повна відмова від ДВЗ. Найбільш перспективним у цьому напрямку є електромобіль. Продовжуючи розробки гібридів автовиробники почали шукати рішення для випуску серійних електромобілів. Однією з перших цієї планки досягла компанія Mitsubishi. Був створений серійний електромобіль Mitsubishi M-iEV [16]. У 2012 році одне з українських підприємств теж оголосило бажання використовувати Mitsubishi M-iEV для переміщень по території підприємства. Однак, якщо говорити про повсякденне використання

такого типу електромобіля на вулицях міст, то конструкція «колесо-двигун» не виправдовує себе в силу значних вимог до якості дорожнього покриття.

Великі фірми виробники автомобілів намагаються створити електромобіль класичної компоновки. Цієї мети намагалися досягти усі, але найбільш вдалим став електромобіль Nissan Leaf, який став автомобілем 2011 року. Цей електромобіль класу «С» має повноцінний кузов «хетчбек», та відповідає усім вимогам сучасного комфортного та екологічного автомобілю.

Електромобіль уникає двох найголовніших вад автомобілю з ДВЗ:

використання нафтопродуктів в якості палива та забруднення навколишнього середовища. Щодо гібридів, то електромобіль більш економічний, при порівняно однаковій вартості, простіший у конструкції, за рахунок відсутності складної кінематичної схеми узгодження електрорушійної підсистеми та ДВЗ та системи керування; та електромобіль екологічніший за рахунок нульового рівня викиду шкідливих речовин.

Перспективність розробки саме електромобілів визнає весь світ [17].

Значну ставку на цей тип автомобілів роблять уряди усіх розвинених країн.

Наприклад, у Німеччині уряд надає значні податкові пільги для автовиробників, які ведуть розробки у цьому напрямку, а власникам електромобілів компенсує до 30% вартості електромобіля.

У Європі будується розгалужена інфраструктура по впровадженню та обслуговуванню електромобілів в повсякденне життя. [18] Більш того в деяких містах служби таксі та доставки починають переходити на електромобілі. Так Лондонське відділення кур'єрської агенції FedEx отримали на випробування електромобіль Nissan NV200 на базі Nissan Leaf. Служби прокату Europcar [19] ввели можливість взяти в прокат електромобілі у Парижі та Лондоні. А мерія міста Флоренція має намір зовсім заборонити в'їзд автомобілів з ДВЗ на територію міста [20]. Отже електромобіль намагається зайняти нішу міського автомобіля. Але при все більшому вторгненні в повсякденність електромобілів

стримується своєю найбільшою вагою – запасом автономної ходи. Порівняно з автомобілем на ДВЗ або гібридним автомобілем цей параметр обмежує застосування електромобілів межами міст. Отже автовиробником постійно ведеться боротьба за збільшення запасу ходу. Створення більш ємких та потужних джерел живлення – це тільки один напрямок у рішенні цієї проблеми.

Навіть якщо створити джерело електричної енергії по ємності, масі та габаритам еквівалентне повному баку пального, то завжди буде актуальним питання максимальної ефективності витрат енергетичних ресурсів. Цього можна досягти шляхом рекуперації енергії.

Будь-який автомобіль має джерело рекуперативної енергії. На сьогодні найбільш розповсюдженим є рекуперація енергії гальмування автомобіля, коли електродвигун підключений до трансмісії, працює як генератор та повертає енергію до акумулятора (рис. 1.1). Цей спосіб допомагає значно підвищити енергоефективність систем автомобіля.



Рисунок 1. – Схема системи рекуперації гальмівних сил для автомобіля Porsche

911

Енергія яка розсіюється у елементах підвіски сягає значних величин. Величина залежить від швидкості транспортного засобу, маси та параметрів дорожнього покриття. ця величина може набувати значення 5 кВт, при русі зі швидкістю 60 км/год по бруківці. Такий режим пересування рідко коли застосовується, але, наприклад, при русі по поганому асфальтовому покриттю зі швидкістю 60 км/год, розсіюється до 250 Вт [4]. Залежність розсіюваної амортизаторами енергії від типу дорожнього покриття

представлена на рис. 1.2. Для електромобіля це досить значна величина.

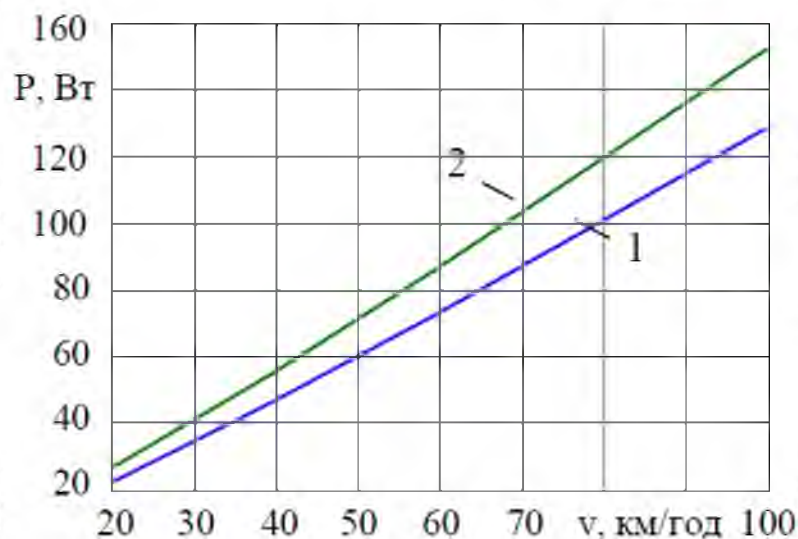
Якщо провести такий розрахунок для вантажівки, то цифра сягає 10-15 кВт для швидкості 80 км/год при русі по дорозі асфальто-бетонним покриття. Отже, при вертикальних коливаннях розсіюється значна кількість

енергії, яку можна було б рекуперувати у електричну енергію та повернути до бортової мережі. Отже, якщо рекуперувати цю енергію до бортової мережі електромобіля, то можна підвищити запас його ходи.

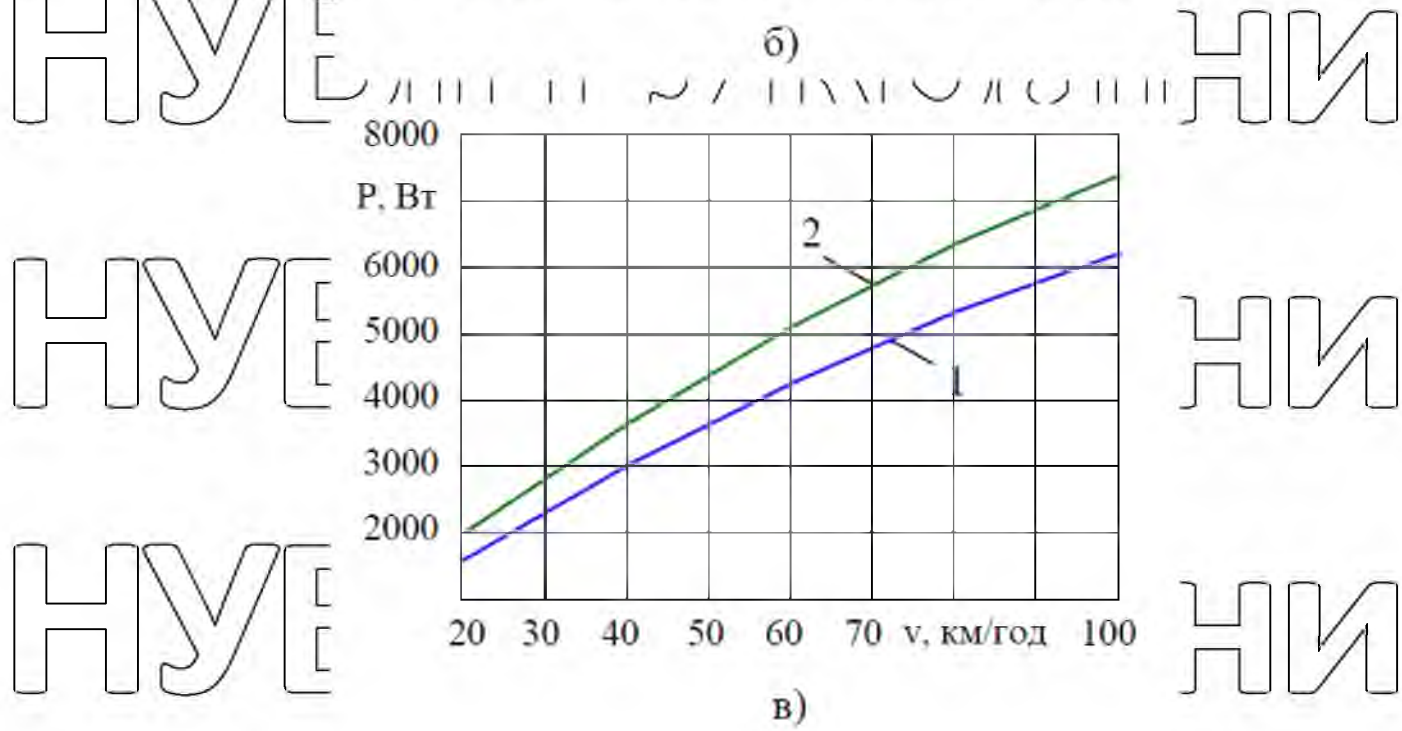
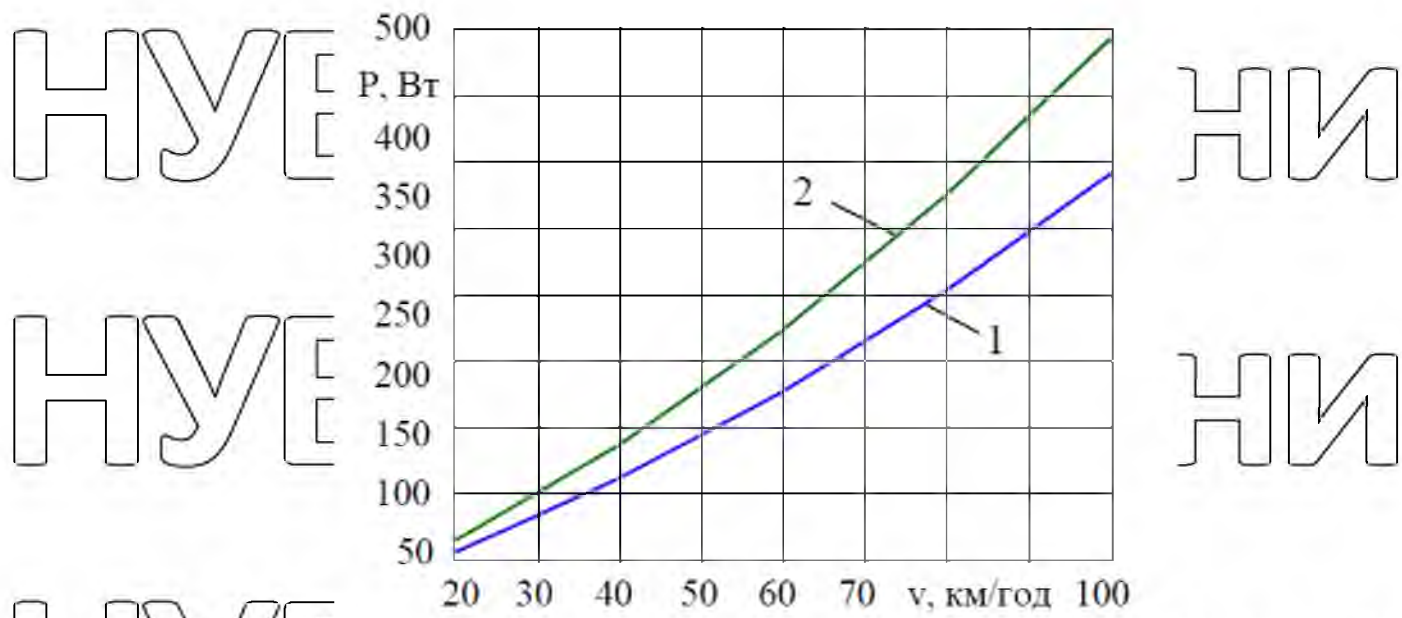
Крім рекуперації існує другий аспект збільшення енергоефективності автомобіля завдяки підвісці. Як відомо з [21] витрати палива (для автомобіля з традиційним ДВЗ та гібридною установкою) залежать від параметрів автомобіля та умов руху під час експлуатації.

Одним з важливих експлуатаційних показників є середня технічна швидкість автомобіля. При русі по дорозі з покриттям поганої якості, водій вимушений знижувати швидкість через збільшення рівня вертикальних прискорень, щоб уникнути втрати керування або виходу зі строю автомобіля. Зменшення швидкості призводить до того, що ДВЗ починає працювати в режимі з меншою паливною економічністю, тобто витрати пального зростають.

Тобто можна простежити прямий зв'язок між коливаннями підвіски та витратами палива.



а)



а – цементно-бетонне; б – асфальт у поганому стані; в – бруківка – автомобіль без пасажирів, 2 – автомобіль з пасажирами

Рис. 1.2 Залежність розсіюваної амортизаторами енергії від типу дорожнього покриття

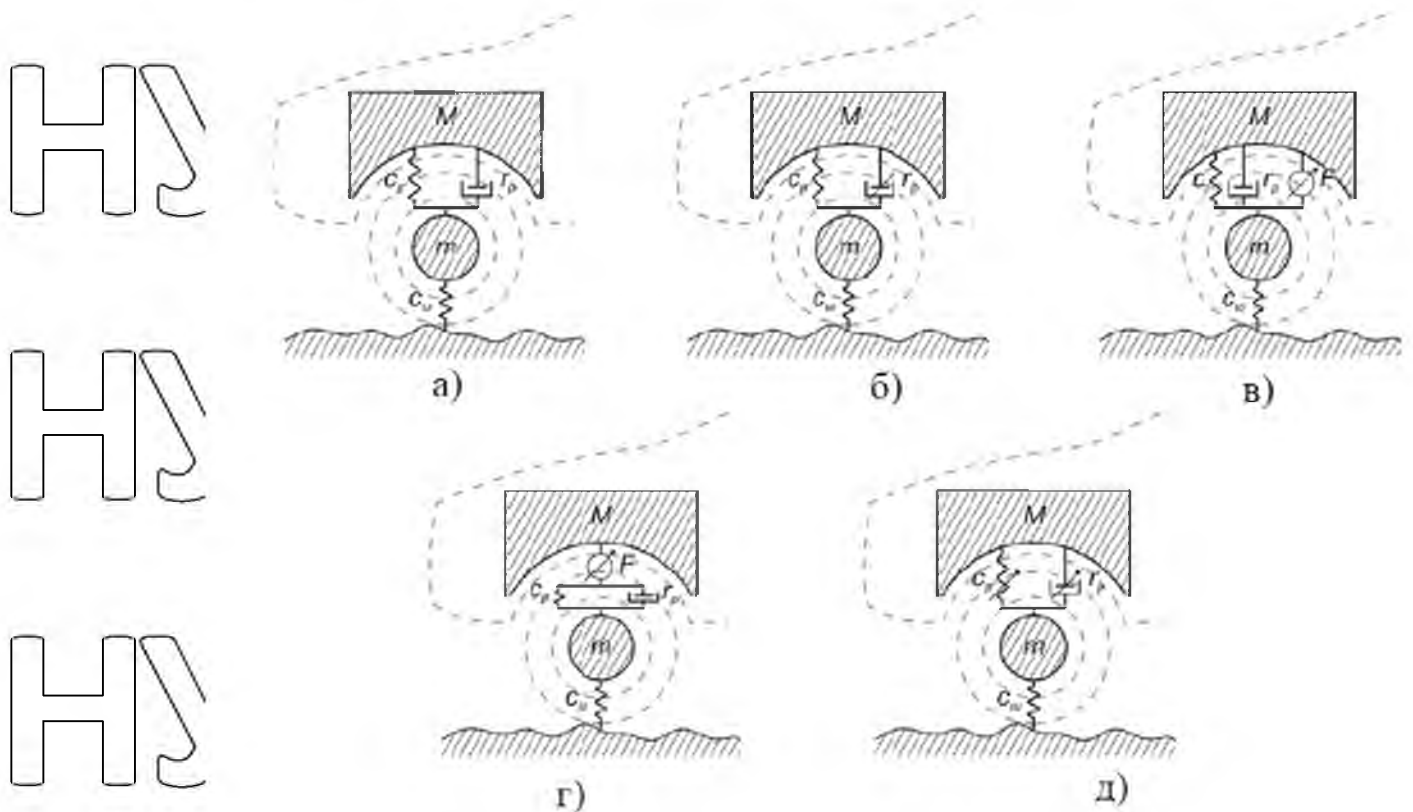
Утримання оптимального режиму роботи ДВЗ незалежно від стану дорожнього покриття шляхом утримання швидкісного режиму, можна досягти завдяки керуванню підвіскою. Резюмуючи можна сказати, що сучасна підвіска з точки зору енерговитрат, повинна мати дві властивості: бути керованою та

енергоєфективною.

1.2. Аналіз існуючих типів підвіски та їх типових конструкцій

Існує два типи підвіски: пасивна (рис. 1.3 (а)) та керована (рис. 1.3 (б-д)).

Підвіска автомобіля – це злагоджений механізм, що складається з більш дрібних деталей. Створена була підвіска для того, щоб нерівності дороги не передавалися безпосередньо від коліс до кузова. Вона є сполучною ланкою між колесами і кузовом автомобіля і являє собою частину шасі. Відомі різні види підвісок автомобіля.



а – пасивна підвіска; б – напівактивна підвіска, в – активна паралельна підвіска

г – активна послідовна підвіска, д – електромагнітна підвіска

Рисунок 1.3 – Схематичне зображення двохмасової системи

Пасивна підвіска (рис. 1.4) є класичним рішенням для автомобілів низької та середньої вартості. Вона, як правило, складається з пружин та некерованих коліс.



Підвіска автомобіля потрібна для механічного з'єднання рами або кузова автомобіля з колесами. Завдяки підвісці, нерівності дороги не передаються на кузов, тобто підвіска відпрацьовує удари колес і зкладає їх при передачі на кузов або взагалі не передає їх. В конструкцію підвіски входять пружні і направляючі елементи. Такий елемент підвіски, як ресори, які встановлювалися раніше на задню підвіску автомобіля, були одночасно і пружним і направляючим елементом. На даний момент підвіска автомобіля складається з безлічі елементів, включаючи електронні пристрої і датчики, що дозволяє забезпечувати належний комфорт пасажиром автомобіля. Ресорна підвіска зараз встановлюється тільки на вантажні автомобілі, точніше, на кар'єрні

самоскиди.

Класифікація. Підвіски настільки різноманітні, що їх навіть можна класифікувати за деякими ознаками.

Якщо брати в цілому, то всі види підвісок легкових автомобілів діляться на дві великі групи: залежна і незалежна підвіска. Вони помітно різняться, але не мають вагомих переваг один перед одним, щоб можна було виявити однозначного лідера.

Незалежна підвіска

Незалежна

Незалежна підвіска отримала свою назву за те, що колеса однієї осі не пов'язані між собою механічно. Тобто цілком можливо таке, що одне колесо крутиться, а інше ні. Цей вид підвіски був розроблений пізніше залежною

підвіски. Постійні параметри, наприклад такі, як сходження та розвал коліс, що не мають постійного значення при роботі підвіски. Це означає, що під час відбою підвіски ці параметри тимчасово порушуються. Цей вид підвіски найбільш дешевий порівняно з іншими, тому частіше застосовується на

бюджетних автомобілях. Найбільш поширені такі типи незалежної підвіски, як, наприклад, "Мак-Ферсон" або «багатоважільна».



Багатоважільна



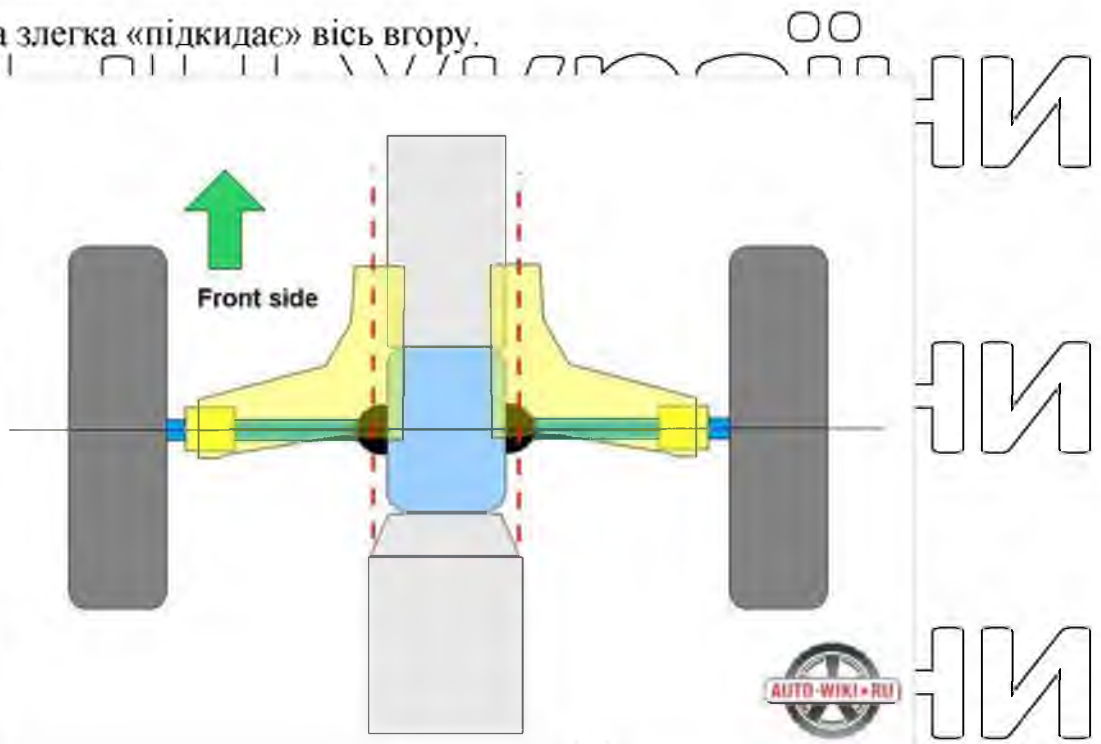
Двохважільна

Залежна підвіска

Ця підвіска передбачає жорстку зв'язку коліс на одній осі. Рух одного колеса приводить в рух друге колесо. Це найбільш традиційний метод з'єднання коліс, він відомий ще з часів гужових возів.

Сполучна зв'язку між колесами утворюється за допомогою так званої нерозрізної балки. Мінус цього виду підвіски в тому, що він недосконалий і на даний момент є застарілим. Наїзд на перешкоду одним колесом змушує інше колесо міняти кут нахилу. З-за цього на високих швидкостях може виникнути відхилення осі. Якщо ж залежна підвіска застосовується на провідній осі, то на великій швидкості може виникнути відхилення від проекрованої траєкторії руху. Застосовується така підвіска зараз тільки на вантажівках і автобусах.

Підвіска з хитними півосями відрізняється від інших типів тим, що кожна з двох хитних осей закріплена на шасі. Таким чином, кожне колесо завжди знаходиться під кутом 90 градусів до своєї півосі. З-за цього створюється ефект підресорювання і підвіска стає недосконалою з кінематичної точки зору. Також існує залежність сходження і розвалу колеса, колії від довжини півосі. Чим піввісь довше, тим менше залежність. Через дії відцентрової сили і недосконалість такої підвіски в довгих поворотах виникає сила, спрямована вгору, і вона злегка «підкидає» вісь вгору.



З хитними півосями

В якості пружного елемента часто виступають поперечні ресори або пружини. Часто встановлювали таку підвіску на довоєнні автомобілі, так як вони не розвивали великих швидкостей. По мірі зростання швидкості така підвіска стає некомфортною і небезпечною.



Півосі

З часом автомобілі модернізували і поступово відмовлялися від такого типу підвіски. Наприклад, на «горбатому» запорожці використана саме така підвіска, а на його наступника ЗАЗ-966 використана модернізована підвіска з використанням косих важелів. У сучасному світовому автомобілебудуванні на

легкових автомобілях така підвіска не використовується через її недосконалість. Єдиний вантажний автомобіль, який досі встановлюють цю підвіску — це Татра-815.

України

НУБІП України



Тампа

Підвіска типу «хитна свічка»

Є самою першою незалежною підвіскою. На сучасних автомобілях використовується тільки на британських автомобілях спортивного типу.

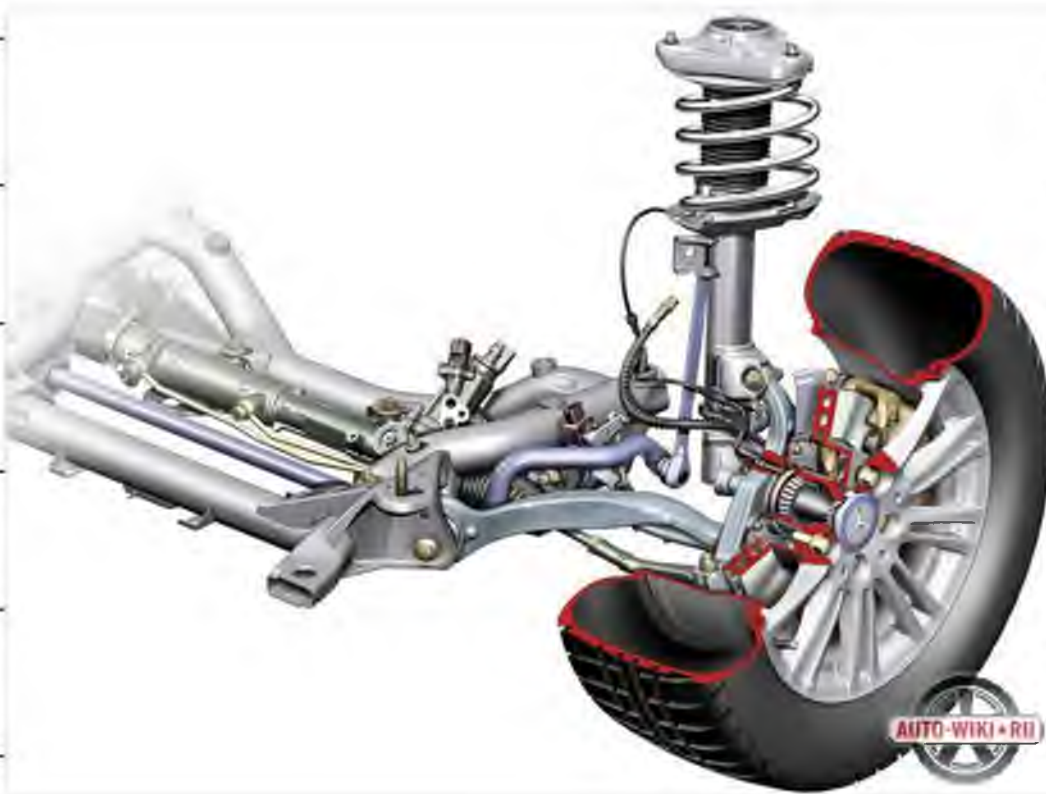
Є попередницею підвіски типу "Мак-Ферсон". Основою тут є кулак поворотний, закріплений пружиною. Має вільний хід вгору-вниз по трубчастій направляючій, намертво прикріплених до рами автомобіля.

Їзда на автомобілі з такою підвіскою є дуже жорсткою і некомфортною.

Саме з-за цього чинника, а також дорожнечі, вона не отримала великого поширення.

Підвіска типу "Мак-Ферсон"

НУБІП України



Підвіска МакФерсон

Підвіска типу " Мак-Ферсон на відміну від свічкової підвіски доповнено нижнім важелем і має можливість гойдатися в поперечному напрямку.



МакФерсон

Є самою примітивною, але дієвою та дешевою підвіскою. Більшість бюджетних автомобілів оснащується саме такою простий, але надійною

підвіскою. Підвіска типу " Мак-Ферсон перша по співвідношенню ціна-якість. Відрізняється неубиваємостью і простотою обслуговування. Дозволяє себе не обслуговувати, не міняти розхідники. Наприклад, при терміні служби поворотного кулака приблизно 40-50 тисяч кілометрів, така підвіска спокійно може проїхати і 200 тисяч кілометрів.

Деталі будуть стукати, гриміти, але автомобіль буде технічно справним і зможе продовжувати рух. В кінці служби, якщо за автомобілем не доглядати, ця деталь просто розвалиться і машина зупиниться. Ремонт такої підвіски нескладний, тому, помінявши деталь, можна знову починати рух – при поломці

однієї деталі вона не деформує інші.

Активна підвіска



Активна

Активна підвіска – це підвіска, в якій за бажанням водія механічно змінюється кліренс і жорсткість амортизаторів. Водій, натиснувши на пристрій

керування підвіскою, змінює також і режими, наприклад, спортивний, комфортний, нормальний.

Активна підвіска буває трьох видів: гідравлічна, гідропневматична і

найпоширеніша пневматична.

Пневмопідвіска ще на початку 2000-х років почала використовуватися на автомобілях марки Сітроен Ксара. В автомобілях середнього класу це був своєрідний прорив. Але далі в автомобільні маси він не пішов. Крім таких брендів світових лідерів, як БМВ, Мерседес-Бенц і Ауді зараз, мабуть, тільки

Сітроен серійно виробляє легкові автомобілі з такою активною підвіскою.

Працює підвіска на пневмобаллонах наступним чином: усередині пружини замість стійки або амортизатора варто пневмобаллон, що містить повітря. В багажнику знаходиться компресор, за допомогою якого ці балони

цей самий повітря надходить. Водій всередині автомобіля може керувати підвіскою з допомогою тумблерів на панелі. Накачати повітря в балон – автомобіль піднявся. Спустив повітря – автомобіль опустився.



Пристрій пневматичної підвіски

До плюсів пневмопідвіски можна віднести незмінюваність кліренсу. Тобто якщо навіть в найвищому положенні машину завантажити пасажирами і вантажем кліренс автомобіля не зміниться. Також така підвіска забезпечує відсутність кренів у поворотах і поліпшену керуваність.

Мінуси такої підвіски – це обов'язкова установка компресора в багажнику, у якого невеликий термін служби, як і у пневмобаллонів. Довговічність роботи компресора безпосередньо залежить від клімату – якщо в регіоні висока вологість повітря, то при частій роботі компресора він виходить

з ладу. Така підвіска коштує досить дорого, до того ж встановлювати її повинні професіонали, а це і дорого і професіонали є не в кожному місті.

Пневмопідвіска може бути одне, два або чотириконтурна. Одноконтурна здатна опустити або підняти тільки весь автомобіль. Двоконтурна може опустити окремо передню або задню вісь. Чотириконтурна система здатна змінювати положення кожного колеса окремо.

Активна пневмопідвіска зараз часто використовується для тюнінгу автомобілів. Молоді водії, бажаючи виділити свій автомобіль із сірої маси інших, таку підвіску встановлюють на свої автомобілі.

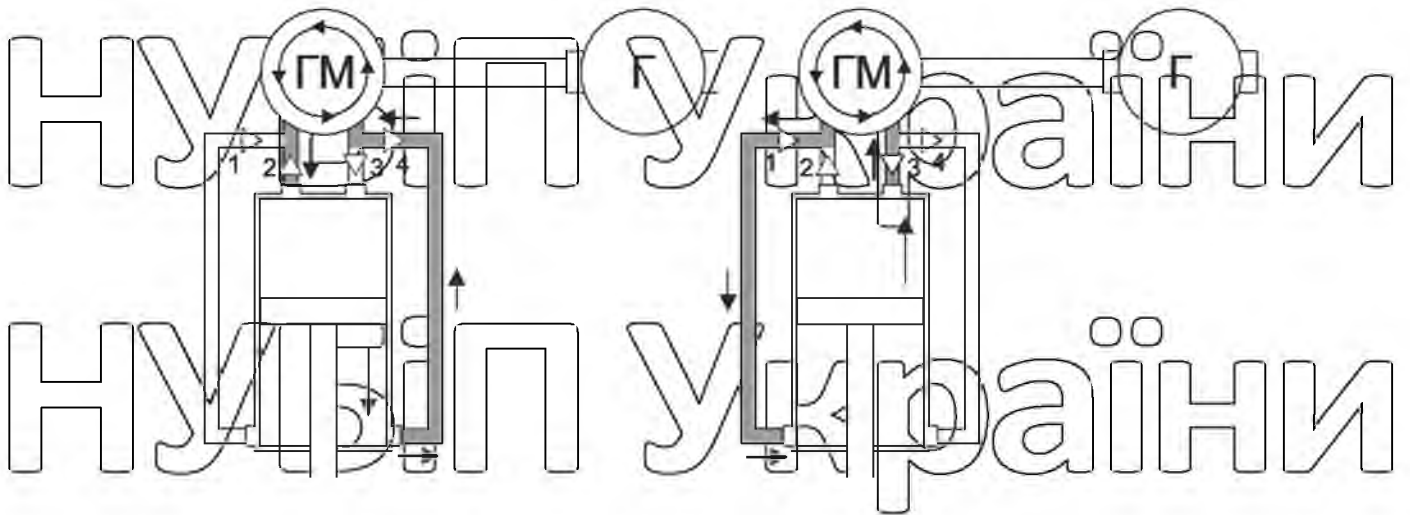


Рисунок 1.5 – Передня стійка Magneti Marelli SD з амортизатором з електромагнітними клапанами



Рисунок 1.6 – Гідравлічний амортизатор з системою рекуперації енергії коливань.

Під дією коливань поршень в робочому циліндрі здійснює вертикальну поступальну ходу в обох напрямках. Рідина по перепускних трубках поступає до гидродвигуну, який перетворить поступально рух поршня в обертальний рух якоря електрогенератора. У перепускних трубках необхідно встановити електромагнітні клапани, які перенаправлятимуть рух рідини в гидродвигатель залежно від напрямку поступальної ходи поршня (рис 1.10).



1, 2, 3, 4 – перепускні електро-магнітні клапани

Рисунок 1.10 – Схема роботи гідравлічного амортизатора з системою рекуперації енергії коливань виробництва Levant Power

Але й у цього амортизатору є недоліки: підвищені вимоги до герметичності пристрою; витрати енергії на подолання гідравлічного опору системи; вузька ширина полоси пропускання обмежена частотою 7 Гц.

Бракувавши недоліки гідравлічних активних підвісок, компанія Bose створила електромагнітну підвіску (рис. 1.11) [36].

Її основою стали потужні лінійні електричні двигуни. Використання лінійних електродвигунів дозволило розширити смугу пропускання та компенсувати дорожні нерівності для будь-якого типу покриття незалежно від швидкості. Ця система контролює і управляє кожним колесом автомобіля, створюючи необхідне зусилля з потрібною швидкістю. Система дозволяє значно зменшити крен і заноси при повороті автомобіля, зменшити гальмівний шлях і забезпечити задану плавність ходу. Також в цієї системі є можливість рекуперації енергії коливань автомобіля, проте, кількість енергії, яка була рекуперована, в даній підвісці менше, ніж витрачена на управління. Але, все ж, основним недоліком цієї підвіски є те, що вона не набула комерційного поширення, що в основному обумовлено її великою вартістю.



Рисунок 1.11 Електромагнітна підвіска виробництва Bose

Розміри і конструкція цього пристрою дозволяють встановлювати його на автомобіль без внесення змін до конструкції, а повністю електромагнітною пристрій дозволяє ефективно і швидко реалізовувати кожним колесом аналогічно амортизаторам компанії Bose. Проте кількість рекуперованої енергії більша, ніж в аналогічній підвісці виробництва Bose, а енерговитрати на управління нижчі. Крім того вартість самого пристрою менша, а установка набагато простіша.

Висновки за розділом 1

1. З усіх варіантів за першим критерієм – плавності ходи немає сенсу розглядати пасивну підвіску, але підходять напівактивні та активні підвіски.
2. За другим критерієм – можливості рекупіювати енергію коливань до бортової мережі, підходить електромагнітна підвіска та гідравлічна підвіска з рекуператором, представлена амортизатором GenShock виробництва Levant Power. Ці типи підвісок задовольняються обома критеріям вибору. Однак, якщо

вибирати одну з цих підвісок для легкового або комерційного автомобіля, то впевнено можна сказати, що електромагнітна підвіска максимально підходить для цієї мети. З недоліків гідравлічної підвіски GenShock можна навести підвищені вимоги до герметичності пристрою, витрати енергії на подолання гідравлічного опору системи; вузька ширина полоси пропускання обмежена частотою 7 Гц, велика вага порівняно з електромагнітною підвіскою.

3. Керованість, велика швидкість реакції, відмовостійкість та безпосередній процес рекуперації енергії коливань у електричну енергію без введення додаткових ланок, закладені у принципі дії електромагнітного амортизатора, роблять електромагнітну підвіску найкращим з усіх рішень для підвищення енергоефективності автомобіля.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

2. АНАЛІЗ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ АВТОМОБІЛЯ АПК

Вертикальні коливання легкового автомобіля виникають в наслідок взаємодії динамічної системи автомобіля та нерівностей мікропрофіля автомобільної дороги. Тому амплітуда та частота коливань обумовлена багатьма чинниками. Пошук аналітичної залежності між характеристиками коливань (переміщенням, швидкістю та прискоренням коливань підресореної та невідресореної маси автомобіля) та динамічними параметрами автомобіля і параметрами мікропрофіля автомобільної дороги є складною науковою задачею. Її вирішенню присвячені наукові праці таких вчених, як Р. В. Ротенберг, М. Н. Яценко, Я. М. Певзнер, А. О. Силаєв, А. А. Ханатуров, М. Я. Говорущенко, Є. Є. Александров та ін. Використання результатів їх наукової роботи дозволило провести теоретичний аналіз коливань автомобіля та виконати математичне моделювання.

2.1 Вибір розрахункової моделі вертикальних коливань автомобіля

Розрахункова схема коливань автомобіля є необхідним елементом побудови математичної моделі, тому що наочно пов'язує фізичні процеси та елементи підвіски автомобіля з їх математичним поданням. Залежно від повноти подання реального фізичного об'єкту розрахункові схеми розрізняються складністю [38]. Введення обмежень та допущень, які виключають з розгляду окремі процеси та елементи, дозволяє суттєво спростити розрахункову схему.

Відповідно до теми досліджень, будемо розглядати тільки вертикальні коливання автомобіля. При цьому за критерій оцінки плавності ходу приймемо величину прискорення коливань центра мас. У цьому разі розгорнута розрахункова схема буде мати вигляд, наведений на рис. 2.1 [39].

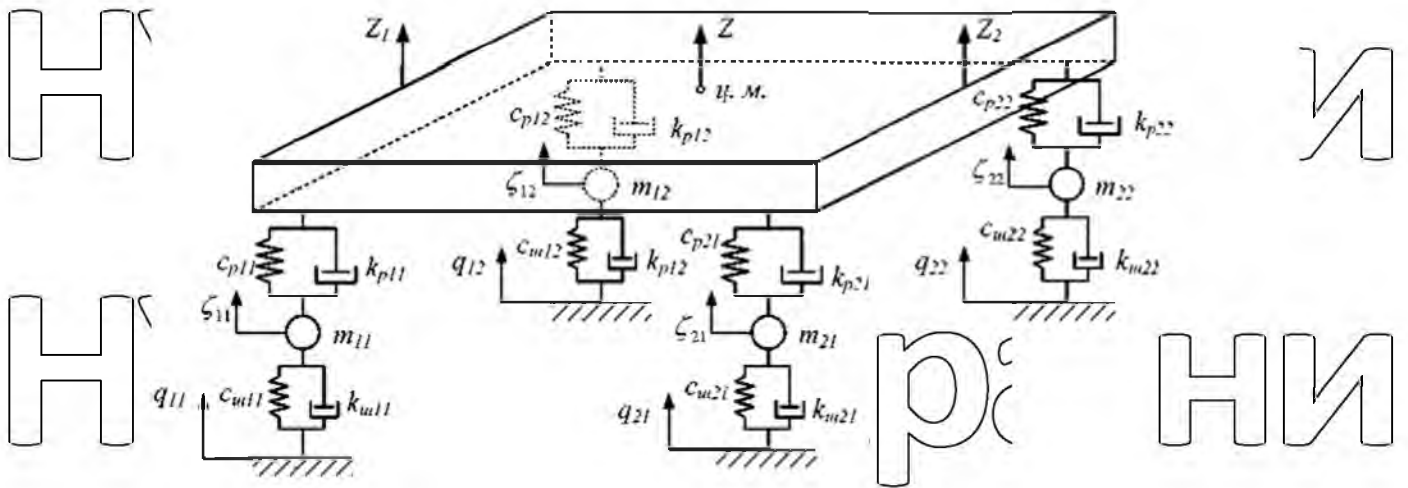


Рис. 2.1. Розгорнута розрахункова схема вертикальних коливань

При розгляданні коливань у вертикальній площині автомобіль розглядають як модель, що має п'ять мас: підресорену M_p , що розглядається як тверде тіло, у яку включені всі пружно зв'язані з нею маси; невідресорені маси m_{11}, m_{12}, m_{21} та m_{22} , з'єднані пружними елементами, що мають жорсткість c_p та відповідають пружному пристрою підвіски, та амортизатори з коефіцієнтом опору ζ .

Інтегральний вплив позитивних і негативних чинників на рівень безпеки експлуатації транспортно-технологічного процесу розраховується за результатами багаторічної експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки. Щоб оцінити вплив на безпеку окремих факторів або їх різноманіття, необхідно розглянути їх природу появи з причини виникнення та характером появи негативних наслідків [20].

Рівень безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки визначається властивостями системи «водій - транспортна техніка - навколишнє середовище» (В-ТТ-НС). Система В-ТТ-НС і є об'єктом дослідження безпеки транспортних робіт в аграрному виробництві.

В підсумку, система «водій - транспортна техніка - навколишнє середовище» складається з наступних, взаємодіючих між собою систем, які показані на рисунку 2.1:

- систему проектування, створення сільськогосподарської транспортної техніки;

НУБІП України

систему технічної підготовки водіїв, інженерних працівників, які забезпечують безпеку сільськогосподарської транспортної техніки; організаційну систему забезпечення безпеки сільськогосподарських транспортних робіт



Рисунок 2.1 – Взаємодія систем, які забезпечують безпеку експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки

З огляду на те, що система «водій - транспортна техніка - навколишнє середовище» є різноманітною системою, кожен елемент включає технічні елементи системи людини. Всі фактори, що несприятливо впливають на безпеку експлуатації СТТ, діляться на кілька груп:

- ❖ чинники, пов'язані із сільськогосподарською транспортною технікою;
- ❖ чинники, пов'язані особистістю людини (водія);
- ❖ фактори, пов'язані з дорогою і зовнішньої навколишнім середовищем.

Розглядаючи представлену групу факторів, бачимо, що перші дві групи факторів є ланками внутрішніх властивостей системи (В-ТТ-НС), при цьому співвідношення факторів кожної ланки системи «водій - транспортна техніка - навколишнє середовище», пов'язаних із сільськогосподарською транспортною технікою та чинників, пов'язаних з особистістю людини (водія) та їх

конкретизація, завжди будуть різними. Вважаючи, що ланка системи «водій - транспортна техніка» в забезпеченні безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки є визначальною, визначимо загальні чинники, пов'язані із сільськогосподарською транспортною технікою для даної ланки.

Ці чинники можна розподілити за такими групами:

- ❖ група проектно-конструктивної та технологічної досконалості сільськогосподарської транспортної техніки;
- ❖ група надійності (безвідмовності) і працездатності технічних систем сільськогосподарської транспортної техніки та обладнання;
- ❖ група експлуатаційної технологічності сільськогосподарської транспортної техніки;
- ❖ група контролепридатності і ремонтпридатності технічних систем і устаткування сільськогосподарської транспортної техніки;
- ❖ група ергономічної бездоганності сільськогосподарської транспортної техніки.

Групи надійності, експлуатаційної технологічності, контролепридатності і ремонтпридатності в сукупності характеризують досконалість експлуатаційних властивостей сільськогосподарської транспортної техніки. Експлуатаційна недосконалість сільськогосподарської транспортної техніки з цієї комплексною характеристикою, призводить до виникнення помилок у працівника, що експлуатує техніку, в процесі експлуатації, ремонту сільськогосподарської транспортної техніки, її відмови і несправності.

Сільськогосподарська транспортна техніка повинна відповідати можливостям водія, що визначає досконалість її ергономічних характеристик. До таких характеристик відносять:

- характеристики стійкості сільськогосподарської транспортної техніки;
- характеристики керованості сільськогосподарської транспортної техніки;

- характеристики систем відображення інформації для водія;
ступінь автоматизованого управління сільськогосподарської
транспортної техніки та інші характеристики.

Як правило, такі характеристики, визначаються якістю контакту між водієм і сільськогосподарською транспортною технікою, її недостатня ергономічна досконалість призводять до помилкових дій водія при експлуатації і ремонті сільськогосподарської транспортної техніки.

Другу групу чинників, пов'язаних особистістю людини (водія), визначають, як порушення узаконених правил, неправомірна дія чи бездіяльність працівників, які пов'язані з організацією, забезпеченням та виконанням проблем безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки. Ці фактори виступають як цілком конкретна причина, закладена в індивідуальних особливостях водіїв. До них відносять:

- професійний рівень підготовки водія;
- психофізичний стан водія;
- дисциплінованість водія;
- особисті особливості водія та інші.

Третю групу чинників, пов'язаних з дорогою і зовнішньої навколишнім середовищем, визначають як чинники природного середовища, які негативно впливають на безпеку експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки. До цієї категорії факторів відноситься також наявність в навколишньому середовищі різних зовнішніх предметів, які можуть потенційно впливати на безпеку сільськогосподарських транспортних робіт.

Окремі природні явища можуть безпосередньо впливати на безпеку сільськогосподарських транспортних робіт, ініціювати несправності і відмови сільськогосподарської транспортної техніки, трети викликати помилки водія під час експлуатації та ремонту машин.

З вище наведеного випливає, що рівні по результату негативних наслідків, негативні фактори можуть мати різну причину свого виникнення. Це дозволяє розділити несприятливі фактори, за характером негативних наслідків, на три групи: несправність сільськогосподарської транспортної техніки,

помилки водія і обслуговуючого сільськогосподарську транспортну техніку персоналу, несприятливі кліматичні умови [101,115].

Велика кількість факторів, що негативно впливають на безпеку експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки, вимагають наукового аналізу причин їх появи, оцінки кожного фактору за ступенем небезпеки, розробки профілактичних інженерно - технічних заходів, які дозволять забезпечити безпеку сільськогосподарських транспортних робіт [115].

2.1 Обґрунтування конструктивних параметрів силового

гідроциліндра Гідроприводу платформи сільськогосподарської транспортної техніки

Різноманіття конструкцій і широкий діапазон сільськогосподарських гідروفікованих машин привело до розробки великої різноманітності гідравлічних циліндрів. Об'ємний гідромотор з зворотно поступальним рухом вихідної ланки називається гідроциліндром. Гідравлічні циліндри широко застосовуються в якості виконавчих пристроїв різних гідروفікованих машин з гідроприводом.

Гідравлічні циліндри класифікуються за конструкцією і принципом дії відповідно до ГОСТ 17752-81. У даній роботі ця класифікація буде показана лише частково [10,33,38,56,66,68,74,115].

Діаметр поршня, діаметр штока і номінальний тиск - основні параметри, що характеризують силові можливості гідроциліндрів.

Гідравлічні циліндри класифікуються:

1. За принципом дії: гідроциліндри діляться на дві групи:
– гідроциліндри односторонньої дії. Рух вихідної ланки, у таких гідроциліндрів можливий тільки в одному напрямку, рух здійснюється під дією тиску робочої рідини; гідроциліндри двосторонньої дії. Рух вихідної ланки у таких гідравлічних циліндрів здійснюється під дією тиску робочої рідини, в двох напрямках.

2. За конструктивним виконанням робочого органу:

– поршневі гідроциліндри, робочі камери утворені робочими поверхнями корпусу циліндра і поршня. Вони можуть бути з одностороннім або двостороннім штоком. Перші в протилежних напрямках мають різні за величиною вихідні параметри (зусилля і швидкість), а другі - однакові в обох напрямках.

– плунжерні гідроциліндри, їх робочі камери утворені поверхнями корпусу циліндра і плунжера. Плунжер являє собою подовжений, з виходом з корпусу, циліндр, що виконує функцію одностороннього штока. Ці гідроциліндри технологічно простіше, оскільки не вимагають обробки внутрішньої поверхні корпусу гідроциліндра.

– телескопічні гідроциліндри, у яких є кілька розташованих поршнів, що переміщуються один щодо іншого. Хід поршня в даному гідроциліндрі дорівнює сумі ходів всіх поршнів. Зазвичай хід поршня більше довжини корпусу самого гідроциліндра. У цих гідроциліндрах внутрішня порожнина штока великого циліндра є циліндром для поршня меншого діаметру. Послідовність руху поршнів визначається навантаженням на них.

Першим буде висуватися менш навантажений поршень.

На поршень гідравлічного циліндра одnobічної дії рідина може чинити тиск тільки з одного боку. Тут рух поршня в одному напрямку забезпечується за рахунок тиску робочої рідини. Якщо тиск підводиться в ліву порожнину гідроциліндра, поршень рухається вправо. Рух поршня в зворотному напрямку, в гідроциліндрах односторонньої дії забезпечується вагою ненавантаженої платформи.

У гідравлічному циліндрі двосторонньої дії, переміщення робочого органу здійснюється в двох напрямках. Переміщення поршня забезпечується за рахунок тиску робочої рідини. У гідравлічних циліндрах робоча рідина може підводитися як у ліву порожнину, тоді поршень рухається вправо, так і вправо, для забезпечення руху в зворотному напрямку.

Різновиди схем гідроциліндрів представлені на рисунку 2.2.

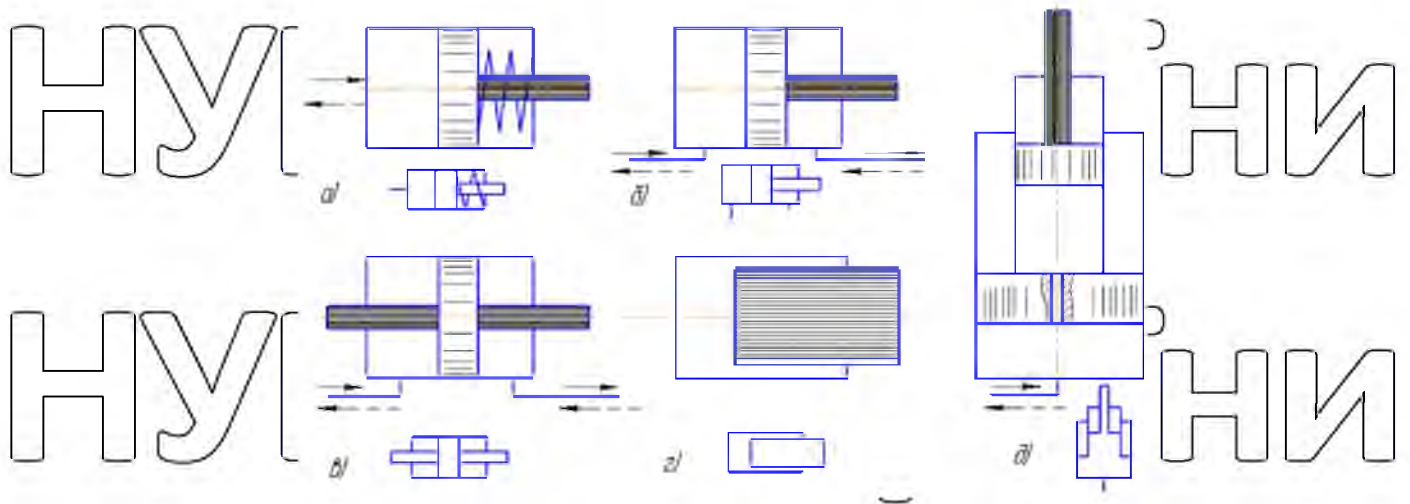


Рисунок 2.2 - Схеми основних типів гідроциліндрів:

а) Схема поршневого гідроциліндра односторонньої дії; б) схема поршневого гідроциліндра двосторонньої дії; в) схема гідроциліндра поршневого дії з двостороннім штоком; г) схема плунжерного

гідроциліндра; д) схема телескопічного гідроциліндра односторонньої дії

3. За конструкцією гідроциліндри підрозділяються на а) циліндри з робочим органом у вигляді поршня

- одностороннім штоком;
- двостороннім штоком.

б) циліндри з робочим органом у вигляді плунжера. Плунжерні гідравлічні циліндри можуть бути тільки односторонньої дії, з одностороннім штоком.

4. За характером ходу вихідної ланки:

- гідроциліндри одноступінчасті;

- гідроциліндри телескопічні (багатоступінчасті).

Багатоступінчасті (телескопічні) гідравлічні циліндри являють собою кілька вставлених один в одного гідроциліндрів.

На рисунку 2.2д представлена схема телескопічного двоступеневого гідроциліндра односторонньої дії. У цьому гідравлічному циліндрі поршні висувються послідовно один за одним. Для отримання великих переміщень, найбільш доцільно застосовувати телескопічні гідроциліндри.

Показником працездатності гідроциліндрів є коефіцієнт корисної дії

(ККД), який визначається, в першу чергу, величиною механічного ККД η_M . Для багатьох конетруцій гідравлічних циліндрів ККД становить від 0,85 до 0,95. Якщо в гідравлічному циліндрі відсутні врати, його гідравлічний ККД дорівнює одиниці ($\eta_r = 1$). У розглянутих гідроциліндрах втрати можуть бути в зазорах між поршнем і стінкою гідроциліндра. Однак при ущільненні даного місця фторопластовим кільцями або гумовими манжетами, вони дуже незначні. У такій ситуації об'ємний ККД можна вражати рівним одиниці ($\eta_o = 1$).

Для розрахунку параметрів гідроциліндра використовуємо розрахункову схему, представлену на рисунку 2.3.

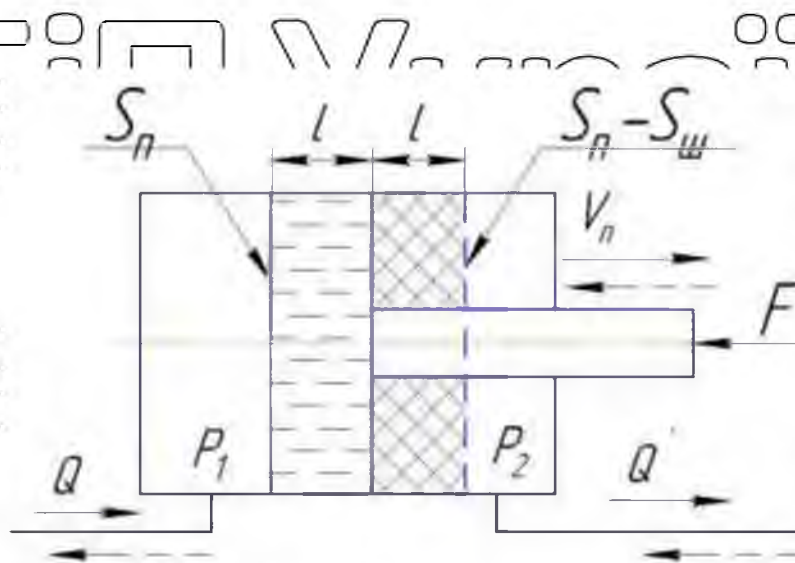


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема параметрів гідроциліндра

При розрахунку параметрів враховується: сила на вихідному штоку F ; перепад тисків на поршні $p = p_1 - p_2$; витрата гідравлічної рідини; швидкості руху поршня.

Формула, яка враховує навантаження на штоку F і перепад тисків на поршні, має вигляд

$$F = p \cdot S \cdot \eta_M, \quad (2.1)$$

де S - активна площа, m^2 . На активну площа діє значний тиск, який підводиться до циліндра.

При русі гідравлічної рідини, як показано суцільними стрілками на розрахунковій схемі рисунка 2.3, активною площею є площа всього поршня $S =$

S_{II} . При зворотньому русі гідравлічної рідини, рух по штриховим стрілкам на схемі, активна площа дорівнює площі поршня мінус площа штока $S = S_{II} - S_{III}$.

Формула, що зв'язує витрату гідравлічної рідини і швидкість руку поршня

$$Q = V_{II} \cdot S_{II} \cdot \eta_o \quad (2.2)$$

або

$$Q = V_{II} \cdot (S_{II} - S_{III}) \cdot \eta_o \quad (2.3)$$

Формула витрати рідини представлена в двох видах. Це пов'язано з тим, що витрата гідравлічної рідини до надходження в гідроциліндр і витрата після нього - різні. Прокоментуємо це наступним чином. Уявімо, що поршень перемістився з нульового положення вправо на відстань, рівну товщині поршня, заштрихована площа на малюнку 2.3. В такому випадку в ліву порожнину гідроциліндра надходить обсяг гідравлічної рідини, що дорівнює об'єму поршня.

$$W = S_{II} \cdot l \quad (2.4)$$

де l - висота поршня, м.

При цьому з правої порожнини витісниться менший об'єм робочої рідини який дорівнює

$$W' = (S_{II} - S_{III}) \cdot l \quad (2.5)$$

Об'єм W' на рисунку 2.3 заштрихований. Із співвідношення об'ємів W і W' видно, що витрати гідравлічної рідини до гідроциліндра і витрата гідравлічної рідини після гідроциліндра пов'язані залежністю:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{S_{II}}{S_{II} - S_{III}}$$

Кожний гідроциліндр на гідравлічних схемах зображується спрощеною

схемою.

В даний час дуже велике застосування в автомобілебудуванні отримали телескопічні гідроциліндри однієї, двох, трьох і п'ятиступеневі. Практика показує, що при виборі їх числа необхідно знати, що їх збільшення пов'язане зі зростанням ваги і складності конструкції гідроциліндра, збільшенням його вартості. Дуже важливо знати, що зі збільшенням числа ступенів гідроциліндра збільшується нерівномірність величини швидкості руху штоків. Тому, гідроциліндри з меншим числом ступенів мають більше переваг в порівнянні з великим числом ступенів. Для зменшення числа ступенів необхідно збільшити початкову довжину циліндра l_0 .

2.2.1 Розрахунок числа ступенів і робочого ходу циліндрів

Число ступенів телескопічного гідроциліндра n залежить від величини відношення робочого ходу гідроциліндра $l_{роб}$ до початкової довжини l_0 і визначається з урахуванням досліджень конструкцій гідроциліндрів, застосовуваних в даний час [56,74,115]

$$n = \frac{l_{роб}}{l_0}$$

Для розрахунку робочого ходу окремих ступенів гідроциліндра використовуємо схему представленого на рисунку 2.4.

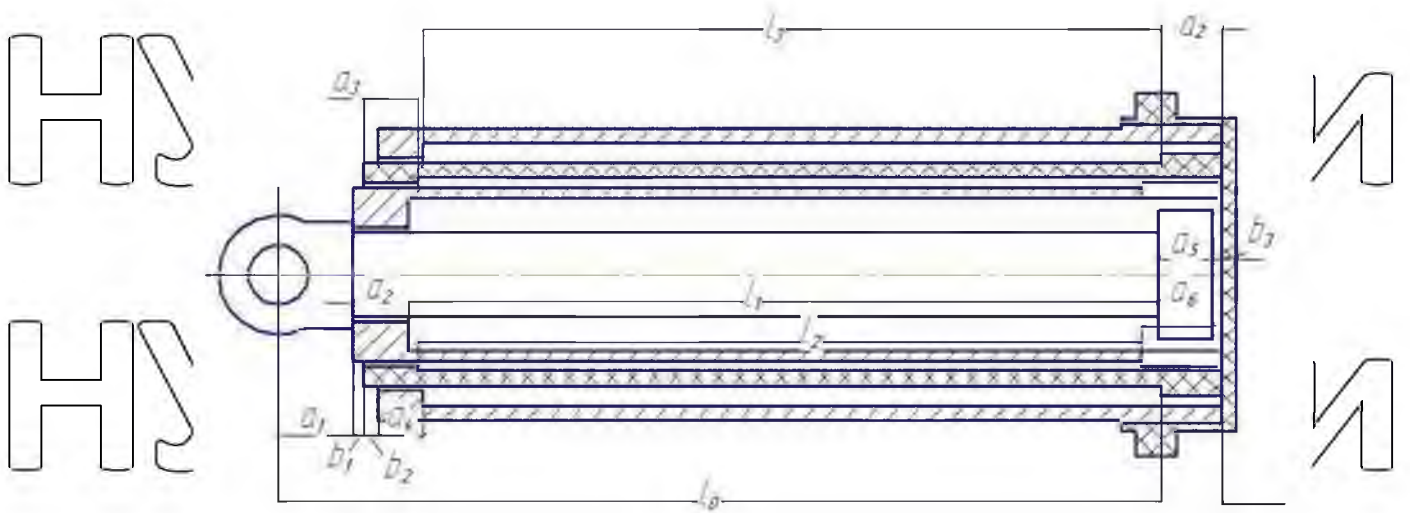


Рисунок 2.4 - Схема багатоступінчастого гідроциліндра

Введемо необхідні для розрахунку позначення.

l_1 - робочий хід першого ступеня гідроциліндра;

l_2 - робочий хід другого ступеня гідроциліндра;

l_3 - робочий хід третього ступеня гідроциліндра.

Робочий хід першого, другого та третього ступеня гідроциліндра, з урахуванням схеми на рисунку 2.4, визначаються за формулами:

$$l_1 = l_0 + x - a_1 - a_2 - a_5 - \delta_3$$

$$l_2 = l_0 + x - a_1 - \delta_1 - a_3 - a_6 - \delta_3$$

$$l_3 = l_0 + x - a_1 - \delta_1 - \delta_2 - a_4 - a_7$$

$$l_{\text{роб}} = l_1 + l_2 + l_3 \quad (2.6)$$

У рівняннях (2.6) всі параметри, крім l_0 , l_2 , l_3 та x вибираються з урахуванням досвіду проєктованих раніше гідроциліндрів. Значення a_i і δ_i

беруть з довідкових таблиць для використовуваних для розрахунку

конструктивних параметрів гідроциліндрів. Дані значення параметрів залежать,

в першу чергу, від обраної навантажувальності циліндра.

Додатково введемо такі позначення A_1 , A_2 , A_3 :

$$A_1 = l_0 - a_1 - a_2 - a_5 - \delta_3$$

$$A_2 = l_0 - a_1 - \delta_1 - a_3 - a_6 - \delta_3$$

$$A_3 = L_0 - a_1 - \delta_1 - \delta_2 - a_4 - a_7 \quad (2.7)$$

З урахуванням цих позначень системи рівнянь (2.6) набуде вигляду

$$l_1 = x + A_1 \quad l_2 = x + A_2 \quad l_3 = x + A_3$$

$$l_{\text{РОБ}} = 3x + A_1 + A_2 + A_3 \quad (2.8)$$

Вирішивши систему рівнянь (2.8), отримаємо

$$x = \frac{l_{\text{РОБ}} - A_1 - A_2 - A_3}{3}$$

$$l_1 = \frac{l_{\text{РОБ}} - 2A_1 - A_2 - A_3}{3}$$

$$l_2 = \frac{l_{\text{РОБ}} - A_1 + 2A_2 - A_3}{3}$$

$$l_3 = \frac{l_{\text{РОБ}} - A_1 - A_2 + 2A_3}{3} \quad (2.9)$$

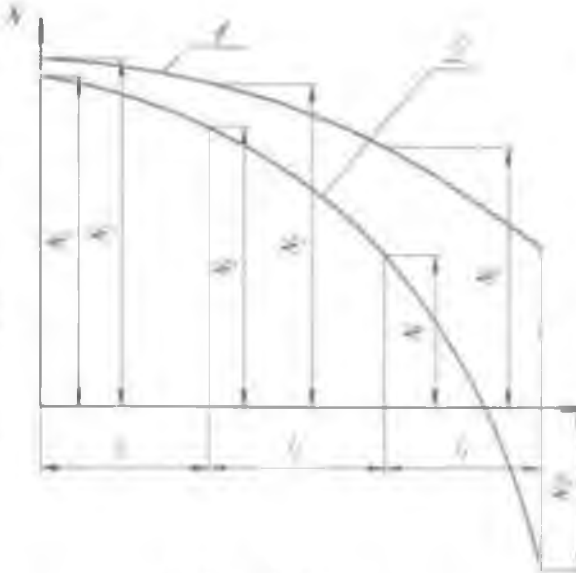
З довідкових даних конструктивних параметрів гідроциліндра і системи рівнянь (2.9), можуть бути визначені поздовжні розміри всіх головних деталей гідравлічного циліндра.

Для забезпечення запасу робочого ходу поршня гідравлічного циліндра, величину показника x беруть на трохи більшу величину, ніж отримана в розрахунках.

При розрахунку поперечних розмірів гідроциліндра визначають: робочу площу циліндрів; товщину стінок, висоту опорних буртів.

На рисунку 2.5, кривої 1, представлений характер зміни навантаження, що діє на телескопічний гідроциліндр прямої дії.

НУБІ



ІІІНИ

НУБІ

ІІІНИ

НУБІ

у

ІІІНИ

Рисунок 2.5 - Графік залежності зовнішнього навантаження від робочого ходу

Циліндри висуваються в наступній послідовності: 3-2-1.

$$d_1 = \sqrt{\frac{4N_1}{\pi p_{\max}}};$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4N_2}{\pi p_{\max}}};$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4N_3}{\pi p_{\max}}}; \quad (2.10)$$

Величина максимального тиску в гідроприводі p_{\max} залежить від характеристик гідронасоса і гідроапаратури. Найбільша величина тиску в гідроприводах сільськогосподарських машин варіюється від 15 до 25 МПа.

Якщо при розрахунку діаметрів по представленим формулам може виявитися, що товщина стінок виходить недостатньо конструктивною, тоді необхідно зберегти незмінним діаметр внутрішнього циліндра d_1 , а зовнішні діаметри 2 і 3 – і ланки циліндрів слід обчислювати виходячи з допустимої товщини стінок і висоти опорних буртів. Товщина стінки внутрішнього циліндра вибирається з достатнім запасом для забезпечення стійкості його при стисненні.

Висота δ опорних буртів, вибирається рівною від 5 до 6 мм.

При дії на гідроциліндр зовнішнього навантаження N , робочий тиск p визначається за формулою

$$p = \frac{N}{F} \quad (2.11)$$

При усталеному русі робочої рідини, швидкість руху поршня v визначимо за формулою:

$$v = \frac{Q}{F} \quad (2.12)$$

2.2.2 Вибір конструювання гідравлічного циліндра

Залежно від конструктивної схеми техніки і величини діючих зовнішніх навантажень визначається початкова довжина гідравлічного циліндра в складеному положенні та повний робочий хід його штоків. Як правило, вони визначаються із застосуванням графоаналітичного методу [56, 74, 115].

На рисунку 2.6 представлена схема, що дозволяє визначати параметри конструювання гідравлічного циліндра.

Навантаження N на гідроциліндр визначається за формулою:

$$N = \frac{M}{n \cdot h} \quad (2.13)$$

де M - момент дії вантажу, стріли і вітрового навантаження, Н/м;

n - число гідроциліндрів, $n = 1$ або 2 ;

h - плече гідроциліндра щодо осі обертання, м. (Рис. 2.6).

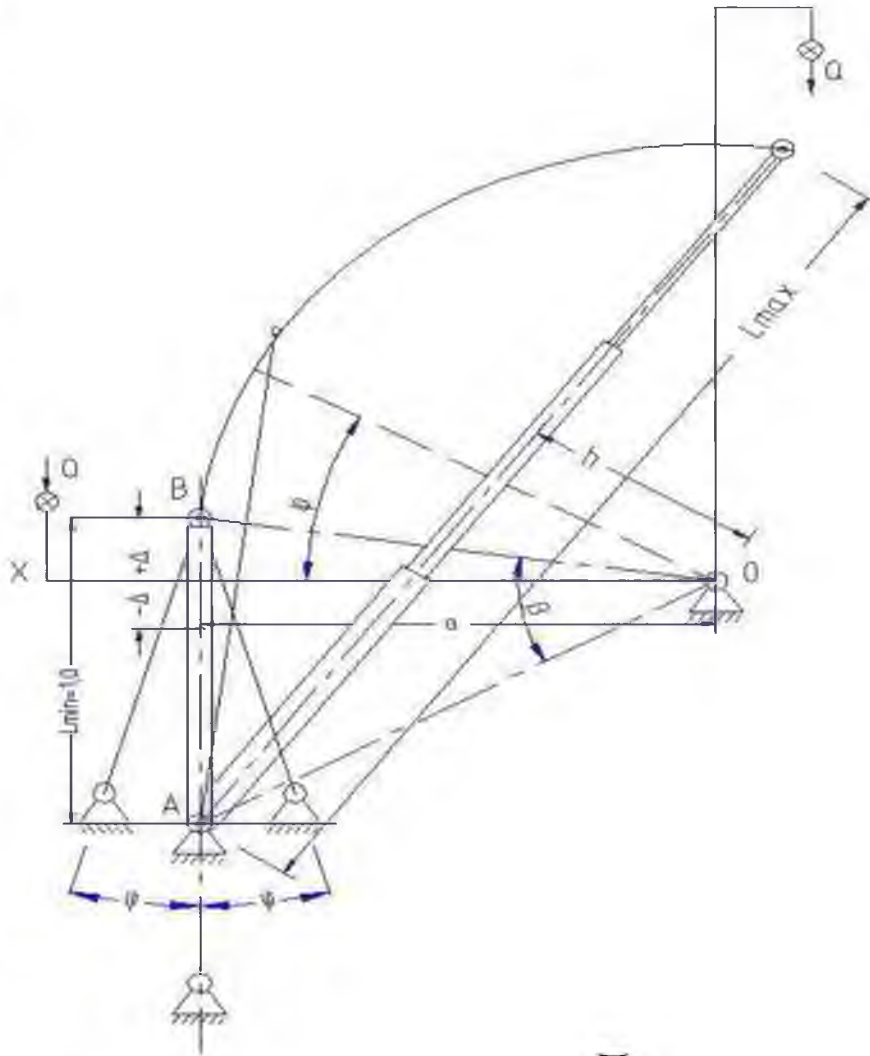


Рисунок 2.6 - Схема для розрахунку компоновання гідроциліндра

З ΔOAB отримуємо

$$h = \frac{\overline{OA} \times \overline{OB} \sin \beta}{\overline{AB}}$$

$$\beta = \arccos \frac{\overline{OA}^2 + \overline{OB}^2 - \overline{AB}^2}{2 \times \overline{OA}^2 \times \overline{OB}^2} \quad (2.14)$$

Для застосовуваних в даний час конструкцій телескопічних гідроциліндрів середні значення початкової довжини складають від 0,81 до 1,31 м, а робочого ходу від 1,61 до 3,04 м.

Введемо припущення, що в початковому положенні вісь вантажної

платформи збігається з горизонтальною віссю Ox .

Гідравлічний циліндр закріплюється на вантажній платформі в точці B а на рамі автомобіля - самоскида в точці A . З представленої на малюнку схеми

видно, що для вибору компоновки гідравлічного циліндра необхідно

варіювати наступними параметрами:

a - величина, що характеризує віддалення гідроциліндра від осі Ox , м;

Δ - величина, що визначає розміщення точки B відносно осі Ox , м;

ψ - кут нахилу гідроциліндра, град.

Для вибору місця кріплення гідроциліндра, точок A , на вантажній платформі і точки B і на рамі машини, виходять з таких міркувань:

При заданому зовнішньому навантаженні, щоб зменшити стискуюче зусилля Q , на початку робочого ходу на гідроциліндр необхідно встановлювати

його під кутом 90° до лінії OB , яка з'єднує обертання платформи з верхнім вузлом кріплення гідроциліндра.

В кінці робочого ходу зусилля на розтяг буде мінімальним тільки в тому випадку, якщо в початковому положенні кут $\angle ABO$ буде за величиною більше

90° . Також зусилля на розтяг буде мінімальним при зміщенні точки кріплення гідроциліндра B вниз, по осі платформи.

Робочий хід гідроциліндра зменшується тільки тоді, якщо в початковому положенні гідроциліндр встановлений гострим кутом $\angle ABO$. Також зменшення робочого ходу сприяє зміщенню точки B вгору від осі платформи.

Поставлена задача кількісної оцінки впливу різних параметрів на зміну розмірів гідроциліндра вирішена в загальному вигляді, для відносно великого

діапазону вихідних параметрів:

$$N = \frac{M_C}{h_1}; \quad N = \frac{M_R}{h_4} \quad (2.15)$$

З формул (2.15) випливає, що якщо відомі значення зовнішніх навантажувальних моментів, в першу чергу максимальний стиск та

максимальний розтяг, величина навантаження на гідроциліндр визначається значенням величин плечей h_1 і h_4 які, в основному залежать від компоновки гідроциліндра на машині, а саме від вибору параметрів a, Δ, Ψ

2.3 Дослідження причини несанкціонованого (аварійного)

опускання (падіння) платформи

В результаті досліджень встановлено, що експериментальним і теоретичним дослідженням гідроприводів машин присвячені роботи Башти Т.М., Грінчар Н.Г., Дідманідзе О.Н., Єресько А.С., Єресько С.П., Мелік - Гайзакова В.І., Оляніча Ю.Д., Рибальченко Д.Є., Шейнака А.А., в яких відзначені як гідності, так і недоліки машин з гідроприводом.

На протязі року виникають відмови в гідравлічних приводах сільськогосподарської транспортної техніки, які ведуть до травмування від 5 до 30 операторів, в основному це травми з важким і смертельним результатом [56,80,81,82,83,101,115,128,136].

Аналіз матеріалів розслідування причин і наслідків нещасних випадків операторів сільськогосподарської транспортної та мобільної техніки, дозволяє зробити висновок про походження нещасних випадків:

- з вини операторів, що порушують вимоги безпеки експлуатації сільськогосподарської техніки;
- ненавчених операторів;
- відсутність належного ремонту і технічного обслуговування техніки;
- конструктивно - виробничих недоліків скидного пристрою платформи сільськогосподарської транспортної техніки, робочих органів сільськогосподарських мобільних машин, [101,115,128].

При експлуатації автомобілів - самоскидів, самоскидних причепів і напівпричепів для забезпечення безпеки операторів, що працюють під перекинутою назад платформою, водій зобов'язаний встановити упор платформи. Даний упор встановлюється тільки при повністю перекинутій порожній платформі згідно керівництву по експлуатації. Однак при незначних

технічних операціях з обслуговування гідравлічних приводів, при огляді агрегатів, оператор, в порушення інструкції з експлуатації автомобіля-самоскида, перекидає платформу на невеликий кут, і працює без встановлення запобіжного упору платформи, що збільшує ризик виникнення нещасного випадку.

Дослідження, проведені під керівництвом Оляніча Ю.Д., показують, що навіть при встановленій запобіжній стійці, при порушенні герметичності гідравлічного приводу різко збільшується загальне навантаження на запобіжний упор, який деформувався і виходив із зачеплення з верхньою опорою платформи, а при неякісному зварюванні взагалі руйнувався [82].

На автомобілях - самоскидах, самоскидних причепах і напівпричепах усіх марок використовується гідравлічний циліндр однобічної дії, що забезпечує тільки швидкий підйом вантажної платформи, опускання платформи здійснюється під дією власної ваги платформи. В такому гідравлічному приводі сільськогосподарської транспортної техніки встановлюється уповільнючий клапан, який зобов'язаний виконувати функції щодо зниження швидкості опускання платформи, тому що при високій швидкості опускання руйнуються кронштейни установки та основа платформи.

Дослідження, проведені під керівництвом Оляніча Ю.Д., довели, що у разі порушення герметичності гідравлічного приводу платформи, при випадковому пошкодженні або розриві гідравлічної магістралі високого тиску, час опускання, а точніше падіння платформи, обчислюється 2 секундами. Такої кількості часу не вистачає для безпечного покидання небезпечної зони, де знаходиться оператор [82].

Дослідження системи кріплення гідроциліндра, як до рами, так і платформі СТЗ, показали, що в процесі експлуатації відбуваються несправності цих вузлів, пов'язані з роз'єднанням кріпильних елементів, зокрема головки гідроциліндра з платформою [56,82,115].

Для виявлення причин даної проблеми виконаємо дослідження поля допусків кріпильного вузла на найбільше та найменше значення.

Схема кріплення головки циліндра в опорній п'яті платформи представлена на рисунку 2.7.

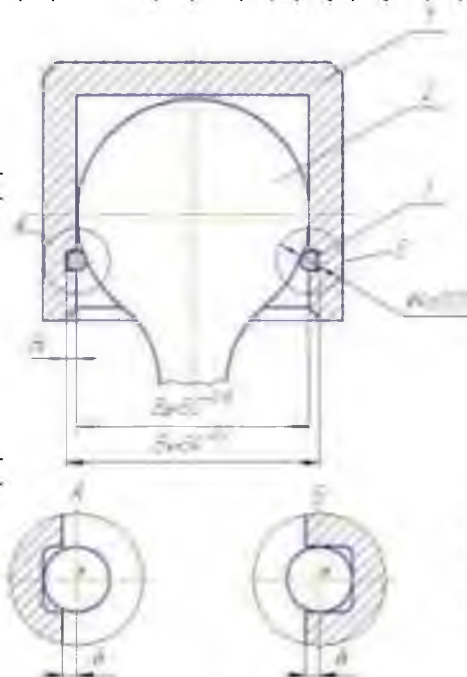


Рисунок 2.7 – Схема вузла кріплення гідроциліндра до платформи або рами автомобіля.

А - схема положення центру стопорного кільця при $V_K \min$, Б - схема положення центру стопорного кільця при $V_K \max$; 1 - п'ята, 2 - кульова головка гідроциліндра; 3 - стопорне кільце.

Вимірне значення глибини виточки під стопорне кільце B_K дорівнює:

$$B_K = \frac{B_1 - B_2}{2} = \frac{54,201 - 50,18}{2} = 2,01 \text{ мм}$$

Значення допуску розміру B_K при розрахунку за найбільшими та найменшими значеннями:

$$\delta B_Z = \sum_{i=1}^n \delta B_i = 0,18 + 0,201 = 0,381 \text{ мм}$$

Відхилення по нижній та верхній межі дорівнюють:

$$B_K^B = \frac{0,381}{2} = 0,191 \text{ мм}$$

$$B_K^H = -\frac{0,38}{2} = -0,191 \text{ мм}$$

Тоді,

$$B_{\text{кmax}} = 2 + 0,191 = 2,191 \text{ мм,}$$

$$B_{\text{кmin}} = 2 - 0,191 = 1,819 \text{ мм}$$

При середньому коефіцієнті розповсюдження розмірів, що дорівнює $K_{CP} = 1,51$, допуск на зазор B_K буде дорівнювати:

$$B_K = K_{CP} \sqrt{\sum_{i=1} \delta B_i^2} = 1,51 \sqrt{0,201^2 + 0,18^2} = 0,41 \text{ мм}$$

$$B_K^B = \frac{0,41}{2} = 0,205 \text{ мм}$$

$$B_K^H = -\frac{0,41}{2} = -0,205 \text{ мм}$$

Отримані результати показали, що:

$$B_{Z\text{max}} = 2,21 \text{ мм,}$$

$$B_{Z\text{min}} = 1,81 \text{ мм,}$$

При цьому діаметр пружинного стопорного кільця дорівнює:

$$d_{\text{max}} = 4,015 \text{ мм}$$

$$d_{\text{min}} = 3,995 \text{ мм.}$$

Дослідження показують, що при вимірюванні дослідження поля допусків на найбільше та найменше значення розмірів виточки під стопорне кільце досліджувалися ситуації, коли розміри виточки мали мінімальне значення і діаметр стопорне кільця був найбільшим. При таких значеннях розмірів вузла

кріплення гідроциліндра центр діаметра стопорного кільця розташовується поза центром виточки, що обов'язково призводить до виникнення додаткових динамічних сил, які виштовхують стопорне кільце з виточки.

Проведемо розрахунок сил, що діють на стопорне кільце у вузлі

кріплення циліндра.

Схема сил, що діють на стопорне кільце, представлена на рисунку 2.8.

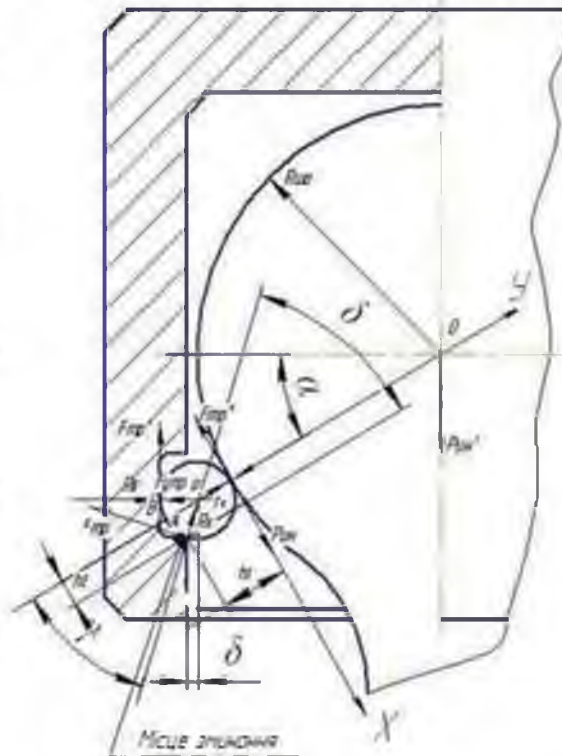


Рисунок 2.8 - Схема сил, що діють на стопорне кільце у вузлі кріплення гідроциліндра

Для виконання розрахунку визначимо значення реакцій R_A і R_B , для цього складемо рівняння для проєкцій сил на вісь X та вісь Y:

$$\begin{aligned} \sum F_Y = 0; & -F_{ин}^m - P_{УПР} \cos \alpha + R_B \cos \alpha - F_{ТР}^B \sin \alpha + R_A \cos \alpha - F_{ТР}^A \sin \gamma = 0 \\ \sum F_X = 0; & F_{ин}^0 - F_{ТР}^0 + R_B \sin \alpha + F_{ТР}^B \cos \alpha - R_A \sin \gamma - F_{ТР}^A \cos \gamma - P_{УПР}^0 \sin \alpha = 0 \quad (2.16) \end{aligned}$$

При допущенні, що:

$$\begin{aligned} F_{ТР}^A &= R_A \operatorname{tg} \varphi; \operatorname{tg} \varphi = 0,15; F_{ТР}^A = 0,151 R_A; F_{ТР}^0 = 0,151 R_{B_V}; \\ P_{УПР} &= 0,171 F_{ин}^B. \end{aligned}$$

Вирішуючи систему рівнянь (2.16), отримаємо:

$$R_A = 0,9398 F_{ИН}^B, \quad R_B = 0,0776 F_{ИН}^B.$$

Рівняння моментів сил відносно точки А, має вигляд:

$$M_A = -F_{ИН}^B \cos \alpha h_1 + F_{ИН}^B \sin \alpha \times 0,15 h_1 + F_{ИН}^B \sin \alpha \times h_2 + 0,0174 F_{ИН}^B \times 2k - 0,07752 F_{ИН}^B \times 2k = 0 \quad (2.17)$$

Сили зі знаком плюс утримують стопорне кільце в виточці, зі знаком мінус - виштовхують.

Проведемо перетворення, для цього члени рівняння (2.17) розділимо на $F_{ИН}^B$ та підставляючи значення плечей (2.18):

$$h_1 = r_K + r_K \cos \gamma = r_K (1 + \cos \gamma) \\ h_2 = r_K \sin \gamma \quad (2.18)$$

Одержимо:

$$\sin \alpha \times 0,15 r_K (1 + \cos \gamma) + \sin \alpha \times r_K \sin \gamma = \cos \alpha r_K (1 + \cos \gamma) + 0,06051 r_K \quad (2.19)$$

где r_K – радіус кільця

Замінімо $\cos \gamma$ на $\cos(\Theta - \alpha)$, розділимо всі члени у формулі (2.19) на r_K і, з огляду на, що $\gamma = \Theta - \alpha$, отримаємо:

$$0,15 \sin \alpha + 0,15 \sin \alpha \times \cos(\Theta - \alpha) + \sin \alpha \times \sin(\Theta - \alpha) = \\ = \cos \alpha + \cos \alpha \times \cos(\Theta - \alpha) + 0,06051$$

Враховуючи, що

$$\cos \Theta = \frac{\delta}{r_K}; \quad \sin \Theta = \frac{\sqrt{r_K^2 - \delta^2}}{r_K}; \quad \cos \alpha = \frac{R_{Ш.О.} - \delta}{R_{Ш.О.} + r_K};$$

$\sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha}$ вирішуємо рівняння відносно δ . Для розрахунку введемо припущення

$$R_{Ш.О.} = 251 \text{ мм} \quad R_{Ш.О.} = const; \quad r_{K \max} = 2,0051 \text{ мм};$$

$$r_{K \max} = 1,9949 \text{ мм.}$$

Виконані розрахунки дозволили отримати значення:

$$\delta = 1,9955929 \text{ мм}; \Theta = 3,0446837 \text{ рад}, r_k = 2,0051000 \text{ мм}.$$

Виконані дослідження показали, несправний стан вузла кріплення головки гідроциліндра залежить від величини F_{III}^B , який також залежить від розмірів деталей вузла кріплення, коли розмір проточки в п'яти менше діаметра стопорного кільця, що утримують функції стопорного кільця - мінімальні.

При величині δ , близькій до r_k , що зустрічаються в конструкціях кріплення вузла гідроциліндра, що збільшують запірні властивості стопорного кільця. Однак, навіть незначна величина наявних інерційних сил, буде виштовхувати кільце з проточки в вузлі кріплення.

Для того, щоб сталася несправність у вузлі кріплення гідроциліндра, в ньому відбувається зминання матеріалу виточки стопорним кільцем, який володіє кращими термічними властивостями, ніж матеріал п'яти опори.

Енергія A , необхідна для того, щоб зім'яло матеріал виточки, тобто зміни форми проточки, дорівнює

$$A = A_D V,$$

Де A_D - енергія, необхідна для деформації одиничного обсягу металу. Н;

V - об'єм металу, що деформується, м³.

$$A_D = \frac{[\sigma_{СЖ}]_{ПР} E}{2} = \frac{[\sigma_{СЖ}]_{ПР}^2}{2}$$

Де $[\sigma_{СЖ}]_{ПР}$ - допустиме мінімальне напруження, при якому відбувається пластична деформація металу;

E - модуль пружності.

Приймаємо:

$$E = 0,221 \cdot 10^6, \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{\text{сж}}]_{\text{ПР}} = 15,51 \cdot 10^2, \text{ МПа,}$$

$$V = 0,281 \text{ м}^3,$$

$$A_{\text{д}} = 54,541 \text{ МПа.}$$

Звідси, величина: $A = 54,541 \times 0,28 = 15,271 \text{ МПа.}$

При цьому інерційна сила, що виникає в вузлі кріплення, дорівнює

$$F_{\text{ИН}}^{\text{В}} = \frac{A}{\Delta h} = \frac{15,271}{0,0151} = 1018,0, \text{ Н}$$

де A - робота, що здійснюється в вузлі кріплення гідроциліндра, МПа,

Δh - величина відносного переміщення елементів кріплення вузла, м.

Величина $\Delta h = 0,0151 \text{ м.}$

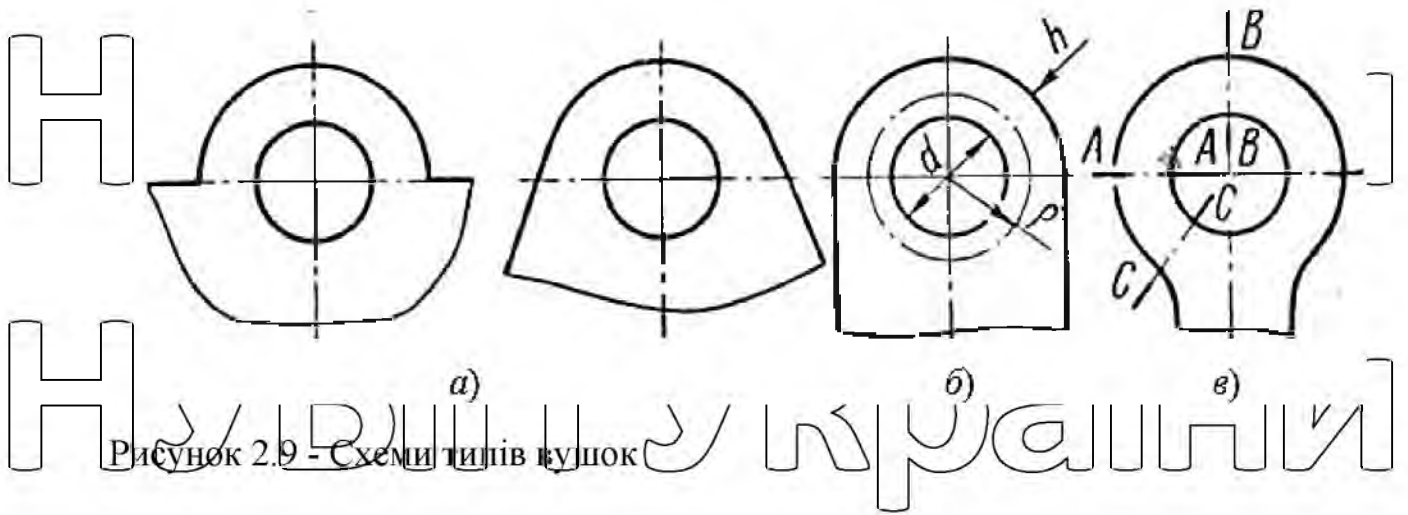
Несправність вузла кріплення гідроциліндра гідроприводу платформи може відбуватися і при менших значеннях інерційних сил, тобто:

$$F_{\text{ИН}}^{\text{В}} = \frac{A}{\sum_{i=1}^n \Delta h_i}$$

Де Δh_i - величина "і-го" переміщення сполучених елементів, м;

n - число переміщень сполучених деталей, од.

Звідси бачимо, що одним з рішень проблеми несправності вузла кріплення, є заміна кульової опори гідроциліндра на вушкочий вузол. Виконаємо розрахунок вушкочих вузлів кріплення гідроциліндра. Для цього необхідно, перш за все, знайти напруження у вузлі (рис. 2.9).



Для розрахунку напруження в вушці застосуємо формулу Ляме:

$$\sigma = q \frac{r^2 + r_1^2}{r^2 - r_1^2} \quad (2.20)$$

При розрахунку напруження в вушці за формулою Ляме необхідно враховувати припущення, що найбільш правильні значення можуть бути отримані тільки при з'єднанні без зазору кріплення вушк, при наявності зазорів, вимірюють додатково момент на згин.

Для розрахунку вушок необхідні наступні дані: тип вушка, ширина, товщина, діаметр вушка та діюче навантаження.

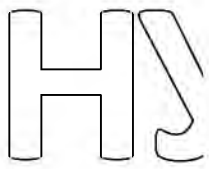
Напруження для різних типів вушок визначаються за формулами:

Для типу вушка представленого на рисунку 2.9а.

Для перетину А-А

НУБІП України

НУБІП України

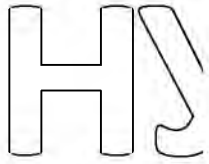


$$\sigma_{BH} = N \left(\frac{1}{2F} - \frac{k_2}{F} + c_1 \rho \frac{k_2}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left(\frac{1}{2F} - \frac{k_2}{F} - c_2 \rho \frac{k_2}{W} \right)$$

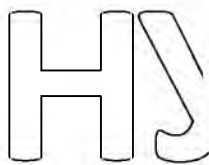
$$\tau = N \frac{k_1}{F}$$

(2.21)

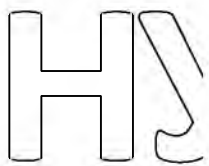
Для перетину $B - B$

$$\sigma_{BH} = N \left(\frac{k_1 + 0,32}{F} - \frac{k_2 + k_1 - 0,18}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + k_1 - 0,18}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left(\frac{k_1 + 0,32}{F} - \frac{k_2 + k_1 - 0,18}{F} - c_2 \rho \frac{k_2 + k_1 - 0,18}{W} \right) \quad (2.22)$$

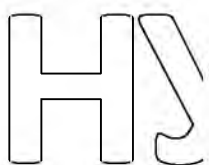


Для типу вушка, представленого на рисунку 2.9б.

Для перетину $A - A$ 

$$\sigma_{BH} = N \left(\frac{1}{2F} - \frac{k_2 + 0,58k_1 - 0,08}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + 0,58k_1 - 0,08}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left(\frac{1}{2F} - \frac{k_2 + 0,58k_1 - 0,08}{F} - c_2 \rho \frac{k_2 + 0,58k_1 - 0,08}{W} \right) \quad (2.23)$$

Для перетину $B - B$

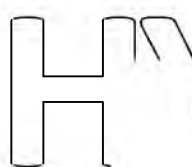
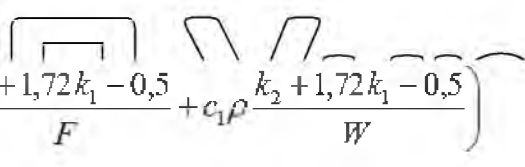
$$\sigma_{BH} = N \left(\frac{1,15k_1 + 0,03}{F} - \frac{k_2 + 1,73k_1 - 0,55}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + 1,73k_1 - 0,55}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left(\frac{1,15k_1 + 0,03}{F} - \frac{k_2 + 1,73k_1 - 0,55}{F} + c_2 \rho \frac{k_2 + 1,73k_1 - 0,55}{W} \right) \quad (2.24)$$

Для типу вушка, представленого на рисунку 2.9в.

НУБІП України

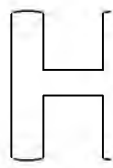
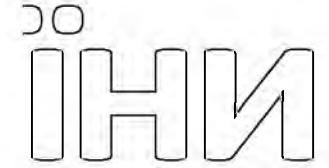
Для перетину $A-A$

$$\sigma_{BH} = N \left(\frac{1}{2F} - \frac{k_2 + 1,72k_1 - 0,5}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + 1,72k_1 - 0,5}{W} \right)$$

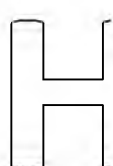

$$\sigma_{HAP} = N \left(\frac{1}{2F} - \frac{k_2 + 1,72k_1 - 0,5}{F} - c_2 \rho \frac{k_2 + 1,72k_1 - 0,5}{W} \right) \quad (2.25)$$

Для перетину $B-B$

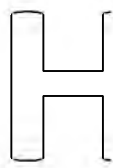



$$\sigma_{BH} = N \left(\frac{2k_1 - 0,54}{F} - \frac{k_2 + 3,72k_1 - 1,54}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + 3,72k_1 - 1,54}{W} \right)$$

Для перетину $C-C$

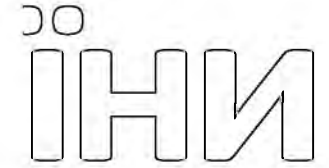



$$\sigma_{HAP} = N \left(\frac{2k_1 - 0,54}{F} - \frac{k_2 + 3,72k_1 - 0,55}{F} - c_2 \rho \frac{k_2 + 3,72k_1 - 1,54}{W} \right) \quad (2.26)$$



$$\sigma_{BH} = N \left(\frac{1 - 1,72k_1}{F} - \frac{k_2}{F} + c_1 \rho \frac{k_2}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left(\frac{1 - 1,72k_1}{F} - \frac{k_2}{F} + c_2 \rho \frac{k_2}{W} \right)$$

$$\tau = N \frac{k_1}{F} \quad (2.27)$$


де D - внутрішній діаметр вушка, м;
 h - ширина вушка, м;

δ - товщина вушка, м;

r - середній радіус кривизни вушка, м;
 F - площа перерізу вушка, м²;
 W - момент опору перерізу вушка, м² · м;

e - відстань від центра ваги до нейтральної лінії, м;

k_1, k_2, c_1, c_2 - коефіцієнти;
 N - діюча на вушко найбільше навантаження на розтягнення, Н;
 $\sigma_{BH}, \sigma_{HAP}$ - нормальне напруження в перетині вушка відповідно на

його внутрішній і зовнішній стороні, Па.
 τ - напруження в вушку, дотичне, Па.

Для визначення допоміжних коефіцієнтів використовуються графіки, на
 рисунку 2.10 представлений графік визначення допоміжних коефіцієнтів.

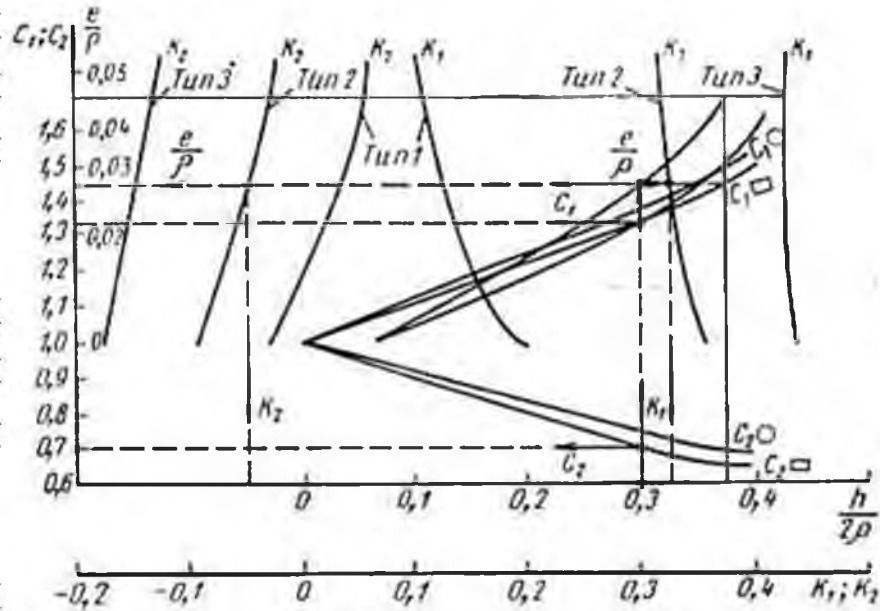


Рисунок 2.10 - Графіки для визначення допоміжних коефіцієнтів в

Для вушок з прямокутним перетином для обчислення нормальних і

дотичних напружень необхідно знати відношення $\frac{h}{2\rho}$, визначити C_1 та C_2 ,

відношення $\frac{e}{\rho}$ для прямокутного перетину, а також необхідно визначити K_1 та

K_2 для обраного типу вушок.

Тоді для даного випадку

$$F = \delta h; \quad W = \frac{\delta h^2}{6}$$

Для вушок круглого перетину

$$\text{В цьому випадку } F = \frac{\pi h^2}{4}; \quad W = 0,1h^3 \quad \rho = \frac{d+h}{2}$$

Для розрахунку напруження вигину, циліндричної паффи
 застосовуємо формулу:

НУБІП УКРАЇНИ

$$\sigma_B = \frac{N}{0,4d^2} \quad (2.28)$$

Для розрахунку питомого тиску у втулці застосовуємо формулу:

НУБІП УКРАЇНИ

$$q = \frac{N}{2dl_1} \quad (2.29)$$

Для розрахунку питомого тиску в кульовій цапфі застосовуємо формулу:

НУБІП УКРАЇНИ

$$q = \frac{6N}{2d_1^2} \quad (2.30)$$

де N - найбільше навантаження на цапфу, Н;

d - діаметр циліндричної цапфи, м;

d₁ - діаметр упору кульової цапфи, м;

l - довжина циліндричної цапфи, м;

l₁ - довжина втулки, м.

НУБІП УКРАЇНИ

Для розрахунку напруження на згин в осях шарнірів гідроциліндра застосовуємо формулу:

НУБІП УКРАЇНИ

$$\sigma_H = \frac{N(l - 0,5l_1)}{0,4d^2} \quad (2.31)$$

де N - найбільше навантаження на вісь шарніра, Н;

l - відстань між реакціями опор, м;

l₁ - довжина втулки вушка, м;

d - діаметр осі шарніра, м.

НУБІП УКРАЇНИ

2.4 Обґрунтування конструктивних параметрів завірно - регулюючого пристрою

В Україні та за кордоном для плавного, з постійною швидкістю, опускання платформи з гідроприводом застосовуються спеціальні технічні пристрої, до яких відносяться дроселі і сповільнювачі [56,82,115].

Дросельні пристрої діляться на:

- регульовані;
- не регульовані.

У регульованих дроселів зміна площі прохідного перетину дозволяє варіювати швидкістю і витратою робочої рідини (газу).

Завдяки різноманітній формі прохідного перетину та регулюючому елементу, дросельні пристрої підрозділяються на:

- ❖ голчасті;
- ❖ циліндричні;
- ❖ канавкові;
- ❖ пластинчасті.

На рисунку 2.11 представлені окремі типи дроселів.

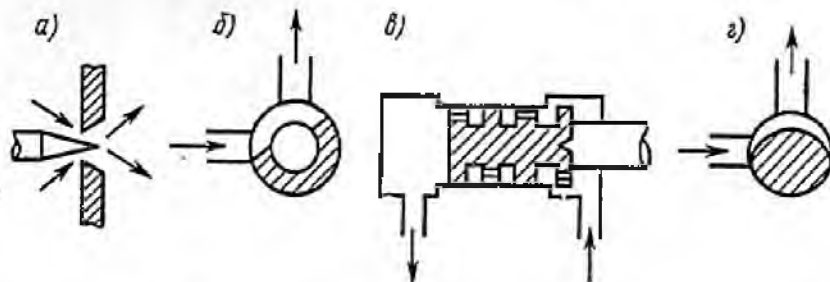


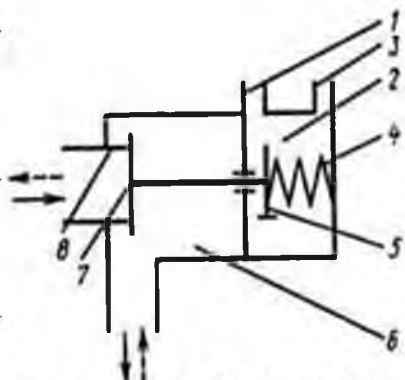
Рисунок 2.11 - Схеми дросельних пристроїв:

- а - голчастого типу; б - циліндричного типу; в - пластинчастого типу;
г - канавкового типу

У ряді випадків для управління витратою робочої рідини (газу) використовують гідралічні (пневматичні) клапани.

Схема гідралічного клапана представлена на рисунку 2.12.

НУБІЛІ АІІНІ



НУБІЛІ АІІНІ

Рисунок 2.12 - Схема гідравлічного клапана:

- 1 - підвідна лінія для керуючого тиском клапана; 2 - керуюча порожнина; 3 - лінія для виконання дренажу; 4 - пружина гідравлічного клапана; 5 - поршень гідравлічного клапана; 6 - рідинна порожнина; 7 - тарілка гідравлічного клапана; 8 - сідло гідравлічного клапана;

НУБІЛІ АІІНІ

- рух гідравлічної рідини в клапані прямої дії.
- рух гідравлічної рідини в клапані зворотної дії.

Щоб зменшити габарити і масу гідравлічного клапана, в його конструкції

НУБІЛІ АІІНІ

передбачена тарілка, що переміщається під дією високого керуючого тиску робочого тіла.

В сільськогосподарському машинобудуванні, в сільськогосподарських транспортних і мобільних машинах, встановлюються гідроциліндри

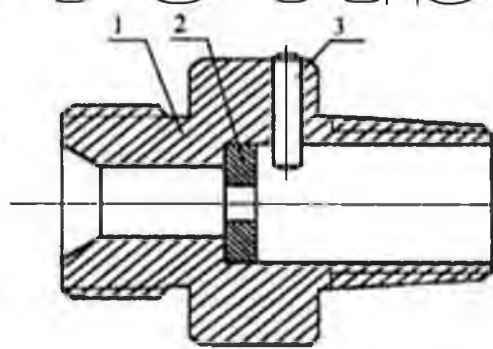
НУБІЛІ АІІНІ

односторонньої дії, які забезпечують швидкий підйом органів платформ, робочих органів і постійний час опускання [10,47].

На сучасних платформах СТТ, з гідроприводом, для регулювання швидкості переходу платформи з крайнього заднього положення в транспортне застосовуються сповільнювачі.

НУБІЛІ АІІНІ

На рисунку 2.13 представлений стандартний уповільнювачий клапан для самоскидної техніки.



НУБІЛІ АІІНІ

Рисунок 2.13 - Уповільнюючий клапан: 1 - корпус; 2 - шайба; 3 - штифт.

2.5 Експериментальні дослідження працездатності макетного зразка запірно-регулюючого пристрою

Завданням проведення даного експериментального дослідження полягає в доказі працездатності розробленого зразка при проведенні експериментальних досліджень в лабораторних і польових умовах. Польові дослідження дозволять порівняти отримані результати дослідження запірно-регулюючого пристрою з параметрами уповільнюючого клапана і каліброваного отвору [56.88,115].

При експериментальних дослідженнях контролюються величини:

t - час підйому і опускання платформи, с.

Відповідно t_0 - час опускання платформи, t_1 - час підйому

T - температура навколишнього середовища, T° ,

m - маса вантажу на платформі, кг,

h - висота підйому платформи, м;

d - діаметр отвору в штуцері, м.

В результаті досліджень постійно контролювався рівень та якість робочої рідини в гідроприводі.

Алгоритм експериментальних досліджень:

1. Перевіряємо працездатність сільськогосподарської транспортної техніки, в тому числі працездатність гідроприводу.

2. Перевіряємо кількість і якість робочої рідини в гідроприводі.

3. Вимірюємо температуру повітря.

4. Вимірюємо навантаження незавантаженої платформи.

5. Вимірюємо діаметр калібрувального отвору в штуцері гідроциліндра.

6. Вимірюємо висоту підйому платформи. Підйом здійснюємо до повного виходу гідроциліндра. Опускаємо платформу. Вимірюємо час

підйому і час опускання платформи.

7. В гідропривод встановлюємо уповільнюючий клапан.

8. Вимірюємо висоту підйому платформи. Підйом здійснюємо до повного виходу гідроциліндра. Опускаємо платформу. Вимірюємо час підйому і час опускання платформи.

9. В гідропривод монтуємо запірно - регулюючий пристрій з уповільнюючим клапаном.

10. Вимірюємо висоту підйому платформи. Підйом здійснюємо до повного виходу гідроциліндра. Опускаємо.

11. Навантажуємо платформу додатковим вантажем. Шляхом зважування визначаємо її масу з вантажем.

12. Досліди з завантаженою платформою проводять в тій же послідовності як в п.5, п. 7, п. 9.

13. Всі вимірювання проводилися з 10 - ти кратною повторністю. Отримані результати значень часу підйому і опускання платформи, з вантажем і без вантажу, заносилися в таблицю. В результаті експерименту проведено кілька сеансів, з 20 хвилинною перервою.

Примітки. 1. Робочі режими працездатності сільськогосподарської транспортної техніки і гідроприводу, при проведенні експерименту, були постійними.

2. При обробці результатів досліджень застосовувалися статистичні методи.

3. Всі експериментальні дослідження проводилися з дотриманням всіх необхідних заходів безпеки.

Висновки до розділу

1. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень проблеми підвищення безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки можна зробити наступні висновки:

2. Доведено, що вузол кріплення гідроциліндра до платформи - стопорне

кільце - виточка при певних умовах не виконує своїх функцій. Кільце під впливом інерційної сили руйнує розміри виточки швору платформи, що є причиною несправності вузла.

3. Доведено, що місце установки гідроциліндра на платформі, число секцій телескопічного циліндра, кут підйому платформи, стан навколишнього середовища, відсутність додаткових запобіжних і блокувальних систем є факторами, що впливають на безпеку сільськогосподарської транспортної техніки.

4. Робоча гіпотеза вдосконалення гідроприводу скидного пристрою платформи сільськогосподарської транспортної техніки за умовами безпеки водіїв полягає в фіксації платформи при несправності гідроприводу за допомогою запобіжних і блокувальних систем, спрацювання яких не залежить від працездатності гідравлічної системи і не вимагає стороннього втручання оператора.

5. Аналіз статистичної інформації, безпосередній аналіз безпечної експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки дозволяє виявити об'єктивні причини досліджуваної проблеми і намітити основні напрямки в розробці методів і технічних систем підвищення безпеки.

6. Експериментальні дослідження систем запобігання несанкціонованого (аварійного) опускання (падіння) платформ сільськогосподарської транспортної техніки дозволяють дати висновок про їх працездатності та ефективності.

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Сучасний рівень надійності гідроприводів сільськогосподарських машин

Надійність експлуатації гідравлічних приводів сільськогосподарської транспортної техніки та мобільних сільськогосподарських машин залежить від умов їх експлуатації, обслуговування, зберігання та ремонту [38-56].

Для оцінки режимів експлуатації гідравлічних приводів застосовуємо наступні показники:

1. Коефіцієнт застосування номінального тиску в гідравлічному приводі визначається за формулою:

$$K_P = \frac{P_{EKB}}{P_{НОМ}} \quad (3.1)$$

де

$$P_{EKB} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n P_i^3 \times \frac{\tau_i}{\tau_{заг}}}$$

$P_{НОМ}$ - номінальний тиск в гідравлічній системі, Па;

P_i - тиск у гідравлічній системі за i -й період роботи, Па;

τ_i - час, протягом якого гідравлічна система працює під тиском P_i , год.

$\tau_{заг}$ - загальний час роботи гідравлічної системи, год.

2. Коефіцієнт тривалості роботи гідравлічного приводу під навантаженням протягом всієї робочої зміни визначається за формулою:

$$K_{ЗМ} = \frac{\tau_H}{\tau_{ЗМ}} \quad (3.2)$$

Де $\tau_{ЗМ}$ - повне час роботи за зміну, год;

τ_p - час роботи під навантаженням протягом зміни, год.

3 Коефіцієнт застосування гідравлічного приводу в експлуатації протягом року визначається за формулою:

$$K_{PIK} = \frac{\tau_p}{\tau_{PIK}} \quad (3.3)$$

де τ_p - час роботи протягом року, змін;

τ_{PIK} - календарний час роботи, змін.

4. Загальна кількість включень гідравлічного приводу в роботу, в годину - ГВ.

Окрім перерахованих показників використовують наступні коефіцієнти:

1) коефіцієнт коливань тиску робочої рідини в гідравлічному приводі визначається за формулою:

$$K_{\Delta P} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{CP}} \quad (3.4)$$

2) коефіцієнт використання потужності гідравлічного приводу визначається за формулою:

$$K_N = \frac{N_{\Phi}}{N_T} \quad (3.5)$$

де N_{Φ} - фактична потужність, що передається гідравлічним приводом, Вт;

N_T - теоретична потужність, що розвивається гідравлічним приводом, Вт.

Значення коефіцієнтів застосовуються в розрахунках показників експлуатації гідравлічних приводів наведені в таблиці 3.1.

НУБІП України

Таблиця 3.1

Значення коефіцієнтів експлуатації гідравлічних приводів

Режим експлуатації гідроприводів	Показники					
	K_p	$K_{зм}$	$K_{год}$	$ГВ$	$K_{ДР}$	K_N
Легкий	0.39	0.29	0.49	99	0.19	0.49
Середній	0.39	0.29	0.49	199	0.19	0.49
	0.69	0.29	0.69	399	0.39	0.69
Важкий	0.69	0.49	0.69	200	0.39	0.69
	0.89	0.79	0.89	400	0.79	0.89
Дуже Важкий	0.89	0.79	0.89	399	0.79	0.89

Дослідження показують, що основними режимами експлуатації гідроприводів сільськогосподарської транспортної техніки та мобільних машин - середній та важкий.

Гідроприводи сільськогосподарських гідрофікованих машин повинні забезпечувати наступні технологічні вимоги, обумовлені специфікою роботи самоскидних платформ та робочих органів.

- забезпечити швидкість виходу ланок гідронасоса в межах потужності;
- забезпечити захист гідронасосів від виникаючих перевантажень робочого обладнання;
- забезпечити обмеження швидкості вихідних ланок;
- забезпечити зручність керування гідроприводом.

Забезпечення зазначених вимог досягається правильним підбором гідронасоса і конструкції виконавчого механізму.

Найбільша ефективність застосування потужності гідроприводу досягається при мінімальних втратах.

Ефективність використання гідроприводу повинна відповідати наступним критеріям

1. Узагальненому критерію раціонального використання потужності гідроприводу:

2 $k_0 = k_{Nt} \eta_H (1 - k_D)$

Узагальненому коефіцієнту корисної дії гідравлічного приводу:

$$\eta_0 = \eta_H (1 - k_D)$$

де k_{Nt} - коефіцієнт часу використання потужності гідравлічного насоса за час робочого циклу гідравлічного приводу;

η_H - коефіцієнт корисної дії гідравлічного насоса в робочому циклі гідравлічного приводу;

k_D - частка потужності електродвигуна, що витрачається на приводи застосовуваного допоміжного пристрою.

В даний час проходить вдосконалення гідравлічних систем

сільськогосподарської транспортної техніки шляхом переходу на гідравлічне

обладнання високого тиску, збільшення загальної кількості агрегатів в гідравлічному приводі, збільшенням числа зв'язків між агрегатами.

Застосування нових технологій у виготовленні агрегатів гідравлічного приводу дозволяють збільшити якість виготовлення сполучених деталей, що

пред'являють високі вимоги до якості робочої рідини, до наявності в ній

сторонніх домішок-продуктів зносу деталей і т.д. Гідравлічні приводи стали

більш чутливі до впливу чинників навколишнього середовища, наявності транспортно-технологічних вібрацій.

Перераховані фактори вимагають розробки і впровадження інженерних і

організаційно-технічних заходів для забезпечення надійності і працездатності гідроприводів.

Висока надійність гідравлічних приводів машин досягається наявністю

наступних факторів представлених на рисунку 3.1.

НУБІП України

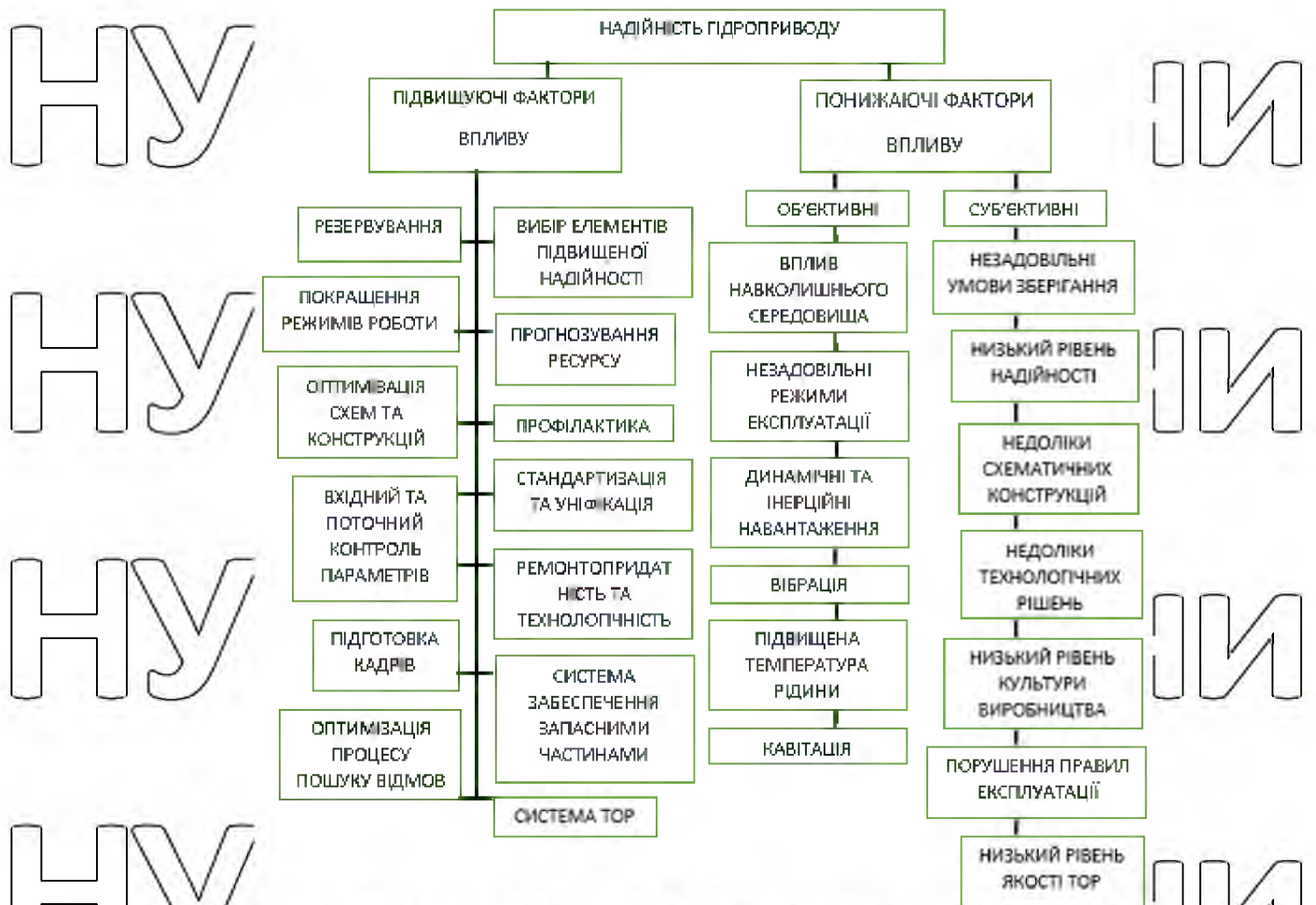


Рисунок 3.1 – Виробничі фактори, що впливають на надійність гідравлічного приводу

В даний час в забезпеченні надійності гідроприводів гідрофікованих машин виділяються наступні напрямки:

1. Розвиток математичних методів дослідження на основі теорії надійності, математичного моделювання технічних пристроїв.
2. Дослідження і розробку технічних пристроїв, що підвищують надійність і безпеку гідроприводів при проєктуванні і виготовленні.

3.1.2 Розробка телескопічного гідроциліндра двосторонньої дії з механізмом фіксації

3.1.3 Опис розробленого телескопічного гідроциліндра

Пропонуємо використовувати в гідравлічному приводі складного пристрою платформи сільськогосподарської транспортної техніки,

телескопічний трисекційний гідравлічний циліндр з механізмом фіксації штока - механічним кульковим замком. Завдяки наявності в гідравлічному циліндрі механічного замка, в разі порушення герметичності гідроприводу, механічний кульковий замок не дозволить платформі опуститися на раму сільськогосподарської транспортної машини, тому що замок автоматично фіксує платформу в піднятому положенні (рис. 3.2).

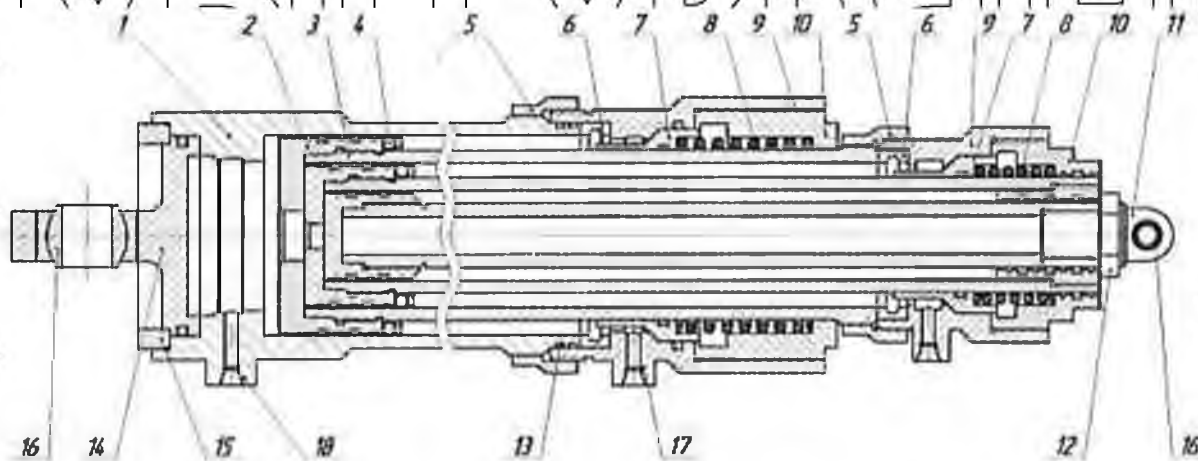


Рис. 3.2 - Схема силового гідроциліндра:
 1 - корпус; 2 - шток; 3 - поршень; 4 - кульки механічного замка; 5 - стоп-гайка; 6 - кільце замку; 7 - розпірний циліндр; 8 - пружина; 9 - запірний циліндр; 10 - напрямні; 11 - вушкочий вузол.

Силовий гідроциліндр є гідроциліндром двосторонньої дії, в якому випуск і прибирання штоків здійснюється за рахунок гідроприводу гідрофікованої машини і складається з корпусу 1, штока 2, виконаного з телескопічних секцій, на одному з кінців кожної секції кріпиться поршень 3.

По колу поршня з боку секції штока виконано вісім наскрізних отворів, що утворюють сепаратори з гніздами для кульок, від випадання з гнізд всередину порожнини поршня кульки утримуються зовнішньою поверхнею секції штока, від випадання назовні з поршня кульки утримуються внутрішньою поверхнею циліндричного корпусу або внутрішньою поверхнею секцій штока (для кульок наступних секцій. рисунок 3.3).

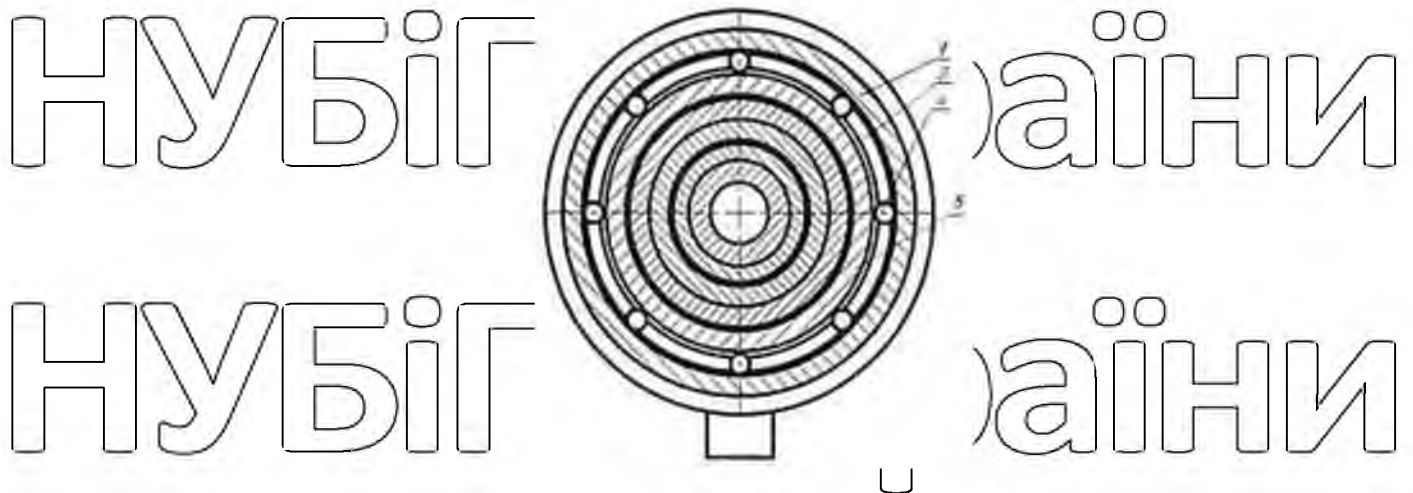


Рис. 3.3 - Схема сепаратора: 1 - корпус; 2 - поршень; 3 - шток; 4 - кульки

Кульки 4 мають деякий ступінь свободи для переміщення в гніздах. У конструкції гідроциліндра також є сполучні гайки 5, кільця замку 6, розпірні циліндри 7, пружини 8, запірні циліндри 9, направляючі секції штока циліндрів 10, вушкові вузли 11, 14, сферичні шарніри 16. У зборі сепаратор, розпірний і запірний циліндри складають механізм фіксації. Для забезпечення співвісності, при монтажі, щодо вузлів кріплення рами і самоскидної платформи, вушковий вузол 11 від провертання фіксує контргайка 12, вушковий вузол 14 надійно притиснутий до кільцевого виступу корпусу циліндра різьбовою гайкою 15. Для герметичності з'єднань використовуються ущільнювальні гумові кільця 13.

3.2. Розробка конструкцій блокувальних і запобіжних систем платформи

3.2.1 Розробка запірно - регулюючого пристрою

Для розрахунку параметрів автоматичного регулятора гідравлічної системи скидного пристрою платформи причепа самоскида 2НТС - 6, введемо позначення такі величини:

$G_{MAX} = 5G = 5 \cdot 10^4$, Н - маса рухомої частини платформи і вантажу;

$G_{MIN} = 1G = 1 \cdot 10^4$, Н - маса рухомої частини платформи без вантажу;

$S = 113 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ - площа поршня гідроциліндра.

Об'ємну витрату робочої рідини Q визначимо, допускаючи, що з міркувань безпеки оператора, який працює при піднятій платформі, середній

допустимий час опускання платформи (t) має бути в межах 35 секунд. Для розрахунку візьмемо $t = 31$ с., при цьому робочий хід гідроциліндра (x) буде дорівнювати 0,93 м. Для розрахунку $x = 0,931$ м. Тоді витрата робочої рідини становитиме:

$$Q = \frac{XS}{t} = \frac{0,93 \times 113 \cdot 10^{-4}}{30} = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.21)$$

Для розрахунків приймаємо: $\Delta l = 0,01$ м та $L = 5 \cdot 10^{-3}$

3.2.2 Проведення експериментальних досліджень запірно-регулюючого пристрою

Експлуатаційні характеристики розробленого автором запірно-регулюючого пристрою платформи досліджувалися на самоскидному причепі марки 2ПТС-6. В якості базових (порівняльних) зразків одночасно досліджувалися уповільнюючий клапан та штуцер з каліброваним отвором, що застосовуються в даний час на самоскидних платформах. Результати дослідження наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Час опускання і підйому платформи

Опускання, т.с						Підйом, т.с					
Маса платформи без вантажу = 1164 кг			Маса платформи з вантажем = 2664 кг			Маса платформи без вантажу = 1164 кг			Маса платформи з вантажем = 2664 кг		
1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
54,1	39,1	26,1	54,1	29,1	21,1	19,1	19,1	19,1	59,1	61,1	59,1
54,1	41,1	29,1	54,1	31,1	21,1	19,1	19,1	19,1	61,1	61,1	59,1
54,1	40,1	27,1	54,1	30,1	21,1	19,1	19,1	19,1	60,1	61,1	59,1
54,1	40,1	27,1	54,1	30,1	21,1	19,1	19,1	19,1	60,1	61,1	59,1

Результати порівняльних досліджень показали, що установка запірно-регулюючого пристрою на робочий гідроциліндр платформи дозволяє забезпечити, на відміну від порівнюваних пристроїв (уповільнюючого клапана і

штуцери з каліброваним отвором), постійне час опускання платформи. Разом з тим, установка пристрою не впливає на встановлений технологічний час підйому.

Як видно із таблиці 3.2, встановлення розробленого пристрою дозволило забезпечити, на відміну від порівнюваних пристроїв, постійне час опускання платформи. Розбіжність розрахункового $t_{\text{р}} = 56,36$ с і фактичного $t_{\text{ф}} = 54,1$ с часу опускання платформи не перевищувало 4,19%.

3.3 Опис розробленого пристрою регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи

Пристрій регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи представлено на малюнку 3.12.

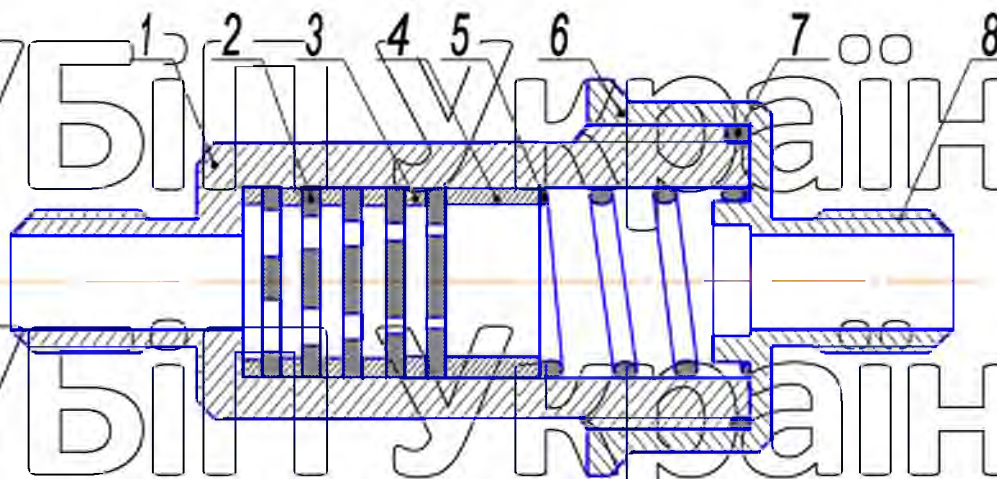


Рис. 3.12 - Пристрій регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи:

- 1 - корпус; 2 - дросельні шайби; 3 - кільця; 4 - втулка; 5 - пружина;
6 - кришка; 7 - ущільнення; 8 - штуцер

Корпус 1, через кутовий перехідник, кріпиться до штуцера гідравлічного циліндра. На штуцер 8 накрутається гайка шланга високого тиску від гідравлічного насоса сільськогосподарської/транспортної техніки (на рисунку 3.13 рукав не показаний). Кільця, втулка і дросельні шайби утримуються від провертання в корпусі за допомогою шліца на корпусі. Для герметичності

з'єднань використовуються фторопластові і гумові кільця 7.

Пристрій регулювання швидкості підйому - опускання працює наступним чином. Під час підйому платформи за допомогою гідравлічного циліндра робоча рідина під тиском, через штуцер 8 пристрою регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи підводиться до гідроциліндра. Швидкість регулювання швидкості підйому (опускання) здійснюється підбором дросельних шайб.

3.3.1 Опис розробленого гідравлічного скидного пристрою

Гідравлічне скидний пристрій для сільськогосподарської транспортної техніки складається з агрегатів які застосовуються в сучасних автомобілях - самоскидак (рис. 3.16)

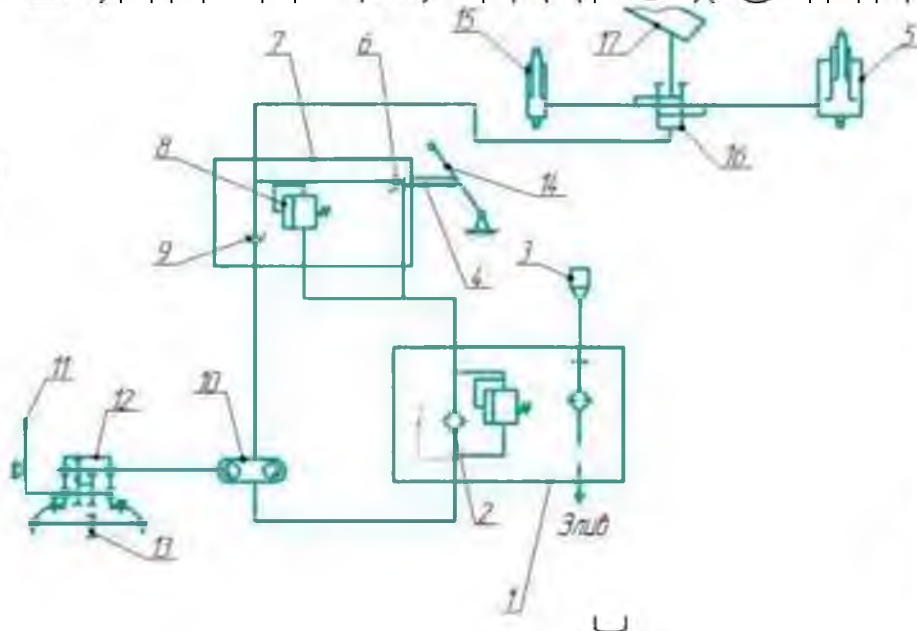


Рис. 3.16 - Гідравлічний скидний пристрій:

- 1 - бак; 2 - зливний сітчастий фільтр із запобіжним клапаном; 3 - заливна горловина; 4 - штовхачі клапана опускання платформи; 5 - телескопічний трисекційний гідроциліндр; 6 - клапан опускання платформи; 7 - кран керування; 8 - запобіжний клапан крана управління; 9 - зворотний клапан; 10 - наєос шестеренний; 11 - важіль управління коробкою відбору потужності; 12 - коробка відбору потужності; 13 - шестерня заднього ходу коробки передач автомобіля; 14 - важіль управління коробки автомобіля самоскида; 15 - гідроциліндр двосторонньої дії; 16 - узгоджувальний клапан; 17 - самоскидна платформа; 18 - запобіжний упор.

Додатково в стандартну схему скидного пристрою встановлено:

узгоджувальний клапан, забезпечує послідовність подачі гідравлічної рідини в гідроциліндри 5 і 15; запобіжний упор, що складається з двох секцій. Запобіжний упор основою секції 19 кріпиться до вантажної платформи 17, основою секції 18 до рами автомобіля - самоскида 23. Секція 18 має вушко 21 і наплив 22 (рис. 3.17).

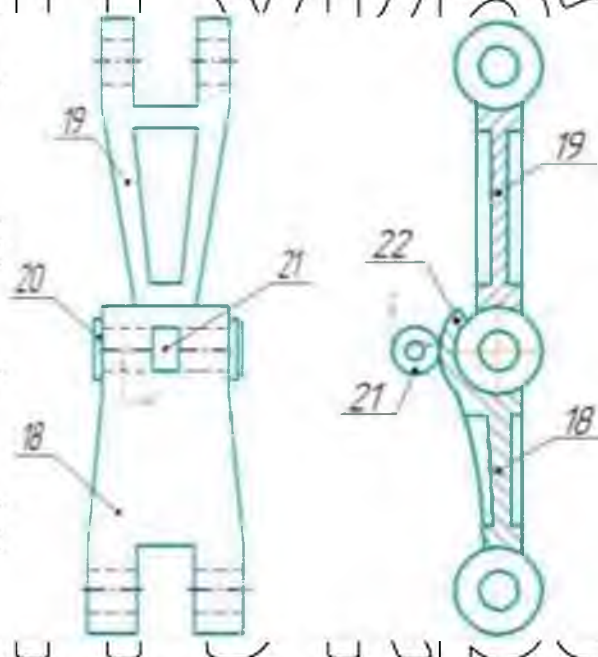


Рис. 3.17 - Запобіжний упор вантажної самоскидної платформи

У прибраному положенні вантажної самоскидної платформи запобіжний упор знаходиться в складеному положенні. Для підйому платформи вмикається гідравлічний насос і гідравлічна рідина з бака почне надходити по всмоктуючій магістралі в насос, а звідти під тиском, через перший відкритий канал узгоджувального клапана 16 в телескопічний трисекційний гідроциліндр 5. При підйомі платформи на розрахунковий кут, перший відкритий канал узгоджувального клапана 16 закривається, перепускаючи гідравлічна рідина по другому каналу, в гідроциліндр 15. Шток гідроциліндра 15 висувається, через вушко 21 впливаючи на шарнір запобіжного упору 20, зрушуючи його вправо. При цьому верхня секція 19 зупиниться на напливі 22 нижньої секції 18, не даючи самовільно опуститися самоскидній платформі у випадку розгерметизації системи підйому (опускання).

Для опускання вантажної самоскидної платформи гідравлічна рідина,

через другий канал узгоджувального клапана подається в гідроциліндр 15, який починає рухатися, зрушуючи шарнір запобіжного упору вліво, при досягненні розрахункового кута закривається другий відкритий канал узгоджувального пристрою 16, відкривається перший канал, що дозволяє гідравлічній рідині з телескопічного трисекційного гідроциліндра 5 надходити в гідравлічний бак.

Секції гідроциліндра починають прибиратись, секції запобіжного упору складаються, самоскидна платформа сідає на раму автомобіля - самоскида.

Схема запобіжного упору вантажної самоскидної платформи в положенні запобіжного пристрою показано на рисунку 3.18.

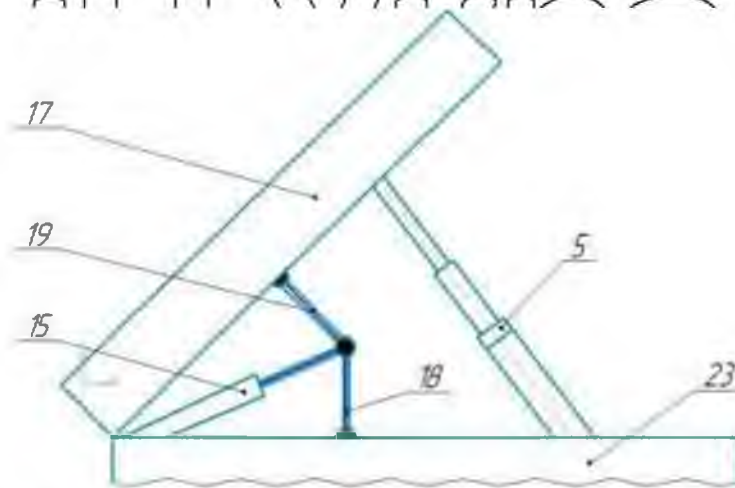


Рис. 3.18 - Схема фіксації платформи автомобіля - самоскида в піднятому положенні.

Висновки до розділу

Результати проведених досліджень дозволяють зробити наступні висновки:

1. Розроблена імітаційна математична модель, що дозволяє визначати характеристики силового гідроциліндра гідроприводу свідного пристрою з більш високим ступенем точності.

2. Існуючі на сьогоднішній день системи забезпечення безпеки гідроприводів сільськогосподарської транспортної техніки не забезпечують необхідного рівня безпеки, що веде до значних економічних втраг, зниження ефективності експлуатації. Домнуючим фактором наслідків відмови гідроприводу є безпека

водія.

3. Доведено, що розроблена конструкція силового гідравлічного циліндра з механічним кульковим замком, для скидного пристрою платформи забезпечує безпечну роботу замка з ймовірністю, яка дорівнює 0,998.

4. З метою підвищення безпеки водіїв при обслуговуванні гідроприводів сільськогосподарської транспортної техніки розроблено пристрій регулювання швидкості підйому (опускання) платформи, результати випробувань якого підтверджують його працездатність.

5. Розроблений гідравлічний скидний пристрій, запірно - регулюючий пристрій дозволяють забезпечити фіксацію платформи (робочого органу) при обриві магістралі гідравлічної системи.

6. Результати експериментальних досліджень розроблених технічних засобів безпеки скидального пристрою сільськогосподарської транспортної техніки дозволяють констатувати їх працездатність до рекомендацій практичного застосування.

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Розрахунок економічної оцінки ефективності дослідження

Економічна ефективність від заходів, пов'язаних з підвищенням безпеки операторів сільськогосподарської транспортної техніки за рахунок вдосконалення гідравлічного скидного пристрою, виражається в підвищенні продуктивності праці, але в основному, ефект пов'язаний зі зростанням фінансових і економічних втрат підприємства, які воно понесе в результаті нещасного випадку. При цьому знижується працездатність працівників, скорочуються термини активної трудової діяльності при отриманні інвалідності, тим більше в разі летального результату.

Загальні економічні втрати від наслідків виробничого травматизму визначаються за формулою:

$$P_{\text{заг}} = \sum_{i=1}^n P_i \quad (4.1)$$

де P_i - складові економічних втрат, грн.

Якщо летальний результат потерпілого настав через деякий час після нещасного випадку, розрахунки ведуться як по травмі з тимчасовою непрацездатністю P_1 за формулою:

$$P_1 = Z_d \cdot D \quad (4.2)$$

Де Z_d - денна зарплата, грн.;

D - число днів непрацездатності.

При розрахунках, які враховують компенсацію додаткових витрат в результаті травми працівника P_5 , розраховують також втрати фінансових коштів в медичний заклад до якого звернувся потерпілий P_6 , за формулою:

$$P_6 = C_K \cdot D_K + C_A \cdot P_A \quad (4.3)$$

де C_k - вартість одного дня клінічного лікування, грн./дн.;

L_k - тривалість лікування в стаціонарі, дн.;

C_A - вартість одного відвідування поліклініки, грн.;

P_A - кількість відвідувань поліклініки.

Якщо потерпілий отримав смертельну травму, то розрахунок показників пов'язаних з витратами лікувального закладу P_4 , не визначають.

Розмір вартості пошкодженого обладнання P_4 визначимо за формулою (4.4).

$$P_2 = Z_q \cdot T \cdot P,$$

$$P_3 = Z_{DK} \cdot N \cdot T_p + P_d$$

де N - число членів комісії, чол. $N \geq 3$;

T_p - тривалість розслідування, дн.; $T_p \leq 3$;

Z_{DK} - середня заробітна денна плата члена комісії, грн.;

P_d - інші витрати, пов'язані з розслідуванням, грн. [67, с. 48].

Розмір вартості пошкодженого обладнання P_4 визначимо за формулою

$$P_2 = BV \cdot P / 100 \quad (4.4)$$

де BV - балансова вартість обладнання, грн.;

P - відсоток пошкодження

При визначенні втрат також враховують фінансові втрати підприємства

P_6 , пов'язані з підготовкою і навчанням нового працівника, який замінить на робочому місці загиблого.

Якщо потерпілий працівник отримав травму, яка викликала інвалідність, а потім смертельний результат, розрахунок виплат потерпілому P_7 виконують за формулами (4.7) або (4.8), а також виплату пенсії по інвалідності P_9 , якщо збиток визначається в масштабі України.

$$P_7 = Z_{MI} \cdot T_{PI} \cdot K_{VP} \cdot Y / 100 \quad (4.6)$$

де $У$ - втрачена частина працездатності, %.

Число місяців відшкодування шкоди T і розраховують за формулою:

$$T_{\Pi} = 12(\Pi_{\text{В}} - B_{\Pi}), \quad (4.7)$$

$\Pi_{\text{В}}$ - пенсійний вік (чоловіки - 62 років, жінки - 60 років);

B_{Π} - вік потерпілого, років.

Приклад

$$\Pi_2 = 3_{\text{ч}} \cdot T \cdot P = 780 \cdot 2 = 1560 \text{ грн}$$

У розслідуванні нещасного випадку брали участь 5 осіб. $N=5$. При цьому середня заробітна плата члена комісії з розслідування дорівнює 12000 грн за місяць.

$$ЗДК = 12000/25 = 480,0 \text{ грн}$$

Розслідування нещасного випадку відбувалося протягом 15 діб. За

формулою (4.8) вирахуємо витрати Π_3 , які складуть:

$$\Pi_3 = 3_{\text{ДК}} \cdot N \cdot T_{\text{Р}} + \Pi_{\text{Д}} \quad (4.8)$$

$$\Pi_3 = 480,0 \cdot 5 \cdot 15 + 12000,0 = 48000 \text{ грн}$$

Також держава виплачує постраждалим одноразову допомогу Π_{10} . Цей показник приліжно дорівнює сумі $100/1921 = 192100$ грн

Визначимо загальну суму втрат на одного потерпілого

$$\Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_{10} + \Pi_{11} = 1560,0 + 48000,0 + 192100 + 170416,0 = 412076 \text{ грн.}$$

Загальні втрати підприємства в результаті нещасного випадку складуть 412076 грн.

Такого збитку сільськогосподарське підприємство може уникнути, якщо приділить увагу питанням забезпечення безпеки водіїв сільськогосподарської транспортної техніки і звертаючи увагу на наявність на сільськогосподарській транспортній техніці пристроїв, що запобігають несанкціоноване (аварійне) опускання (падіння) платформи. Таким пристроєм може бути пристрій забезпечення безпеки, розроблені в магістерській роботі.

Економічний ефект від пристрою розробленого гідроциліндра на 100

автотранспортних засобів за 10 років становить 39% затрат у випадку нещасного випадку, пов'язаного з летальним випадком водія з причини відмови гідроприводу що дорівнює сумі в 159076 грн.

Вартість розробленого пристрою пов'язана з витратами на матеріал - з розрахунку, що вартість 1 т металу (Сталь 45) дорівнює 19000 грн. Вважаємо, що на виготовлення піде 20 кг вартістю - 380,0 грн., Монтаж 800,0 грн., Витрати на заробітну плату,

Вважаємо що для виготовлення пристрою знадобиться 30 годин тобто зарплата на виготовлення дорівнює $45 \times 30 = 1350$ грн.

Підсумовуючи всі витрати на виготовлення, і монтаж одного запобіжного пристрою в результаті отримаємо 2530 грн.

Як показали розрахунки, вартість запірної - регулюючого пристрою становить 2530 грн., Або 0,6% від загальної суми витрат, пов'язаних із загибеллю водія сільськогосподарської транспортної техніки при смертельній результат в результаті аварійного падіння платформи - 412076 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В результаті проведених досліджень встановлено, що домінуючим фактором, що впливає на безпеку сільськогосподарської транспортної техніки, є відмови гідроприводу скиданого пристрою платформи - 48%. Встановлено, що в гідроприводі більшість відмов пов'язано з порушенням герметичності, при цьому 27,0% відмов припадає на рукава високого тиску.

2. Виконаний аналіз і класифікація запобіжних і блокувальних систем платформ дозволяють констатувати, що для підвищення безпеки сільськогосподарської транспортної техніки необхідна додаткова установка в гідроприводі скиданого пристрою систем, призначених для фіксації вантажних платформ, не залежно від працездатності гідравлічної системи і не вимагають втручання оператора.

3. Доведено, що кріпильний вузол кріплення гідроциліндра, виконаний у вигляді головки, стопорного кільця і виточки, не здатний виконувати замкаючих функцій при впливі інерційних сил, що є причиною аварійного роз'єднання вузла і несанкціонованого падіння платформи. Розрахована величина навантаження на стопорне кільце, яке може привести до миттєвого роз'єднання вузла, рівне 1018,0 Н.

4. Встановлено, що розроблене запірно-регулюючий пристрій платформи забезпечує постійний час підйому (опускання) платформи не залежно від величини зовнішнього навантаження. Результати експериментальних досліджень підтвердили його працездатність, розбіжність фактичного $T_f = 54,2$ с і розрахункового $T_p = 56,4$ с часу опускання платформи не перевищує 2,2 с, тобто 4,19%.

Дослідження натурної моделі вантажної самоскидної платформи довело, що механічний кульковий замок, встановлений в розробленому силовому телескопічному трисекційний гідроциліндрі двосторонньої дії гідравлічного скиданого пристрою, забезпечує фіксацію самоскидної платформи з ймовірністю рівною 0,998.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Тітова Л.Л., Василичин П.П. Обґрунтування конструктивних параметрів гідроприводу скидного пристрою платформи автотракторного засобу.

Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» 28-29 березня 2018 року. Житомир 2018. С. 319—320.

2. Тітова Л.Л., Драчук Б.О. Аналітичний огляд експрес-методів контролю якості працюючих мастил. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» 28-29 березня 2018 року. Житомир 2018. С. 320—322.

3. Тітова Л.Л., Василичин П.П. Розрахунок кількісного складу парку машин для виконання сільськогосподарських транспортних робіт. Збірник тез доповідей XIX Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17-19 жовтня 2018 року) / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2018. С. 139—141.

4. Спосіб визначення енергетичних витрат мобільної машини: пат. 89312 Україна, МПК А01В 67/00, А01В 73/00. № и 2013 14656 ; заяв. 16.12.13 ; надрук. 10.04.14, Бюл. № 7.

5. Антощенко Р. В. Вимірювальна система динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин. Інженерія природокористування. Харків: ХНТУСГ, 2014. Вип. 2 (2). С. 15–19.

6. Мельник В. И., Антощенко Р. В., Аль-Фтиххат Моусаб Абдулва-хид Моххамед. Особенности методики восстановления траектории сош-ника методом парциальных ускорений. Праці Таврійського державного агро-технологічного університету. Мелітополь: ТДАТУ, 2014. Вип. 14. Т. 3. С. 144–155.

7. Кутьков Г. М. Основы теории трактора и автомобиля. М.: Колос, 1996. 274 с.

8. Зангиев А. А., Лышко Г. П., Скороходов А. Н. Производственная эксплуатация машинно-тракторного парка. М.: Колос, 1996. 320 с.

9. Лебедев А. Т. Некоторые проблемы теории трактора тягово-энергетической концепции. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Х.:ХНТУСГ, 2012. Вип. 124. Т. 2. С. 5–15.

10. Рынок сельскохозяйственной техники Украины 2013-2014 г.г.: торго-вые марки, импортёры, тенденции // Публикации маркетингового агенстрва «Markom» [Электронный ресурс] – url: <http://marcom.kiev.ua/ru/news/>.

11. Ксенович И. П. Гуськов В. В., Бочаров Н. Ф. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / общ. ред. Ксеновича И. П. М.: Машиностроение, 1991. 544 с.

12. Donnell H. Farm power and machinery management. Wiley-Blackwell, 2001. 368 p.

13. Кравчук В. І. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / за ред. В. І. Кравчука, М. І. Грицишина, С. М. Ковалюка

14. Експлуатація машин і обладнання / Ружицький М. А., Рябець В. І., Кіяшко В. М., Бурлака В. М., Івашина М. Б. К.: Аграрна освіта, 2010. 617 с.

15. Красовских В. С., Бережнов Н. Н., Рыкова Ю. В. Повышение эффективности использования комбинированных посевных агрегатов за счёт оптимизации их компоновочных решений. *Вестник АГТУ*. 2013. № 3 (101). С. 99–102

16. Ксенович И. П. Выбор концепции создания энергетических средств и модульное их конструирование. *Техника в сельском хозяйстве*. 1991. № 2. С. 9–12.

17. Герасун В. М., Рогачев А. Ф. Синтез погрузочно-транспортных агрегатов на модульной основе. *Тракторы и сельхозмашины*. 1998. № 7. С. 14–16.

18. Лебедев А. Т., Писаренко А. Е. Основы анализа и синтеза энерготехнологических агрегатов блочно-модульного построения. Сб. научных трудов ХНТУСХ. 1999. С. 248–256.

19. Світові тенденції розвитку мобільної енергетики і їх прогноз для України

на початок ХХІ століття / Євтенко В. Г., Погорілий Л. В., Гром-Мазнічівський Л. Г. та ін.; за ред. Л. В. Погорілого. К.: Сільгоспосвіта, 1997. 68 с.

20. Козаченко О. В. Ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічних операцій у рослинництві: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11 / ХНТУСГ ім. П. Василенка. Харків, 2006. 317 с.

21. Fluck R. C. Energy analysis for agricultural systems. *Energy in Farm Production. Energy in world agriculture*. Amst: Elsevier, 2012. PP. 45–51.

22. Cavalaris C. C., Gemtos T. A. Evaluation of tillage efficiency and energy requirements for five methods of soil preparation in the sugar beet crop. *Proceedings of the EE&AE'2002 Conference. International Scientific Conference. 2002*. PP. 172–179.

23. L. Horrein, A. Bouscayrol, M. El-Fassi. Thermal energetic model of an Internal Combustion Engine for simulation of a thermal vehicle. *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Seoul, 2012*. PP. 978–983.

24. Crosbie S. *The science of energy: a cultural history of energy physics in Victorian Britain*. The University of Chicago Press, 1998. 411 p.

25. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика. 5-е изд. Моск-ва: Физматлит, 2004. Т. 1. Механика. 224 с.

26. Classification of agricultural tractors according to the energy efficiencies of the engine and the transmission based on OECD tests / J. Ortiz-Cañavate, J. Gil-Sierra, J. Casanova-Kindelán, V. Gil-Quirós. *Applied Engineering in Agriculture*. 2009. № 25 (4). PP. 475–480.

27. Наявність сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві у 2016 році. Статистичний бюлетень. К.: Державна служба статистики, 2016. 41 с.

28. Вантюсов Ю. А., Макевнин А. В. Контроль энергетических параметров мобильных энергосредств. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2006. № 10. С. 16–18.

29. Романов Ф. Ф., Палицын А. В., Эвиев В. А. Использование пара-

метров расхода топлива для контроля функционирования МТА. Тракторы и сельхозмашины. 2005. № 5. С. 30–32.

30. Тостолуцкий В. А. Математическое моделирование и анализ процессов в шасси колесных и гусеничных машин / под ред. Волонцевича Д. О. Х.: НТУ «ХПИ», 2013. 171 с.

31. Кутьков Г. М. Технологические основы мобильных энергетических средств: учеб. пособие для студентов вузов по агроинж. спец. М.: МИИСП им. В. П. Горячкина, 2000. 135 с.

32. Рославцев А. В. Теория движения тягово-транспортных средств. М.: УМЦ Триада, 2003. 172 с.

33. Wong J. Y. Theory of ground vehicles: 4th ed. Wiley, 2008. 592 p.

34. Лагранж Ж. Л. Аналитическая механика. Т. 1. Изд. 2. М.-Л.: Гостехиздат, 1950. 215 с.

35. Бондаренко А. І. Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.22.02 / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». Харків, 2016. 477 с.

36. Поддубный В. И. Повышение эффективности использования колесных мобильных машин в АПК на основе улучшения их устойчивости и управляемости. дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01. АГТУ. Барнаул, 2011. 422 с.

37. A. De Luca, G. Oriolo Modelling and control of nonholonomic mechanical systems. *Kinematics and Dynamics of Multi-Body Systems* (J. Angeles, A. Kecskemethy Eds.) Springer-Verlag, 1995. P. 301–305.

38. Geradin M., Cardona A. Kinematics and dynamics of rigid and flexible mechanisms using finite elements and quaternion algebra. *Computational Mechanics*. 1988. Vol. 4. PP. 115–135.

39. Горобцов А. С., Карцов С. К., Кушвил Р. П. Комплекс ФРУНД – инструмент исследования динамики автомобиля. *Автомобильная промышленность*, 2005. № 4. С. 27–28.

40. Горобцов А. С., Солоденков С. В. Алгоритм численного интегрирования уравнений движения систем тел с множителями Лагранжа. Машиностроение и инженерное образование, 2005. №3. С. 20–27.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ДОДАТКИ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України