

Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу Міністерства освіти і науки України
Інститут інженерної механіки та робототехніки
Кафедра автомобільного транспорту

Лепчук Тарас Віталійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 653.13.07

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

**Тема: “Інжиніринг динамічних процесів адаптивної підвіски
автомобіля в складних дорожніх умовах на базі СТО “Брат”**
(Тема роботи)

Автомобільний транспорт
(назва освітньої програми)

274 – Автомобільний транспорт

Т.В. Лепчук

Науковий керівник: Гриджук Ярослав Степанович, д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри

Криштопа С.І.
(підпис) (дата) (прізвище та ініціали)

Рецензент

професор Козак Ф.В.
(посада) (підпис) (дата) (прізвище та ініціали)

Робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Івано-Франківськ – 2025

Інститут інженерної механіки та робототехніки

Кафедра автомобільного транспорту

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціальність: 274 “Автомобільний транспорт”

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри АТ

Проф. _____ С.І. Криштопа

“ ____ ” _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

Студенту _____ Лепчуку Тарасу Віталійовичу
(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема роботи: Інжиніринг динамічних процесів адаптивної підвіски автомобіля в складних дорожніх умовах на базі СТО “Брат”.

керівник роботи _____ Гриджук Я.С., д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ____ ” грудня 2025 року № _____

2. Строк подання студентом роботи _____ 19.12.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити)
4.1 ВСТУП. 4.2 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ОБРАНОЮ ТЕМАТИКОЮ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ. 4.3 РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛЕМЕНТА АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ. 4.4 ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ. 4.5 ОХОРОНА ПРАЦІ У ВИРОБНИЧИХ ВІДДІЛЕННЯХ СТО “БРАТ” 4.6 ВИСНОВКИ. 4.7 СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ. 4.8 ДОДАТОК А – Текст основної програми моделювання 4.9 ДОДАТОК Б ІЛЮСТРАТИВНИЙ МАТЕРІАЛ.

5. Перелік графічного матеріалу _____

5.1 Презентаційні плакати в PowerPoint. _____

Консультанти по магістерській роботі із зазначенням розділів

| Розділ | Консультант | Підпис, дата | |
|---------------|-------------------|----------------|------------------|
| | | Завдання видав | Завдання прийняв |
| Нормоконтроль | доц. Прунько І.Б. | | |

7. Дата видачі завдання _____ 28.11.2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів магістерської роботи | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|---|-------------------------------|----------|
| 1 | 4.1 ВСТУП. 4.2 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ОБРАНОЮ ТЕМАТИКОЮ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ | 01.12.2025 р. | |
| 2 | 4.3 РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛЕМЕНТА АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ | 05.12.2025 р. | |
| 3 | 4.4 ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ. | 08.12.2025 р. | |
| 5 | 4.5 ОХОРОНА ПРАЦІ У ВИРОБНИЧИХ ВІДДІЛЕННЯХ СТО “БРАТ”. | 15.12.2025 р. | |
| 6 | 4.6 ВИСНОВКИ. 4.7 СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ. 4.8 ДОДАТОК А – Текст основної програми моделювання 4.9 ДОДАТОК Б – ІЛЮСТРАТИВНІ МАТЕРІАЛИ. | 19.12.2025 р. | |
| 7 | Готовність роботи до попереднього захисту. | 19.12.2025 р. | |

Студент _____ Тарас ЛЕПЧУК
(Особистий підпис) (Розшифровка підпису)

Керівник _____ Ярослав ГРИДЖУК
(Особистий підпис) (Розшифровка підпису)

РЕФЕРАТ

Задля підвищення ефективності енергоресурсу адаптивних підвісок легкових автомобілів проведено низку аналітичних та чисельно-імітаційних досліджень за допомогою комплексного методу. Він полягає у сумісному використанні фізичного, математичного та комп'ютерного моделювання процесів динамічного навантажування елементів адаптивних підвісок легкових автомобілів у складних дорожніх умовах.

Проведено огляд і аналіз опублікованих робіт з виділенням основних проблем по обраній тематиці. Проаналізовано будову, роботу, принципи та характери навантажувань підвісок автомобілів при русі на рівних дорогах, так і дорогах із нерівностями.

На основі теоретичного аналізу згасаючих коливних процесів у елементах адаптивної підвіски, а також аналізу аперіодичних рухів елементів адаптивної підвіски під дією сил лінійно-в'язкого опору розроблено динамічну модель елемента адаптивної підвіски автомобіля.

Проаналізовано можливості моделювання підвіски легкового автомобіля з допомогою сучасних програмних продуктів. Виконано положення розробки моделі та проведення числових експериментів, та виконано підбір вихідних даних для моделювання. Побудовано імітаційну модель адаптивної підвіски автомобіля, з якою проведено серію чисельних експериментів.

Запропоновано ряд заходів та міроприємств задля підвищення рівня охорони праці на СТО "Брат". Удосконалено систему організації охорони праці, а також виконано розрахунок віброізоляції технологічного обладнання.

Ключові слова: автотранспортне підприємство, автомобіль, адаптивна підвіска, динаміка, імітаційне моделювання, навантаження, пристрій, частота.

ABSTRACT

To enhance the energy resource efficiency of adaptive suspensions for passenger cars, a series of analytical and numerical simulation studies were conducted using a comprehensive method. This approach involves the integrated use of physical, mathematical, and computer modeling to analyze the dynamic loading processes of adaptive suspension elements under complex road conditions.

A review and analysis of published works were performed, highlighting the main challenges in the selected field. The structure, operation, principles, and loading characteristics of vehicle suspensions were analyzed during movement on both smooth and uneven roads.

Based on the theoretical analysis of damped oscillatory processes in adaptive suspension elements, as well as the analysis of aperiodic movements under the influence of linear-viscous resistance forces, a dynamic model of an adaptive suspension element was developed.

The possibilities of modeling passenger car suspensions using modern software products were analyzed. The framework for model development and numerical experiments was established, and initial data for simulation were selected. A simulation model of the adaptive suspension was constructed, and a series of numerical experiments was conducted.

A set of measures was proposed to improve occupational health and safety at the “Brat” service station. The labor safety management system was enhanced, and calculations for the vibration isolation of technological equipment were performed.

Keywords: motor transport enterprise, vehicle, adaptive suspension, dynamics, simulation modeling, loading, device, frequency.

ЗМІСТ

| | |
|--|-------|
| ВСТУП | |
| 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ОБРАНОЮ ТЕМАТИКОЮ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ | |
| 2. РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛЕМЕНТА АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ | |
| 3. ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ | |
| 4. ОХОРОНА ПРАЦІ У ВИРОБНИЧИХ ВІДДІЛЕННЯХ СТО “БРАТ” | |
| ВИСНОВКИ | |
| ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА | |
| ДОДАТОК А – (Текст основної програми моделювання) | |
| ДОДАТОК Б – (Ілюстративний матеріал) | |

| | | | | | | | | |
|------|------|---------------|--------|------|--|------------------------------------|------|---------|
| | | | | | МР.АТ_М-59.00.00.000.ПЗ | | | |
| Змн. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | Інжиніринг динамічних процесів адаптивної підвіски автомобіля в складних дорожніх умовах на базі СТО “Брат”. | Літ. | Арк. | Аркушів |
| | | Лепчук Т.В. | | | | | | |
| | | Гриджук Я.С. | | | | | | |
| | | Козак Ф.В. | | | | ІФНТУНГ АТ_М-24-1 | | |
| | | Прунько І.Б. | | | | | | |
| | | Криштопа С.І. | | | | | | |

ВСТУП

У світі, де шляхи сполучення часом перекриваються політичними або географічними обмеженнями, міжнародні автобусні перевезення стають надійним мостом, що об'єднує людей та країни. Особливо актуально це для України, яка зазнає важких часів через повномасштабну війну, що має місце на її території. У важкі часи, коли стабільність стає пріоритетом, безпека пасажирів стає ключовим аспектом у виборі транспорту. За таких умов однією з головних переваг, що надають пасажирські автобусні перевезення є їх доступність, гнучкість безпека пасажирів, а також комфортні умови подорожі.

Перехід нашої держави у воєнний час на більш жорсткі ринкові відносини, збільшення обсягів торгівлі товарами народногосподарського значення, в даний час вимагає якісного, своєчасного та ефективного забезпечення потреб населення у пасажирських перевезеннях. Сьогодні в цьому задіяні сотні автотранспортних підприємств (АТП), як державного так і приватного характеру.

Протягом останніх років характерним у пасажирських перевезеннях стало відкриття нових маршрутів, перевезення пасажирів на яких здійснюється приватними особами. Перевезення пасажирів на цих маршрутах здебільшого здійснюється автобусами та мікроавтобусами, в основному, закордонного виробництва. Перевагами такого виду транспорту на приміських та міжміських маршрутах є швидкість та зручність у перевезенні невеликої групи пасажирів на відносно невеликі відстані. Перевезення пасажирів на маршрутах державного та міждержавного характеру на сучасному рівні здійснюються комфортабельними автобусами вітчизняного та закордонного виробництва. Завдяки дуже добре розвиненій мережі автобусних маршрутів, можна дістатися до будь-якого куточка Європи.

На даний час є багато автотранспортних підприємств, які займаються поточним ремонтом (ПР) і технічним обслуговуванням (ТО) автотранспортних засобів. До таких підприємств належить СТО "Брат". Особлива увага тут

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM – 59.00.00.000.ПЗ | Адк. |
| Зм. | Адк. | № Локвм. | Пілпис | Лата | | |

відводиться ремонту та обслуговуванню ходових частин та підвісок автомобілів. Підвіска є типовим прикладом взаємозалежних деталей в автомобілі. Її складові елементи різноманітні, але майже кожен з них залежить від інших, так як підвіски автомобілів – це різні кінематичні комбінації деталей, що підлягають звичайному зношенню. Основна функція підвіски – ізоляція кузова автомобіля від коливань, які виникають під час кочення коліс по поверхні й забезпечення відповідного контакту шини з поверхнею дороги.

За даними підприємства СТО “Брат” для ходових частин легкових автомобілів протягом року виконується близько 3 тис. капітальних ремонтів, 65% яких припадає і на адаптивні підвіски. Складні дорожні умови (ями та нерівності) на приміських дорогах викликають надмірні удари, що прискорюють знос амортизаторів, сайлентблоків та кульових опор, призводять до швидкого просідання пружин і погіршення керуваності, а також спричиняють стукіт, крени та нерівномірний знос шин. Навіть найсучасніші адаптивні підвіски мають свої межі, і погані дороги вимагають від них постійної роботи, що скорочує ресурс і вимагає частого ремонту порівняно з ідеальними трасами.

Тому, враховуючи описані вище особливості, можна сформулювати мету роботи, виділити об’єкт та предмет дослідження, а також обґрунтувати наукову новизну та практичну цінність роботи.

Мета роботи полягає у підвищенні енергоресурсу адаптивних підвісок автомобілів шляхом імітаційного моделювання їх динаміки.

Для здійснення мети необхідно вирішити наступні **завдання дослідження**:

1. Проаналізувати кінематику руху об’єкту дослідження під час дії активних та дисипативних сил.
2. Розробити розрахункову схему та математичну модель навантаженості елементів підвіски автомобіля.
3. Розробити імітаційні моделі динамічної навантаженості елементів підвіски автомобіля для руху у складних дорожніх умовах.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM – 59.00.00.000.ПЗ | Адк. |
| Зм. | Адк. | № Локум. | Пілпис | Лата | | |

Для вирішення поставлених завдань нами обрано об'єкт та предмет досліджень.

Об'єкт дослідження є процеси динамічного навантажування елементів адаптивних підвісок легкових автомобілів у складних дорожніх умовах.

Предмет дослідження є вплив динамічного навантажування адаптивних підвісок легкових автомобілів на енергетичні показники їх експлуатації.

Виконання поставлених завдань в подальшому втілюються у науковій новизні та практичних значеннях результатів досліджень.

Наукова новизна

1. Отримали подальший розвиток методи оцінки навантаження елементів підвісок автомобілів, що працюють в режимі згасаючих коливань;
2. Розроблено математичну модель для дослідження руху елемента адаптивної підвіски автомобіля.
3. Встановлено закономірності зміни енергії коливань у складних дорожніх умовах.

Практичне значення

1. Дано практичну рекомендацію по застосуванню зведеної пружини у гідравлічному клапані задля більш ефективно роботи підвіски автомобіля у складних дорожніх умовах.
2. Розроблено імітаційні моделі дослідження динаміки адаптивних підвісок автомобілів з бібліотекою блоків динамічного навантажування.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM – 59.00.00.000.ПЗ | Адк. |
| Зм. | Адк. | № Локум. | Піліпис | Лата | | |

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ОБРАНОЮ ТЕМАТИКОЮ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Завдання інжинірингу динамічних процесів систем автомобіля

Інжиніринг динамічних процесів механізмів та машин – це сукупність теоретичних та експериментальних досліджень, що мають за кінцеву мету отримання найкращих результатів від енергозатрат на виконання робочого циклу за рахунок раціонального підбору обладнання та ефективного використання його ресурсу з урахуванням конкретних умов й факторів експлуатації [1, 2, 3].

Разом з тим наукова складова інжинірингових задач включає в себе сукупність наукових досліджень, що займаються вивченням руху, навантаження та коливання в механічних системах під впливом змінних сил. Основними напрямками досліджень в області інжинірингу є аналіз сил і моментів, що виникають під час прискореного руху ланок машин; вивчення вібрацій, резонансних явищ та розробка методів віброізоляції для запобігання руйнуванню конструкцій; оцінка здатності системи зберігати заданий режим руху під впливом зовнішніх збурень; дослідження зносу та втоми матеріалів у вузлах тертя при динамічних навантаженнях. З урахуванням цього виконується постановка завдань інжинірингу – це розробка математичних і комп'ютерних моделей (CAD/CAE) для прогнозування поведінки машини до її виготовлення; зменшення маси деталей при збереженні їхньої міцності та жорсткості; визначення технічного стану механізму за параметрами вібрації та шуму під час експлуатації, тощо. В якості програмного забезпечення для аналізу комп'ютерних CAD/CAE-моделей застосовують програмні продукти ANSYS, MATLAB/Simulink, Maple/Simulink або MSC Adams.

| | | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|--|
| | | | | | | | | | Арк. | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATm - 59.00.00.000.ПЗ | | | | | |

1.2 Проблеми дослідження динаміки підвіски автомобілів

Дослідження динаміки підвіски автомобілів протягом останніх років стикається з низкою проблем, що охоплюють як технічні виклики моделювання, так і нові експлуатаційні вимоги.

Першою проблемою у дослідженні є нелінійність характеристик компонентів. Сюди відносять: складність моделювання, основними труднощами якої є нелінійні властивості відновлювальної сили пружин та амортизаторів, що ускладнює аналіз стійкості руху; зношування матеріалів: Передбачення того, як нелінійна поведінка змінюється внаслідок втоми матеріалів та забруднення (особливо на перших витках пружин), залишається складним завданням. Друга проблема полягає у протиріччі цілей проектування, компромісом між комфортом та керованістю. Традиційні пасивні системи (пружина-демпфер) не можуть одночасно забезпечити ідеальну плавність ходу та стабільність керування, що вимагає розробки складних систем зі змінною топологією. Постійним викликом є балансування між зменшенням маси автомобіля (для економії палива/енергії) та збереженням міцності й довговічності підвіски. Третьою проблемою є складність адаптації до нових типів ТЗ. Для електромобілів велика маса батарей та інший розподіл ваги вимагають перегляду динамічних моделей підвіски. При автономному водінні для безпілотних авто підвіска має бути інтегрована в систему сенсорів штучного інтелекту (ШІ) для прогнозування реакції на дорожні умови в режимі реального часу.

Ряд складнощів виникає при проведенні експериментальних досліджень динаміки підвісок автомобілів. Неточність стендових випробувань пояснюється тим, що досить складно точно імітувати реальну дорожню поверхню на стендах, особливо високочастотні збурення (>20 Гц). Разом з тим жорстке кріплення кузова на стенді може демпфувати природні коливання підресореної маси, що спотворює результати моделювання. Проте саме головне, проведення натурних експериментів є дороговартісними процесами, особливо в даний час.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATm - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

1.3 Необхідність досліджень та постановка завдань досліджень динамічних параметрів адаптивних підвісок автомобілів

Необхідність та актуальність дослідження динамічних процесів адаптивних підвісок автомобілів пояснюється факторами технічного, економічного і соціального походження.

1) Підвищений знос у складних умовах: в умовах 2022–2025 років, особливо в Україні, через перевантаження магістралей та зміну маршрутів через воєнні дії, підвіски зазнають «безперервного стресу», що прискорює вихід з ладу дорогих адаптивних елементів.

2) Вразливість електроніки та гідравліки: робота системи Active Body Control (ABC) та аналогів часто супроводжується проблемами з гідравлікою та чутливістю датчиків до агресивного зовнішнього середовища, що може зробити керування небезпечним у разі відмови системи.

3) Дефіцит кваліфікованого сервісу: складність систем вимагає спеціалізованої експертизи для ремонту, якої часто бракує на ринку післяпродажного обслуговування.

4) Виробництво електронно-керованих амортизаторів та пневмобалонів дорожче за традиційні системи через складні процеси та використання дороговартісних матеріалів. Для електромобілів енергія, яку витрачає активна підвіска, безпосередньо впливає на запас ходу, що створює необхідність у розробці більш енергоефективних актуаторів.

1.4 Огляд і аналіз опублікованих робіт

Підвіска автомобіля є ключовим елементом сучасних автомобілів, з'єднуючи кузов із колесами, підвищуючи комфорт їзди, поглинаючи вібрації від нерівної дороги, що включає нерівності, ями та гравій. Крім того, підвіска є життєво важливою для підтримки контакту шин із дорожнім покриттям, забезпечуючи безпечне зчеплення та керованість. З розвитком технологій виробництва автомобілів автомобілі стають легшими, щоб підвищити паливну

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

ефективність. Однак легші кузова більш чутливі до вібрації; тому забезпечення ефективної ізоляції вібрації стає дедалі важливішим. Відповідно, підвіска автомобіля відіграє дедалі важливішу роль. Загалом підвіску транспортного засобу можна загалом поділити на три типи: пасивну, активну та напівактивну. Пасивна суспензія — найпоширеніший тип, який використовує дуже в'язку рідину, що проходить через невеликі отвори, які називаються отворами. Коли рідина проходить через ці отвори, вона розсіює енергію вібрації у теплову енергію через в'язке тертя. Пасивна підвіска забезпечує сприятливий комфорт їзди завдяки недорогим гідравлічним амортизаторам. Однак він не може забезпечити надійну та надійну продуктивність під суворими дорожніми профілями чи класами доріг. Крім того, утримання дороги між шинами та дорогою є незадовільним у позашляхових умовах, що призводить до проблем із керуванням або керуванням. Щоб подолати недоліки або обмеження пасивних демпферів, протягом останніх трьох десятиліть проводяться дослідження напівактивних і активних систем підвіски [1,2]. Зазначається, що деякі пасивні демпфери мають дуже нелінійні профілі демпфування, які змінюються залежно від зміщення ходу або швидкості [3].

У роботі [1] наведено результати дослідження реакції колеса та підвіски автомобіля у вертикальному напрямі на збурюючий вплив. Розроблено математичну модель для оцінювання параметрів підвіски автомобіля в динаміці. Досліджено зовнішній збурюючий вплив опорної поверхні на колесо та підвіску автомобіля у вертикальній площині. Отримані функціональні залежності висоти колеса, кутів повороту важеля підвіски та колеса від часу.

Оригінальні дослідження були виконані колективами авторів [2, 3]. Швидкість автомобіля, рівень нерівності дороги та підресорена маса – це три основні параметри, що впливають на керування підвіскою та оцінку його стану. При русі автомобіля по нерівностях дороги зумовлює випадкові нестационарні коливання як підресорної маси, так і кузова в цілому, одночасно створюючи додаткові динамічні навантаження на елементи підвіски.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

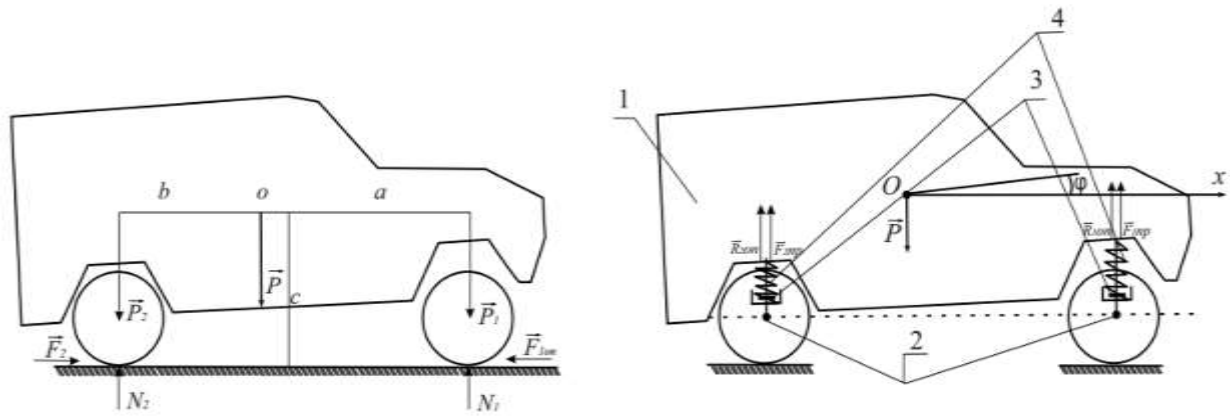


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема для дослідження поздовжньо-кутових коливань автомобіля

З метою зменшення амплітуди коливань та пікових навантажень з урахуванням “дорожнього сценарію” у роботі [2] було розроблено контролер стану підвіски на основі інтерактивного багатомодельного адаптивного фільтра Калмана (ІММАКФ). Зокрема, запропоновано адаптивне керування підвіскою на основі алгоритму LQR та багатоцільового алгоритму оптимізації, які можуть автоматично налаштувати параметри контролера відповідно до швидкості руху автомобіля, рівня нерівності дороги та параметрів прискореного підвіски, щоб підтримувати оптимальний ефект керування підвіскою. Отримано теоретичну модель ІММАКФ та встановлено два типи датчиків і контролерів стану підвіски ІММАКФ. Окрім цього, встановлено умову моделювання, за якої швидкість автомобіля, рівень нерівності дороги та підресорена маса змінюються одночасно. Результати моделювання показують, що: порівняно із роботою звичайних контролерів ІММКФ, АКФ та КФ, точність оцінки датчиками ІММАКФ5 є кращою. Окрім спостереження за станом, ІММАКФ можна використовувати для визначення рівня нерівності дороги та оцінки підресореної маси підвіски транспортного засобу.

| | | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | | | | | |

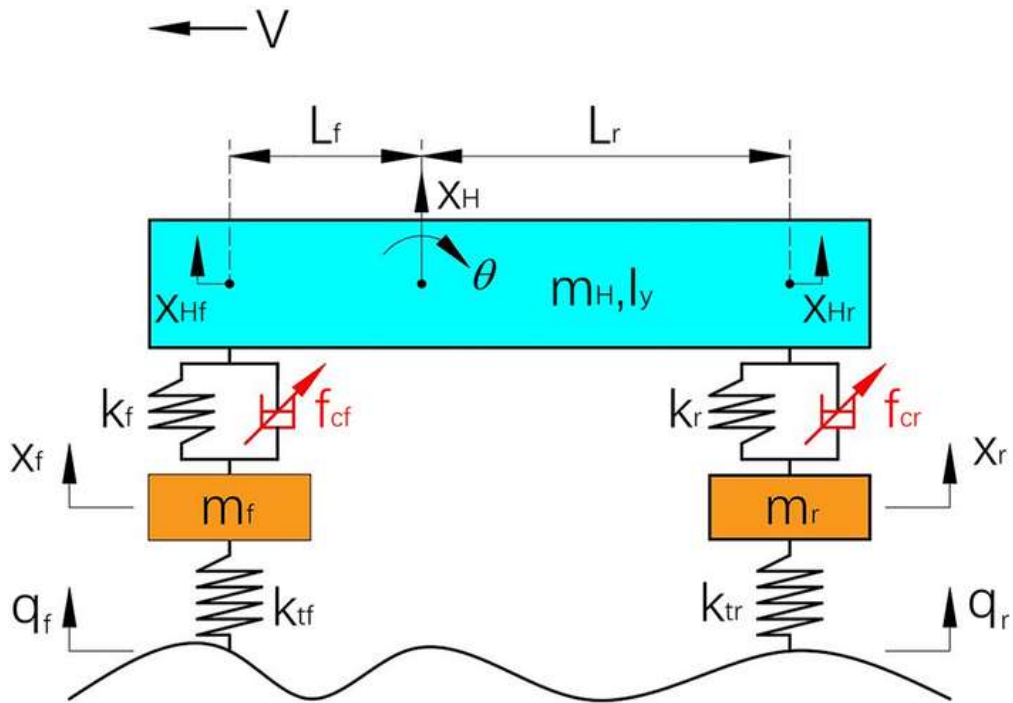


Рисунок 1.2 – Оцінка стану адаптивної підвіски на основі ІММАКФ на основі змінної швидкості автомобіля, рівня нерівності дороги та стану підресореної маси

У дослідженні [3] розроблено два адаптивні контролери, які застосовують їх до контролю вібрацій підвіски електромобіля в колесі, де як актуатор встановлено напівактивний магнітореологічний (MR) демпфер. Як модель підвіски використовується нелінійний “чвертьвагон”, що забезпечує більшу практичну доцільність, ніж лінійні моделі. У синтезі конструкції контролера значення пружинної маси, коефіцієнта демпфування та жорсткості підвіски розглядаються як обмежені невизначеності. Щоб врахувати ці невизначеності, розробляються як прямі, так і непрямі адаптивні контролери ковзного режиму, у яких основні параметри керування законом адаптації оновлюються за допомогою методу автотюнінгу. Для відображення практичної реалізації запропонованого контролера використовуються лише два акселерометри, а решта значень стану оцінюються за допомогою спостерігача Калмана. Розроблений контролер застосовується до моделі з підвіскою з чвертью автомобіля з колесом і амортизатором MR, після чого проводиться оцінка

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

продуктивності з урахуванням таких факторів, як комфорт їзди та тримання на дорозі. У цій порівняльній роботі показано, що запропоновані адаптивні контролери демонструють кращу ефективність керування порівняно з традиційним інтегрально-похідним (PID) контролером шляхом зменшення величини вібрації на 50% і 70% для першого та другого режимів відповідно. Крім того, встановлено, що другий режим (режим колеса) моторного транспортного засобу в колісі є більш чутливим, ніж перший режим кузова, залежно від співвідношення маси між пружинною та нересорною масою.

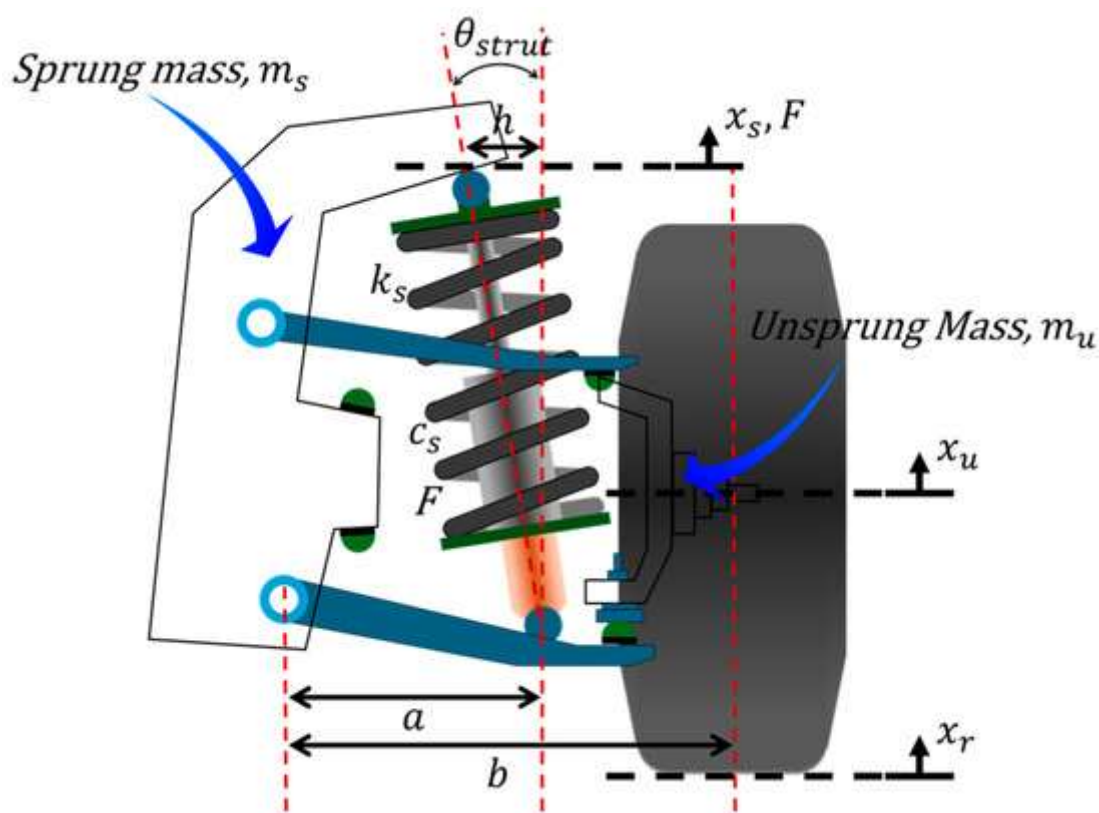


Рисунок 1.3 – Динамічна модель підвіски моторного транспортного засобу

Активні демпфери забезпечують найкращу якість ізоляції вібрацій серед трьох типів. Однак вони вимагають громіздких систем для сенсорів і приводів, що робить їх дорогими та менш надійними. Напівактивна підвіска, хоча й демонструє трохи нижчі характеристики порівняно з активною підвіскою, ефективно поєднує переваги як пасивної, так і активної підвіски. Вона потребує

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

відносно простої системи зворотного зв'язку з менш складними та легшими виконавчими механізмами, але при цьому забезпечує надійну та відмінну ізоляцію вібрацій, часто з функцією аварійної безпеки. Крім того, завдяки своїй простоті напівактивні підвіски дешевші за активні підвіски. Тому багато останніх досліджень зосереджені на розробці напівактивних підвісних систем [4, 5, 6]. Однією з сучасних тенденцій у розвитку напівактивних підвісних систем є використання розумних матеріалів або магнітореологічної рідини (MRF), властивості яких залежать від інтенсивності магнітного поля. Серед кількох властивостей найпомітнішою керованою характеристикою є польовий напсунок плинності. Внаслідок цього сила демпфування контролюється магнітним полем, що робить її ідеальною для напівактивної підвісної системи [7]. MRF складаються з феромагнітних частинок мікронного розміру, свішеного у носій рідині, таких як силіконова олія. Під впливом магнітного поля рідина твердне і поводить себе як пластикова рідина Бінгема. Його властиві властивості, такі як швидкий час реакції, оборотна фаза, стійкість до зовнішнього забруднення та простота контролю поля залежного межі плинності, роблять його ідеальним для використання в напівактивних демпферах систем контролю вібрацій. Ці застосування включають підвіски транспортних засобів, монтажні системи, гнучкі конструкції та цивільні інженерні проекти [8].

До того, як Tesla Motors розпочала розробку Tesla Roadster у 2004 році та згодом комерціалізувала електромобілі [9, 10, 11, 12], більшість досліджень підвіски автомобілів були зосереджені на автомобілях з двигуном внутрішнього згоряння. Для підвищення ефективності ізоляції вібрацій застосовується широкий спектр алгоритмів керування — від базових напівактивних до просунутих нелінійних контролерів, що включає надійні та оптимальні стратегії керування [4, 13, 14]. Через обмежений простір для встановлення між пружинною масою та безпружинною масою дослідники також заглиблювалися в геометричну оптимізацію, щоб повністю використати переваги напівактивних систем [15]. Прагнучи підвищити ефективність керування поза межами алгоритмів керування, дослідники досліджували вплив часу відгуку актуатора

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | МР.АТм - 59.00.00.000.ПЗ | |

на системи підвіски автомобіля. Це призвело до розробки амортизаторів швидкого реагування, спрямованих на покращення загальної продуктивності системи [16, 17]. Оскільки напівактивні актуатори з MRF ставали дедалі доступнішими в комерційному ринку, акцент змістився на забезпечення їх надійності. Відповідно, широко досліджено напівактивні магніторологічні (MR) демпфери, які включають функції аварійного захисту та керованість [18].

У роботі [19] викладено основні положення методології аналітичного дослідження впливу поодиноких нерівностей шляху на поздовжньо-кутові коливання підресореного корпусу колісних транспортних засобів. За фізичну модель для проведення досліджень вибрано плоску систему трьох тіл (передній, задній мости, підресорена частина), відносний рух яких здійснюється у вертикальній площині. Особливістю її є те, що підресорена та непідресорена частини взаємодіють між собою пружними амортизаторами із нелінійними характеристиками відновлювальної сили. Щодо нерівностей шляху, то вважається, що вони описуються гладкими функціями і під час руху колісного транспортного засобу шини безвідривно контактують із опорною поверхнею. Побудовано математичну модель динаміки підресореної частини, яка описується нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку та запропоновано методологію їх аналітичного розв'язування. Отримані результати можуть бути застосовані при оцінці ефективності системи підресорювання із нелінійними характеристиками амортизаторів та розробці алгоритмів системи керування приведеною жорсткістю підвіски з метою покращення плавності ходу та забезпечення високих показників керованості і стійкості руху колісних транспортних засобів.

1.5 Постановка завдань досліджень

Таким чином, враховуючи описані вище особливості, можна сформулювати мету роботи, виділити об'єкт та предмет дослідження.

Мета роботи полягає у підвищенні енергоресурсу адаптивних підвісок автомобілів шляхом імітаційного моделювання їх динаміки.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

Для здійснення мети необхідно вирішити наступні **завдання дослідження**:

1. Проаналізувати кінематику руху об'єкту дослідження під час дії активних та дисипативних сил.
2. Розробити розрахункову схему та математичну модель навантаженості елементів підвіски автомобіля.
3. Розробити імітаційні моделі динамічної навантаженості елементів підвіски автомобіля для руху у складних дорожніх умовах.

Для вирішення поставлених завдань нами обрано об'єкт та предмет досліджень.

Об'єкт дослідження є процеси динамічного навантажування елементів адаптивних підвісок легкових автомобілів у складних дорожніх умовах.

Предмет дослідження є вплив динамічного навантажування адаптивних підвісок легкових автомобілів на енергетичні показники їх експлуатації.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

2. РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛЕМЕНТА АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

2.1 Модель згасаючих коливних процесів у елементах адаптивної підвіски

Внаслідок дії силових факторів активного та дисипативного характеру коливання елементів підвіски будуть згасаючими. Згасаючі коливання механічних систем відбуваються під дією відновлюючої сили і сил опору [1, 8, 13, 19]. Силою лінійно-в'язкого тертя називається сила опору, яка пропорційна першому степеню швидкості і визначається наступною залежністю:

$$\vec{R} = -\mu\vec{V}, \quad (2.1)$$

де μ - коефіцієнт в'язкого опору.

Диференціальне рівняння згасаючих коливань матеріальної точки під дією лінійної відновлюючої сили і сили лінійно-в'язкого тертя (рис. 2.1) має вигляд:

$$m\ddot{x} = F_x + R_x; \quad (F_x = -cx; \quad R_x = -\mu\dot{x}); \quad (2.2)$$
$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k^2x = 0,$$

де $k = \sqrt{c/m}$ кругова частота власних коливань; $n = \mu/2m$ коефіцієнт згасання.

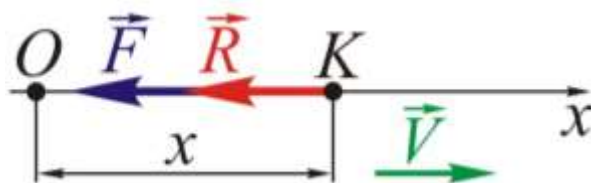


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема сил для аналізу коливних процесів

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | |

Характеристичне рівняння:

$$\lambda^2 + 2n\lambda + k^2 = 0; \quad \lambda_{1,2} = -n \pm \sqrt{n^2 - k^2}. \quad (2.3)$$

При $n < k$ (випадок малого опору) рівняння (2.2) описує згасаючі коливання. Закон згасаючих коливань при початкових умовах $x(0) = x_0$; $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ має вигляд:

$$x = e^{-nt} \left[x_0 \cos k^* t + (\dot{x}_0 + nx_0)/k^* \sin k^* t \right];$$

$$x = ae^{-nt} \sin(k^* t + \alpha), \quad (2.4)$$

$$k^* = \sqrt{k^2 - n^2}; \quad a = \sqrt{x_0^2 + ((\dot{x}_0 + nx_0)/k^*)^2}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{x_0 k^*}{\dot{x}_0 + nx_0}.$$

Внаслідок наявності множника e^{-nt} при $t \rightarrow \infty$, $x \rightarrow 0$, через що коливання, що описуються рівняннями (9) і (11) називаються згасаючими. Графік згасаючих коливань обмежується кривими $x = \pm ae^{-nt}$, які називаються декрементними кривими (рис. 2.2).

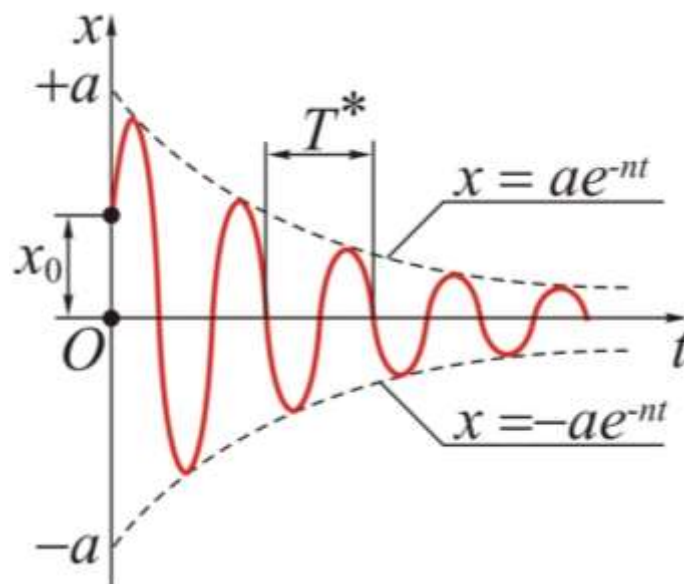


Рисунок 2.2 – Графік згасаючого коливного процесу при усталеній частоті

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | МР.АТМ - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

Згасаючі коливання - умовно періодичні. Умовний період T^* - це проміжок часу між двома послідовними проходженнями точки через положення статичної рівноваги, в одному напрямку, який дорівнює:

$$T^* = 2\pi/k^* = 2\pi/\sqrt{k^2 - n^2}. \quad (2.5)$$

Амплітуда згасаючих коливань зменшується за геометричною прогресією із знаменником D , який називається декрементом коливань і дорівнює:

$$D = e^{-nT^*/2}. \quad (2.6)$$

Логарифмічний декремент коливань D_1 - модуль натурального логарифму величини D :

$$D_1 = |\ln D| = nT^*/2. \quad (2.7)$$

2.2 Аналіз аперіодичних рухів елементів адаптивної підвіски під дією сил лінійно-в'язкого опору

Корені характеристичного рівняння (2.3):

$$\lambda^2 + 2n\lambda + k^2 = 0; \quad \lambda_{1,2} = -n \pm \sqrt{n^2 - k^2}.$$

і при $n > k$ будуть дійсними і від'ємними, а тому надалі можна розглянути два випадки аналізу: для $n \geq k$ і для $n = k$.

1. Якщо $n \geq k$ (випадок великого опору), то розв'язок рівняння (1) при початкових умовах $x(0) = x_0$; $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ буде наступним:

$$x = \frac{e^{-nt}}{2k^{**}} \left[(\dot{x}_0 + x_0(n + k^{**})) e^{k^{**}t} - (\dot{x}_0 + x_0(n - k^{**})) e^{-k^{**}t} \right], \quad (2.8)$$

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | МР.АТМ - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

або

$$x = e^{-nt} \left(x_0 \operatorname{ch} k^{**} t + \frac{\dot{x}_0 + nx_0}{k^{**}} \operatorname{sh} k^{**} t \right), \quad (2.9)$$

$$\text{де } k^{**} = \sqrt{n^2 - k^2}.$$

2. Якщо $n = k$ (граничний випадок), то корені характеристичного рівняння кратні $\lambda_1 = \lambda_2 = -n$ а сам розв'язок має вигляд:

$$x = e^{-nt} [x_0 + (\dot{x}_0 + nx_0)t]. \quad (2.10)$$

Рух точки, що описується рівняннями (2.9) і (2.10) буде неколивним і при $t \rightarrow \infty$, $x \rightarrow 0$, тобто точка при великому опорі буде здійснювати аперіодичний згасаючий рух. Графіки залежностей (2.9) і (2.10) в залежності від початкових умов показані на відповідних рисунках:

- при $x_0 > 0$, $\dot{x}_0 > 0$ (рис. 2.3а)

- при $x_0 > 0$, $\dot{x}_0 \leq 0$; $|\dot{x}_0| \leq x_0(n + k^{**})$; $x_0 > 0$, $\dot{x}_0 \leq 0$; $|\dot{x}_0| < nx_0$ (рис. 2.3б)

- при $x_0 > 0$, $\dot{x}_0 < 0$; $|\dot{x}_0| > x_0(n + k^{**})$; $x_0 > 0$, $\dot{x}_0 < 0$; $|\dot{x}_0| > nx_0$ (рис. 2.3в)

При $x_0 < 0$ характер графіків не зміниться, вони будуть дзеркальним відображенням відносно осі Ot .

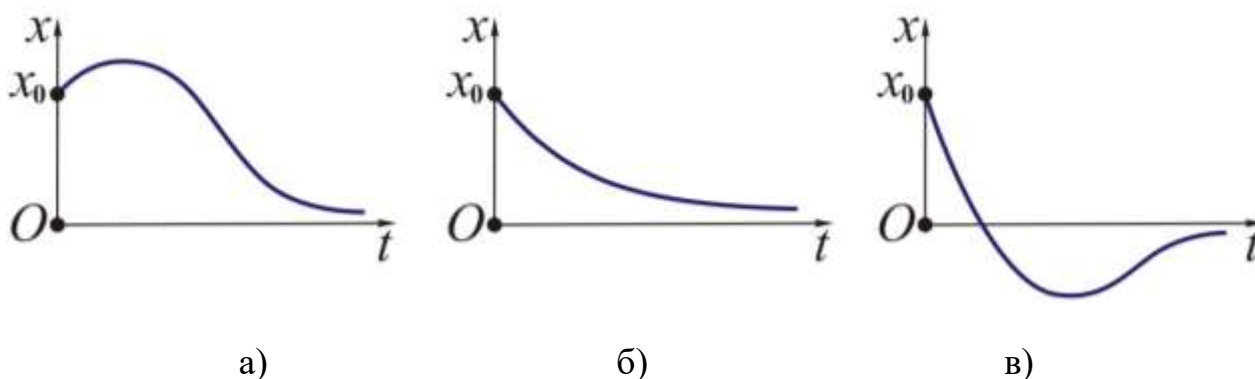


Рисунок 2.3 – Графіки аперіодичних рухів пружно-дисипативних елементів адаптивної підвіски під дією сил лінійно-в'язкого опору

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | МР.АТМ - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

Таким чином, аналіз аперіодичних рухів елементів адаптивної підвіски під дією сил лінійно-в'язкого опору базується на дослідженні динамічної стійкості системи, де сили опору прямо пропорційні швидкості руху. Аперіодичний рух (режим сильного демпфування) виникає, коли система не здійснює коливань навколо стану рівноваги, а плавно повертається до нього після збурення.

2.3 Розробка математичної моделі елемента гідравлічного клапана

Розрахунок гідравлічного клапана — це визначення втрат тиску та витрат рідини/газу в ньому, що зводиться до визначення гідравлічного опору, який залежить від геометрії клапана (наприклад, прохідний, кутовий), ступеня його відкриття та швидкості потоку, використовуючи формули гідродинаміки для визначення втрат напору, або ж сили приводу (переміщення) штока клапана (золотника) [1, 10, 16, 19]. Сила, необхідна для переміщення золотника, залежить від кількох ключових факторів, включаючи гідродинамічну силу, сили тертя та сили пружності пружин та сили інерції. Загальна сила приводу F_{np} , необхідна для переміщення золотника, є сумою сил, що протидіють руху:

$$F_{np} = F_{ГО} + F_{np} + F_{тр} + F_{ин}; \quad (2.11)$$

де F_{np} — зусилля приводу; $F_{ГО}$ — сила гідравлічного опору; $F_{тр}$ — сила тертя; $F_{пр}$ — сила пружності пружини; $F_{ин}$ — сила інерції.

Сила гідравлічного опору виникає внаслідок зміни імпульсу та розподілу тиску робочої рідини, яка протікає через робочі вікна клапана. Вона може як сприяти, так і перешкоджати руху золотника, і її розрахунок є складним завданням, що часто вимагає детального гідравлічного моделювання або використання експериментальних даних та формул, які враховують геометрію каналів та швидкість потоку. Вона визначається наступним чином:

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | МР.АТм - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

$$F_{ГО} = C_x \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) S; \quad (2.12)$$

C_x – коефіцієнт пропорційності (коефіцієнт опору форми), який залежить від форми поверхні, яка сприймає гідравлічний опір [10, 16]; для циліндричних поверхонь, дисків $C_x = 1,0 \div 1,2$; для сферичних $C_x = 0,3 \div 0,4$; ρ – густина робочої рідини; v – швидкість відносно руху рідини по поверхні; S – площа обтікання.

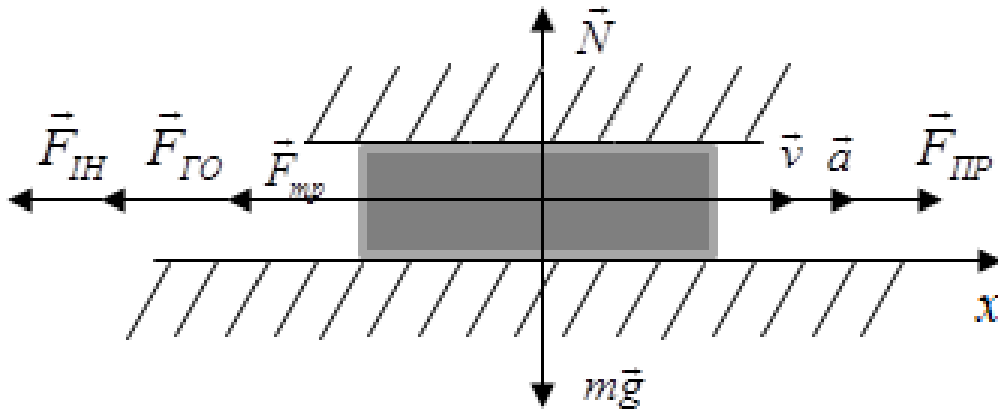


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема сил для розрахунку золотника

Для моделювання робимо припущення, що золотник абстрагується абсолютно твердим тілом



Рисунок 2.5 – Зовнішній вигляд золотника гідравлічного клапана CX8080

[20]

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | МР.АТМ - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

Тому його розв'язок отримаємо чисельним методом із застосування програмного продукту Maple. Разом з тим встановлений на платформі Maple симулятор MapleSim дає можливість змодельовати роботу клапану, отримати чисельні та графічні залежності силових та кінематичних параметрів від часу. Якщо ж необхідно розрахувати силу приводу для нестандартної або нової конструкції, потрібен комплексний підхід із застосуванням спеціалізованих інженерних методик та програмного забезпечення для гідродинамічного аналізу.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

3 ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПАРМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

3.1 Особливості моделювання підвіски легкового автомобіля в середовищі MapleSim

Схема моделювання динаміки підвіски автомобіля в MapleSim базується на використанні багатотілових (Multibody) та одновимірних механічних бібліотек для створення фізичної моделі за принципом «drag-and-drop» [22, 23]. Основними етапами та компонентами схеми є наступні компоненти моделювання.

1. Основні блоки сигнатурної моделі ("Quarter Car")

Для моделювання базової динаміки використовується схема "Quarter Car", яка включає:

- підресорена маса (Sprung Mass): Блок **Mass** (з бібліотеки Multibody), що представляє частину кузова автомобіля.
- непідресорена маса (Unsprung Mass): Блок **Mass**, що моделює масу колеса та деталей підвіски.
- елементи підвіски: Блоки пружини (**Spring**) та амортизатора (**Damper**), з'єднані паралельно між кузовом та колесом.
- модель шини - блок пружини з високою жорсткістю та демпфером, що з'єднує колесо з поверхнею дорожнього профілю.

2. Складні кінематичні схеми

MapleSim дозволяє моделювати реальні типи підвісок за допомогою шарнірів та важелів. Основні типи наступні:

- Double Wishbone (Двоважільна), яка використовує блоки **Revolute Joint**, **Spherical Joint** та жорсткі зв'язки **Rigid Body** для відтворення геометрії важелів;

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

Амплітуда — це максимальне відхилення кузова від положення рівноваги. Вона залежить від висоти нерівностей дороги, швидкості руху та жорсткості підвіски.

За справної підвіски амплітуда коливань кузова може бути в 10 разів меншою за амплітуду нерівностей дороги (наприклад, 0,5 см при висоті перешкоди 4 см). Тому в першому наближенні приймаємо $A=0,0005\text{м}$. Якщо частота нерівностей збігається з власною частотою підвіски (1–2,5 Гц), виникає резонанс, при якому амплітуда різко зростає, що може призвести до відриву коліс від дороги та втрати керованості.

Для розрахунків приймемо автомобіль Audi Q7 3.2 TFSI 320 к.с. Quattro, [20, 21] маса кузова якого за офіційними даними [1, 2] становить 1795 кг. Маса колеса в зборі для Audi Q7 залежить від конкретного розміру диска і шини, а також від типу і матеріалу диска, і як правило [1, 2], становить від 20 до 25 кг. Тому приймаємо 25кг. Жорсткість пружини $C_{\text{пр}}=35000\text{Н/м}$; Коефіцієнт демпфування амортизатора $b_{\text{ам}} = 1120\text{Н*с/м}$; Жорсткість шини $C_{\text{ш}}=350000\text{ Н/м}$; Коефіцієнт демпфування шини $b_{\text{ш}} = 60\text{ Н*с/м}$. Коефіцієнт сухого тертя ковзання у підвісці приймемо $b_{\text{п}}=15\text{ Н*с/м}$. Коефіцієнт тертя кочення гуми по асфальту (бетону) $\delta_{\text{а}}= 0,01\text{м}$; для ґрунту $\delta_{\text{г}}= 0,02\text{м}$. Кут підйому дороги $\alpha=5\text{град}$. Швидкість руху автомобіля 50км/год. Крутний момент на колесах 350 Нм.

3.3 Положення розробки моделі та проведення числових експериментів

Для дослідження кінематичних та динамічних параметрів роботи адаптивної підвіски застосовано програмний продукт MapleSim [23]. Імітаційна модель, побудована у середовищі Maplesim включає в себе систему важелів, стержнів, шарнірів, гідрабличних емеостей, систему клапанів, циліндрів, поршнів, розподільників, з'єднувальних магістралей. Бібліотека MapleSim містить у собі безліч компонентів, з'єднуючи які у певній послідовності механічними, чи гідравлічними зв'язками, отримуємо імітаційну модель.

Імітаційна модель гідравлічного клапана – це числова репрезентація фізичного пристрою, яка відтворює його динамічну поведінку в гідравлічній системі.

| | | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | | | | | |

Вона дозволяє досліджувати процеси без проведення дорогих натурних експериментів. Моделювання клапана зазвичай охоплює кілька фізичних доменів: механічну, гідравлічну та електромагнітну. В механічній частині моделює масу золотника, зусилля пружини, тертя та демпфування. Гідравлічна частина описує витрату рідини через отвори (дроселювання), перепади тиску та витіки. Електромагнітна частина (для електрогідравлічних клапанів) враховує затримку соленоїда та динаміку якоря.

Імітаційна модель гідравлічного клапана в MapleSim будується на базі спеціалізованої бібліотеки MapleSim Hydraulics Library (розробленої спільно з Modelon), яка містить понад 200 компонентів для моделювання складних гідросистем. Maple під MapleSim автоматично генерує, спрощує і розв'язує рівняння руху системи. Користувач може досліджувати свою систему різними способами, наприклад, переглядати рівняння моделі й виконувати оптимізацію параметрів. Використання математичного механізму Maple також дозволяє MapleSim містити в собі такі функції, як керування модулями й рішення диференціальних рівнянь високого порядку, які часто зустрічаються в складних гідро-механічних моделях.

Для розробки моделі гідравлічного клапана використовуємо розрахункову схему, де застосовано здвоєну пружину із жорсткостями $C_{пр1}=18000\text{Н/м}$ та $C_{пр2}=9000\text{Н/м}$.

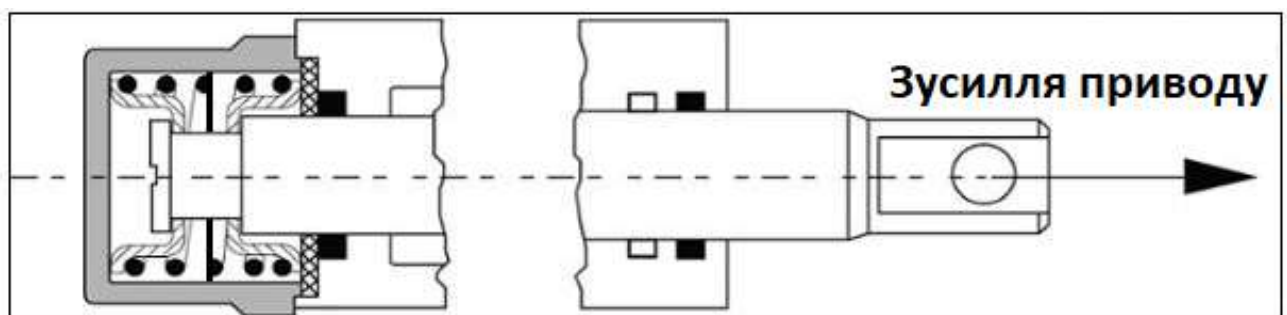


Рисунок 3.1 – Робоча схема гідравлічного клапана із здвоєною пружиною
 1 – пружина жорсткістю $C_{пр1}$; 2 – пружина з меншою жорсткістю $C_{пр2}$;
 3 – пластина

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

Зведену жорсткість двох пружин визначаємо за формулою:

$$C_{звп} = \frac{C_{np1} \cdot C_{np2}}{C_{np1} + C_{np2}} = \frac{18000 \cdot 9000}{18000 + 9000} = 6000 \text{ Н/м} \quad (3.1)$$

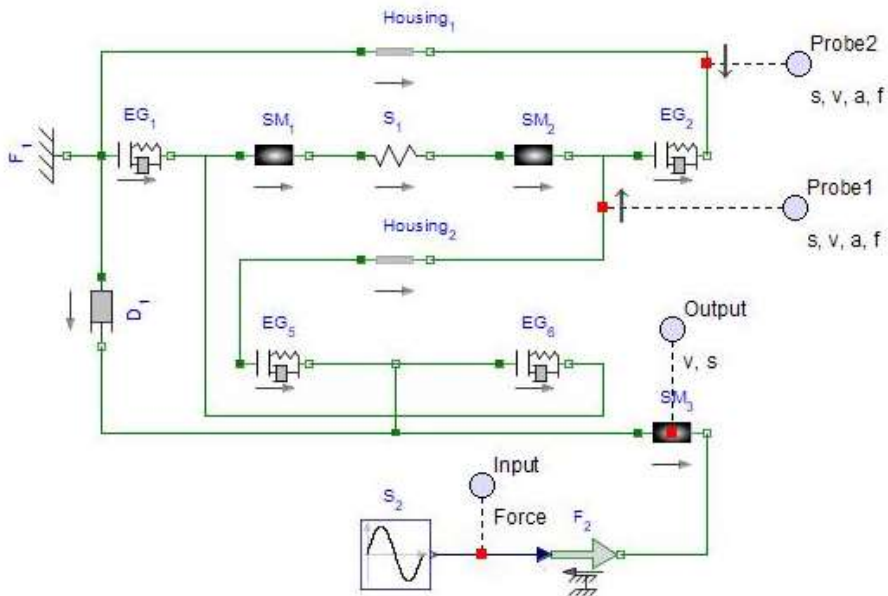


Рисунок 4.2 – Імітаційно-числова модель механічної частини клапана

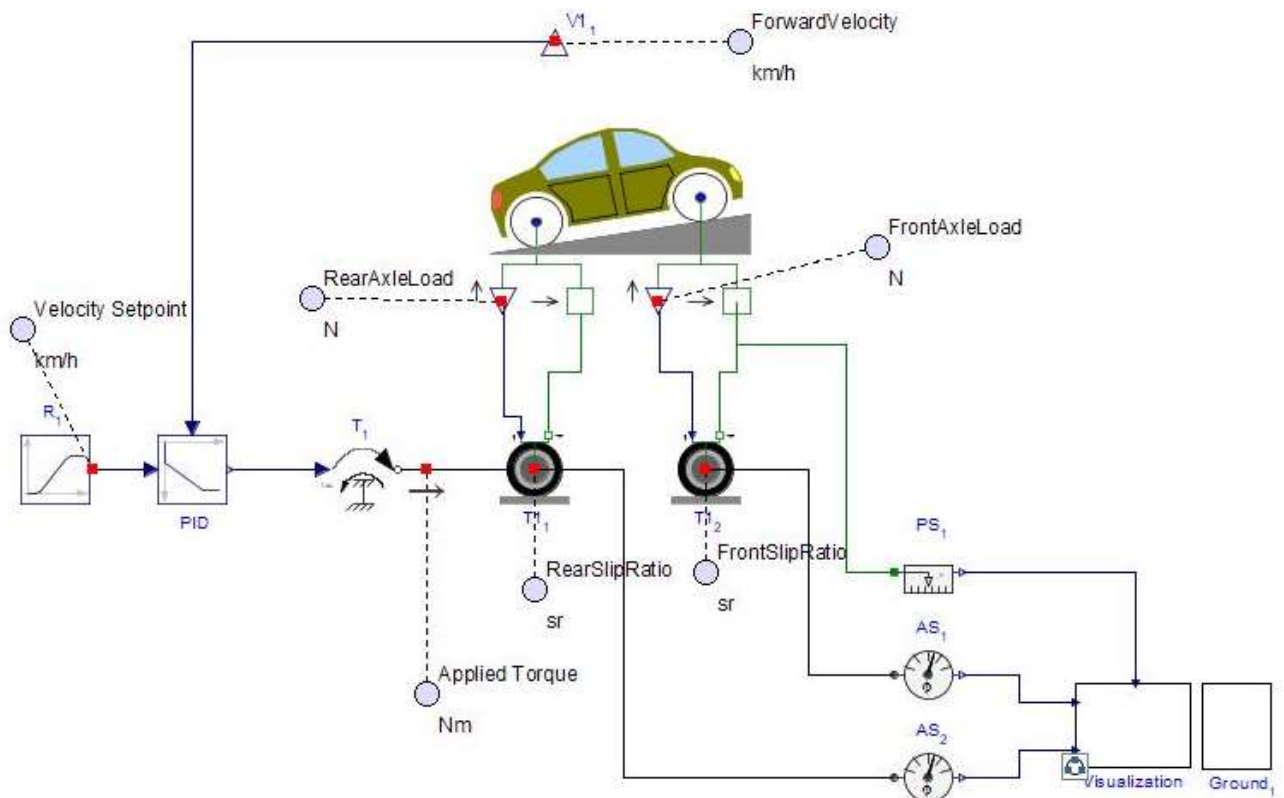


Рисунок 4.3 – Імітаційно-числова модель адаптивної підвіски

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

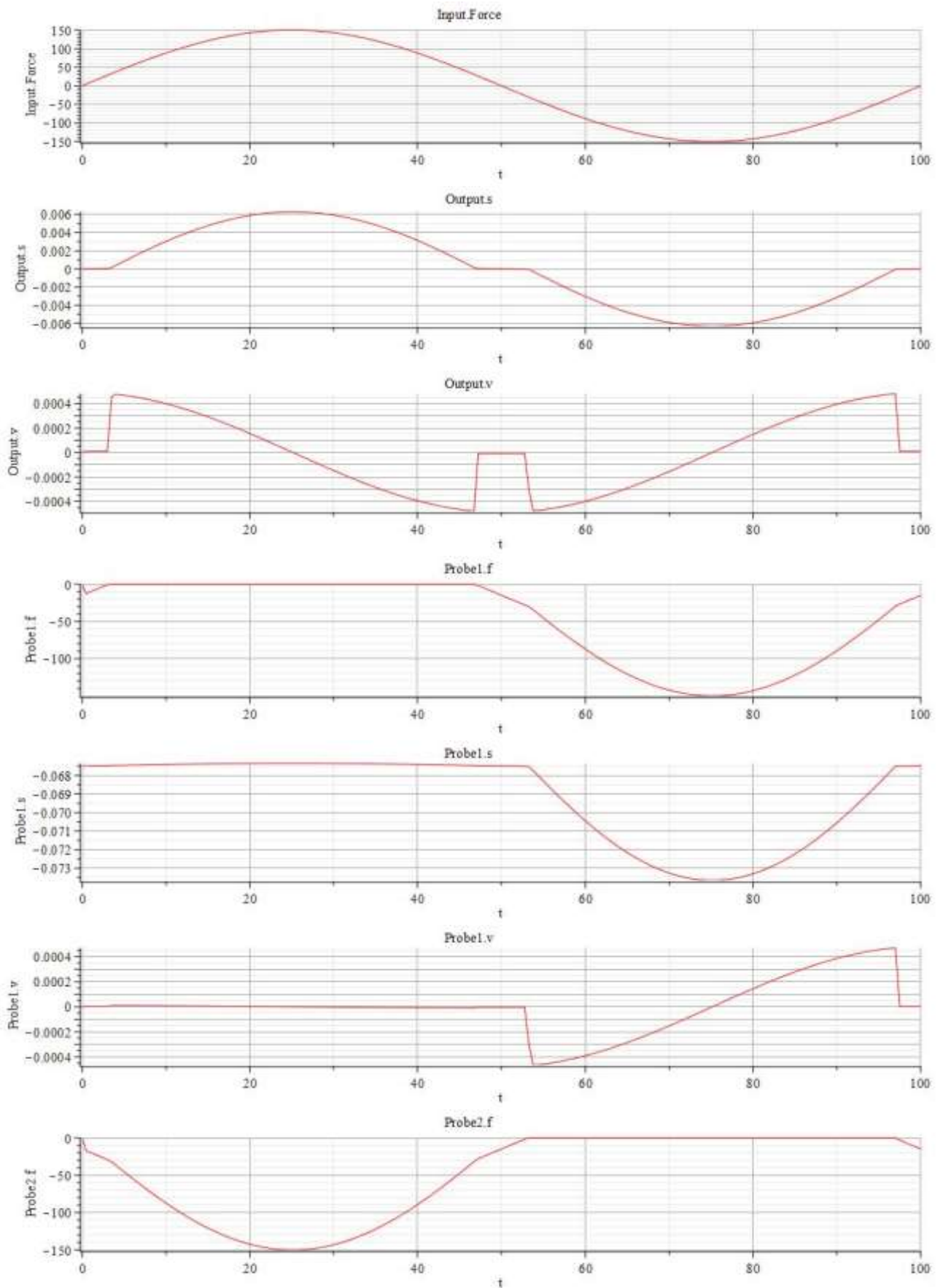


Рисунок 4.5 – Результати числової реалізації моделі клапана

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

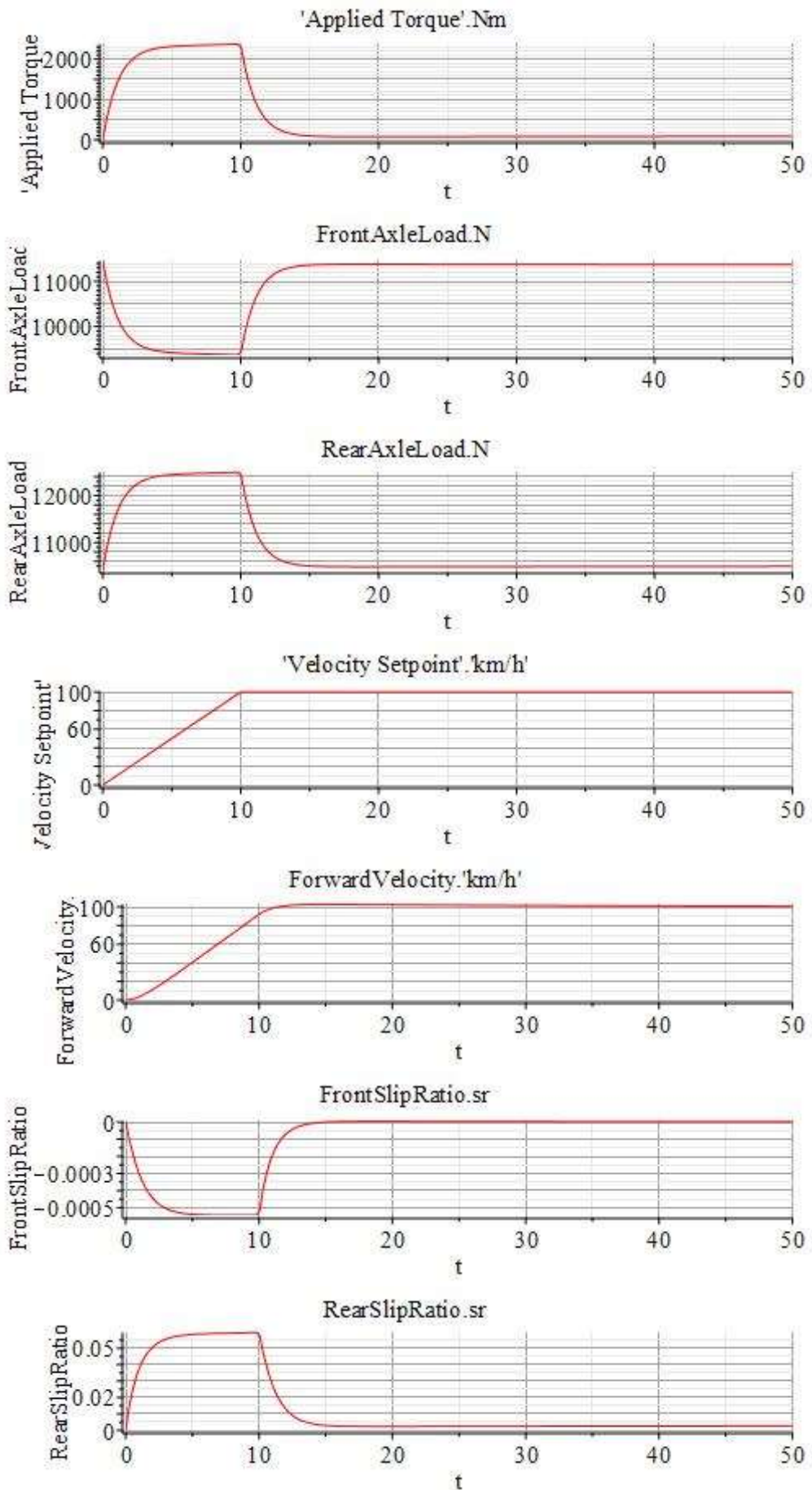


Рисунок 4.6 – Результати числової реалізації моделі підвіски

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | МР.АТМ - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

Результати імітаційного моделювання адаптивної підвіски з модернізованим гідравлічним клапаном демонструють значну перевагу над існуючими системами у забезпеченні балансу між комфортом та керованістю автомобіля. Основні кількісні та якісні результати моделювання полягають у наступному.

Спостерігається зниження рівня вібрацій та віброприскорень. Використання для моделювання клапана із здвоєною пружиною дозволяють зменшити прискорення коливань підресореної маси з $4,6 \text{ м/с}^2$ до $2,2 \text{ м/с}^2$, тобто майже на 50%. Рівень вертикальних прискорень при цьому знижується на 28,6%, що прямо свідчить про покращення плавного ходу.

При зазначеному діапазоні зміни прискорення коливань $2,4 \text{ м/с}^2$ забезпечується кращий контроль прогину підвіски. Моделювання показує зменшення амплітуди прогину підвіски з 25,4 мм до 12,3 мм (майже 52%). Це дозволяє уникати "пробоїв" на нерівностях та стабілізувати положення кузова. Помітно покращується контакт колеса з дорогою. Прогин шин зменшується на 50,4%, що забезпечує стабільну пляму контакту та покращує зчеплення коліс з дорожнім покриттям.

За результатами моделювання адаптивної підвіски автомобіля Audi Q7 При рівномірному русі на рівній дорозі динамічне навантаження зазвичай становить 1,0–1,2 від статичної ваги на колесо. Якщо статичне навантаження на одне колесо середнього авто складає 300–450 кг, то при 70 км/год воно коливатиметься в межах 300–540 кг. При русі по вибоїнах або "хвилях" навантаження може зростати до 1,5–2,0 від статичного, що для типового авто означає діапазон 450–900 кг на колесо. Час реакції амортизатора адаптивної підвіски становить від кількох мілісекунд до приблизно 10–26 мс. Така висока швидкість дозволяє підвісці ефективно гасити вібрації на частотах до 25 Гц, забезпечуючи стабільність кузова та кращий контакт коліс із нерівним покриттям.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

3.2 Розрахунок на міцність деталей клапана

3.2.1 Розрахунок на стійкість та міцність золотника

Виконуючи розрахунок на стійкість і жорсткість золотника необхідно визначити величину критичного навантаження на шток і порівняти його з діючим, а також напруження, які виникають в тілі штока під час дії цього навантаження [22].

Для виготовлення штока приймаємо матеріал сталь 45 ДСТУ 1050-08 з такими механічними властивостями [22]:

- модуль пружності матеріалу: $E=2 \cdot 10^5$ МПа;
- границя міцності: $\sigma_{кр} = 120$ МПа.

Величину критичного навантаження на золотник визначаємо за формулою:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{(\mu \cdot l)^2}, \text{ Н} \quad (3.1)$$

де J - момент інерції поперечного перерізу золотника, м^4 ;

μ - коефіцієнт приведення довжини.

l - довжина, м.

Довжину приймаємо конструктивно: $l = 23,5$ мм.

Момент інерції поперечного перерізу штока визначаємо за формулою:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32}; \text{ м}^4, \quad (3.2)$$

Отже:

$$J = \frac{\pi \cdot 0,03^4}{32} = 0,079 \cdot 10^{-4}; \text{ м}^4,$$

Для проведення подальших розрахунків необхідно задатися розрахунковою схемою золотника. Його приймемо, як суцільний однорідний стержень, один кінець якого жорстко зацемлений, а другий з шарніром на кінці. Згідно вибраної розрахункової схеми штока коефіцієнт приведення довжини приймаємо $\mu = 0,7$.

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | МР.АТм - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

Тоді величина критичного навантаження на золотник буде рівною:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,079 \cdot 10^{-6}}{(0,7 \cdot 0,235)^2} = 575,6 \text{ кН}$$

Отже, стійкість штока забезпечена: $P \leq P_{кр}$.

Площу поперечного перерізу золотник визначаємо за формулою:

$$F_{ум} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \text{ м}^2, \quad (3.3)$$

$$F_{ум} = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,00071; \text{ м}^2.$$

Розрахункові напруження, що виникають в тілі штока визначаємо за формулою:

$$\sigma_p = \frac{P}{F_{ум}}; \text{ МПа} \quad (3.4)$$

$$\sigma_p = \frac{785}{0,00071} = 1,1 \text{ МПа}$$

Отже, міцність золотника від дії осевого навантаження забезпечена.

3.2.2 Розрахунок корпусу на міцність

Для виготовлення корпусу (циліндра) використовується сталь 40ХН ДСТУ 4543-01, для якої механічні характеристики мають такі значення:

- границя міцності: $\sigma_{кр} = 120 \text{ МПа}$;
- модуль пружності матеріалу: $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Розрахункова товщина гільзи визначається за формулою:

$$\delta_p = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_{кр} + 0,4 \cdot p}{\sigma_{кр} - 1,3 \cdot p}} - 1 \right); \text{ м} \quad (3.5)$$

де - внутрішній діаметр циліндра: $D = 12 \text{ мм}$;

- тиск рідини в робочій порожнині циліндра: $p = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

- границя міцності: $\sigma_{кр} = 120 \text{ МПа}$.

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | МР.АТм - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

$$\delta_p = \frac{0,012}{2} = \sqrt{\frac{120 + 0,4 \cdot 0,1}{120 - 1,3 \cdot 0,1}} - 1 = 0,006004 \text{ м}$$

Приймаємо $\delta = 6 \text{ мм}$.

Розрахункове напруження в гільзі:

$$\sigma_p = \frac{p \cdot D}{2\delta}; \text{ МПа} \quad (3.6)$$

$$\sigma_p = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 12}{2 \cdot 6} = 0,1 \text{ МПа.}$$

Міцність гільзи по напруженнях на розрив забезпечена: $\sigma_p < \sigma_{кр}$.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | МР.АТМ - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

Таблиця .4.1 – Аналіз потенційних небезпек виробничих факторів

| Джерело небезпеки | Характеристика потенційно небезпечних виробничих факторів та їх допустимі значення |
|---|--|
| Токарно-гвинторізний верстат 1К62, N _{дв} =11,125 кВт | <ul style="list-style-type: none"> - ураження електричним струмом (I=40 А, U=380 В, f=50 Гц) від струмопроводів чи появи його на корпусі верстату; - можливість захоплення робочого одягу; - високий рівень потужності шуму (95 дБА), при f=63 Гц, ГДР=97 дБ (по ГОСТ 12.2.107-85); - вібрація L_v=95 дБ при f=63 Гц, ГДР= 92 дБ (по ДСТУ 12.1.012-90) |
| Джерело небезпеки | Характеристика потенційно небезпечних виробничих факторів та їх допустимі значення |
| Токарно-гвинторізний верстат 1А616, N _{дв} =4,725 кВт | <ul style="list-style-type: none"> - ураження електричним струмом (I=40 А, U=380 В, f=50 Гц); - захоплення одягу робочим органом верстату; - високий рівень потужності шуму (95 дБА), при f=63 Гц, ГДР=97 дБ; - вібрація L_v=90 дБ при f=63 Гц, ГДР= 92 дБ |
| Поперечно-стругальний верстат 7М36, N _{дв} =7,1 кВт | <ul style="list-style-type: none"> - ураження електричним струмом (I=40 А, U=380 В, f=50 Гц); - захоплення одягу робочим органом верстату; - високий рівень потужності шуму (95 дБА), при f=63 Гц, ГДР=97 дБ; - вібрація L_v=91 дБ при f=63 Гц, ГДР= 92 дБ |
| Електрозаточний верстат ЭЗС-2, N _{дв} =0,25 кВт | <ul style="list-style-type: none"> - ураження електричним струмом (I=40 А, U=380 В, f=50 Гц); - високий рівень потужності шуму (82 дБА), при |

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | МР.АТм-59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | |

В слюсарно-механічному відділенні наявні наступні шкідливі речовини, перелік яких і концентрації подаємо в таблиці 8.2. характеристику шкідливих речовин взято по ДСТУ 12.1.007-76 “Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности”.

Таблиця 4.2 – Характеристика шкідливих речовин, що використовуються в приміщенні

| Назва шкідливої речовини чи матеріалу | Технологічний процес, в якому використовується шкідлива речовина | ГДК шкідливих речовин | | Дія на організм людини. Перша допомога |
|---------------------------------------|--|-----------------------|-------------------------------|---|
| | | В робочій зоні | В атмосфері населеного пункту | |
| Мастильно-охолоджувальна рідина | обробка різанням | 6,0 | - | Промити руки, очі і інші частини тіла водою кімнатної температури |
| Індустріальне мастило | обробка різанням | 5,0 | 0,085 | Чисте повітря, попити чаю. При потребі зробити штучне дихання |

4.2 Забезпечення нормальних умов праці

Природно-кліматичні умови помірного типу, для якого характерні температури $-25...+35^{\circ}\text{C}$. Оскільки вона розташована поза містом, то увесь робочий персонал доставляють на робочі місця службовим транспортом, а після закінчення робочого дня персонал доставляють до міста. На території автоколони є їдальня, де робітники можуть пообідати та місця для відпочинку.

Для створення необхідних умов праці слід вибрати оптимальні значення метеорологічних умов роботи в слюсарно-механічній дільниці згідно ДСТУ 1.1.005-88 “Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования”. В таблиці 8.3 подаємо їх значення.

Таблиця 4.3 – Оптимальні значення метеорологічних умов в робочих зонах виробничих приміщень

| Характеристика приміщення | Категорія важкості фізичних робіт | Період року | Температура, $^{\circ}\text{C}$ | Відносна вологість, % | Швидкість руху повітря, м/с |
|-------------------------------|-----------------------------------|-------------|---------------------------------|-----------------------|-----------------------------|
| Слюсарно-механічне відділення | Середньої важкості П б | Холодний | 17...19 | 60...40 | 0,3 |
| | | Теплий | 20...22 | 60...40 | 0,4 |

Електропостачання і водопостачання на підприємство здійснюється від місцевих мереж. До автоколони №2 підведено каналізацію, яка відводить стічні води до очисних споруд розташованих поза межами підприємства. Водопостачання і каналізація виконано згідно вимог ДСТУ 2.04.01-85 “Внутренний водопровод и канализация зданий. Нормы проектирования”. Відстань від робочого місця до джерела питного водопостачання – 50 м.

| | | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|--|--|--|------|--|
| | | | | | | | | | Арк. | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM-59.00.00.000.ПЗ | | | | | |

Температура води, що поступає для споживчих потреб становить 15 °С влітку і 10 °С взимку.

У слюсарно-механічній дільниці згідно СНиП 2.04.05-86 “Отопление, вентиляция и кондиционирование” виконано природну і місцеву вентиляцію, характеристики яких подано в таблиці 6.4.

Таблиця 4.4 – Характеристика штучної вентиляції

| Приміщення | Тип вентиляції | Вентиляційне обладнання | Кратність повітрообміну |
|-------------------------------|----------------|-------------------------|-------------------------|
| Слюсарно-механічне відділення | Припливна | Ц4-70 | 4 |
| | Витяжна | Ц4-76 | 4 |
| | Місцева | місцевий відсмоктувач | 6 |

Проект опалення слюсарно-механічної дільниці відповідає вимогам ДСТУ 2.04.05-96 “Отопление, вентиляция и кондиционирование”. Опалення здійснюється паром, що поступає від УБР на територію автоколони по термоізолюваних трубах і забезпечує рівномірне нагрівання до температури +16...25°С всередині дільниці.

Природне освітлення на дільниці відповідає вимогам ДСТУ П-4-79 “Естественное и искусственное освещение”. Коефіцієнт природного освітлення при боковому освітленні становить $\approx 1,0$. В таблиці 8.5 подаємо характеристику штучного освітлення. Крім того на верстатах передбачено лампи місцевого освітлення, отже в робочій зоні верстату буде комбіноване освітлення.

| | | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM-59.00.00.000.ПЗ | | | | | |

Таблиця 4.5 – Характеристика штучної освітленості робочих місць

| Назва приміщення | Розряд зорової роботи | Освітленість, лк | | | | Тип світильника |
|-------------------------------|-----------------------|------------------|-------------|----------|-------------|-----------------|
| | | Загальне | Комбіноване | Аварійне | Евакуаційне | |
| Слюсарно-механічне відділення | IVб | 200 | 500 | 100 | 0,2 | УПД |

До санітарно-побутових приміщень відносять душові, туалети, гардероби, кімнати відпочинку. Параметри цих приміщень відповідають вимогам ДСТУ П-92-76 “Вспомогатильные здания и сооружения промышленных предприятий. Нормы проектирования” і занесені в таблицю 8.6.

Таблиця 4.6 – Санітарно-побутові приміщення

| Назва приміщення | Назва побутових пристроїв | Мінімальна площа приміщення | Кількість працюючих | Загальна площа, м ² | Фактична площа, м ² |
|-------------------|---------------------------|-----------------------------|---------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| Гардеробні блоки | Шафа подвійна 300×400 | 40÷110 | 181 | 36 | 40 |
| Душові приміщення | Одинарна душова кабіна | 10÷20 | 181 | 18 | 20 |
| Назва приміщення | Назва побутових пристроїв | Мінімальна площа приміщення | Кількість працюючих | Загальна площа, м ² | Фактична площа, м ² |
| Санвузол | Унітаз 1 на 25 чол. | 10÷30 | 181 | 10 | 12 |

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM-59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | |

| | | | | | |
|--------------------|--|---------|-----|-----|-----|
| | Умивальник | 10÷30 | 181 | 10 | 12 |
| Кімната відпочинку | Крісла, столи, 0,2 м ² на 1 чол. | 9÷28 | 181 | 28 | 28 |
| Їдальня | Крісла, столи, 4 чол. на 1 місце, 1,1 м ² | 100÷145 | 181 | 140 | 155 |

Територія автоколони озеленена на 1,3% від загальної площі, це сприяє очищенню повітря, вловлюванні шкідливих речовин і збагаченню його киснем. Зелені насадження знаходяться по периметру території, біля основних виробничих будівель.

Для захисту працюючих від шкідливих та небезпечних факторів на виробництві застосовують засоби індивідуального захисту, подані в таблиці 6.7.

Таблиця 4.7 – Засоби індивідуального захисту

| Шкідливий фактор | Призначення засобу індивідуального захисту | Назва засобу індивідуального захисту | Професія працівника |
|--------------------------------|--|---|---------------------|
| Ураження електричним струмом | Захист від ураження електричним струмом | Гумовий ковбик, електроізоляція, заземлення | Слюсар-верстатник |
| Шум з перевищенням ГДР до 10дБ | Захист органів слуху | Протишумні навушники ВЦ НИИ05-2М, ТУ | Слюсар-верстатник |

| | | | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|--|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM-59.00.00.000.ПЗ | | | | | | |

| | | | |
|---------------------------------|----------------------------|---|--------------------------------|
| | | ЦОО-28-126-76 | |
| Механічні пошкодження, стружка | Захист органів зору та рук | Захисні окуляри ГОСТ 12.4.003-84 Рукавиці | Слюсар-верстатник |
| Мастильно-охолоджувальна рідина | Захист шкіри | Спеціальні рукавиці ГОСТ 12.4.068-79 | Верстатники, що працюють з МОР |

Продовження таблиці 4,8

| Шкідливий фактор | Призначення засобу індивідуального захисту | Назва засобу індивідуального захисту | Професія працівника |
|------------------|--|--|---------------------|
| Вібрація | Захист рук | Рукавиці антивібраційні ГОСТ 12.1.012-78 | Слюсар-верстатник |
| Механічний пил | Захист органів дихання | Респіратор протипиловий | Слюсар-верстатник |

Робота дозволяється тільки на справних верстатах. Ті верстати, при роботі яких утворюється стружка обладнуються пристроями для її видалення у безпечне місце, а ті, що створюють високий рівень шуму – шумопоглинаючими пристроями. Всі верстати заземляють, рухомі деталі огорожують.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM-59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |
| | | | | | | |

4.3 Забезпечення безпеки технологічних процесів монтажу та експлуатації обладнання

Транспортування верстатів на ділянці здійснюється згідно інструкцій з експлуатації та монтажу. Переміщують верстати по ділянці волоком на плиті або на спеціальному візку. Верстати у розібраному стані транспортують кран-балкою. Верстати встановлюють на загальне бетонне полотно, вивіряють і закріплюють. Після установки верстату підводять електрообладнання, підводять подачу мастильно-охолоджувальної рідини та ін. [25, 26, 27]

У верстатах, складальні одиниці масою більше 25 кг повинні бути передбачені пристрої для надійного їх захвату і переміщення вантажопідіймальним механізмом під час транспортування, монтажі і ремонту.

При необхідності у верстатах слід передбачити пристрої для закріплення рухомих вузлів та деталей, що будуть запобігати їх переміщенню і монтажу.

Монтаж електрообладнання на верстати:

- всі ізольовані захисні проводи повинні мати двоколірне забарвлення – зелене і жовте;
- при використанні багатожильних ізольованих проводів і кабелів, що мають не менше 5 жил, зелено-жовта жила має бути по всій довжині;
- не дозволяється прокладати проводи складені за допомогою пайки з кількох частин в трубах, метало рукавах;
- корпусні деталі верстату не дозволяються використовуватися в якості струмопроводів.

Монтаж систем змащування і охолодження:

- верстати слід обладнати централізованою системою мащення, або всі або всі заповнені мастильним матеріалом масльонки мають знаходитись в безпечному місці;
- в резервуарах гідравлічних і мастильних систем, розміщених в основі станин, повинні бути передбачені отвори для відкачування мастил;

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM-59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

- трубопроводи гідравлічних. Охолоджувальних систем проводять вище рівня підлоги, а в місцях, необхідних для обслуговування верстату на висоті не більше 1000мм над рівнем підлоги.

Пристрій для свердління отворів під стяжні болти в чашці диференціалу монтують на стіл свердлильного верстату, за допомогою болтового з'єднання. Тому при монтажі слід користуватись гайковими ключами відповідного типорозміру. Не можна користуватись зношенням до граничного стану ключами, нарощувати їх. Пристрій слід встановлювати при вимкненому верстаті. При роботі з пристроєм слід бути обережним, оскільки при свердлінні отворів можливе захоплення одягу робочим інструментом верстату.

Експлуатацію проводять з дотриманням основних вимог техніки безпеки. Для забезпечення безпеки роботи на токарних верстатах захисні пристрої верстатів повинні забезпечувати надійне кріплення оброблювальних деталей. Не допускається наявність на кріпильних пристроях виступаючих частин.

При роботі на свердлильних верстатах не допускається застосовувати патрони із виступаючими частинами. Механізм кріплення патронів повинен забезпечити надійний затиск і точне центрування інструменту. Для свердління отворів у в'язких матеріалах використовують спіральні свердла із струшкоподрібнювальною канавкою. Оброблювальні деталі встановлюються і закріплюються на столі чи плиті свердлильного верстату.

Стругальні верстати обладнують гальмівними і амортизуючи ми пристроями, які призначені для запобігання небезпечним наслідкам у випадку виходу столу із зачеплення. Зона руху стола, повзуна, яка виходить за габарити стругального верстату, огорожується бар'єрами чи іншими пристроями, що перешкоджають доступу робітників у небезпечну зону. Всі стругальні верстати обладнують стружковідбивачами і стружкозбірниками.

Фрезерні верстати обладнують швидкодіючими гальмівними пристроями. Та частина фрези, яка не доторкається до поверхні оброблювальної деталі, огорожується зручною в експлуатації огорожею. Для захисту від стружки

| | | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|--|--|--|------|--|
| | | | | | | | | | Арк. | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM-59.00.00.000.ПЗ | | | | | |

використовують різні конструкції пристроїв. Найбільш поширений метод руйнування стружки заснований на використанні радіусної стружкозавиваючої канавки на передній поверхні різця паралельно різальній кромці. Зливна стружка, стікаючи по поверхні канавки, завивається, тим крутіше, чим менше її радіус. Стружка, завиваючись в канавці, руйнується на дрібні частинки.

Використовують також накладні стружколами. Їх розміщують зверху різця і кріплять разом з різцетримачем. Накладний стружколам має загнутий кінець, який розміщують в залежності від глибини різця на відстані 2...6 мм від різучої кромки.

Використання захисного екрану дозволяє обмежити зону різання, що забезпечує безпеку при обслуговуванні токарного верстату і створює добрі умови для спостереження за процесом обробки виробу.

Для безпечної роботи на заточних верстатах абразивний інструмент перед установкою на верстат ретельно оглядають і випробовують на міцність. Верстати обладнують огороженнями, які мають забезпечити можливість легкого зйому зношеного інструменту. Захисний кожух повинен мати відповідний кут. У таблиці 6.8 наводимо технічні міри захисту від небезпечних виробничих факторів.

Таблиця 4.8 – Технічні міри захисту від виявлених потенційних небезпек виробничих факторів

| Небезпечний фактор виробничого середовища | Проміжний чи вибраний захисний засіб | Технічна характеристика пристрою чи захисту | Місце розміщення на плані чи обладнанні |
|---|--------------------------------------|---|---|
| Обертові частини верстату, уламки інструменту | Захисні екрани, кожухи, загородження | Захищають від рухомих частин | Встановлюються постійно в місцях, які закривають рухомі частини |

| | | | |
|------------------|---|---|--|
| Металева стружка | Захисні окуляри ГОСТ 12.4.013-75 | Скло окулярів виготовляють із сталініту | При роботі одягають на очі |
| Електроураження | Гумові килимки, дерев'яні решітки, заземлення | Решітки по всій довжині робочої зони | Встановлюють в зоні обслуговування обладнання |

4.4 Розрахунок віброізоляції верстатів

Для агрегатів, швидкість обертання робочого органу яких більша 1800 хв^{-1} рекомендовано приймати гумові віброізолятори.

Необхідно визначити число і розмір гумових віброізоляторів для захисту верстатника від вібрації, що створюється верстатом 1К62, рівень віброшвидкості перевищує допустимі значення ДСТУ 12ю1ю012-78 на 3дБ в октавній полосі середньо геометричних частот 63Гц.

Приймаємо необхідну степінь зниження рівня вібрацій $\Delta L = 10 \text{ дБ}$ і визначаємо частоту власних коливань системи:

$$f_0 = \frac{f}{\sqrt{10^{\frac{\Delta L}{20}} + 1}}, \text{ Гц} \quad (4.1)$$

де f – частота середньгеометрична, Гц

$$f_0 = \frac{63}{\sqrt{10^{\frac{10}{20}} + 1}} \approx 31 \text{ Гц.}$$

Визначаємо необхідну статичну осадку віброізолятора:

$$x_{cm} = \frac{0,25}{f_0^2}, \text{ м ;} \quad (4.2)$$

$$x_{cm} = \frac{0,25}{31^2} = 26,01 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | МР.АТм-59.00.00.000.ПЗ | | | | |

Приймаємо в якості віброізоляторів гуму середньої шорсткості і визначаємо висоту віброізоляторів, H , м:

$$H = x_{ст} \frac{E}{\sigma}, \text{ м}; \quad (4.3)$$

де E – динамічний модуль пружності, для даної гуми $E=200\div 250 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, приймаємо $E=220 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. [15, с. 53, табл. 4.6]

$$H = 26,01 \cdot 10^{-5} \frac{220 \cdot 10^5}{3,5 \cdot 10^5} = 16,3 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Визначаємо площу поперечного перерізу віброізоляторів, $S_{заг}$:

$$S_{заг} = \frac{P_{ст.заг.}}{\sigma} \quad (4.4)$$

де $P_{ст.заг.}$ – загальні статичні навантаження на віброізолятори, що визначаються вагою конструкції (верстату) і заготовки, Н . $P_{ст.заг.} = 22050 \text{ Н}$ [27, 28, 29]

$$S_{заг} = \frac{22050}{3,5 \cdot 10^5} = 6,3 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Приймаємо число віброізоляторів N рівним 4 і обчислюємо площу перерізу одного віброізолятора

$$S_1 = \frac{S_{заг.}}{N}, \text{ м}^2 \quad (4.5)$$

де N – число віброізоляторів, $N=4$.

$$S_1 = \frac{6,3 \cdot 10^{-2}}{4} = 15,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Діаметр циліндричного стовпа віброізолятора рівня:

$$D = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi}}, \quad (4.6)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 15,75 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 14,2 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

| | | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | | |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM-59.00.00.000.ПЗ | | | | | |

Визначаємо число і розмір гумових віброізоляторів для захисту від вібрації, що створюється верстатом 6Р83Ш, півень віброшвидкості перевищує допустимі значення ДСТУ 12.1.012-78 на 5дБ в октавній полосі середньо геометричних частот 63Гц.

Приймаємо, як і в попередньому випадку, необхідну степінь зниження рівня вібрацій $\Delta L=10\text{дБ}$ і визначаємо частоту власних коливань системи

$$f_0 = \frac{63}{\sqrt{\frac{10}{10^{20}} + 1}} \approx 31 \text{ Гц.}$$

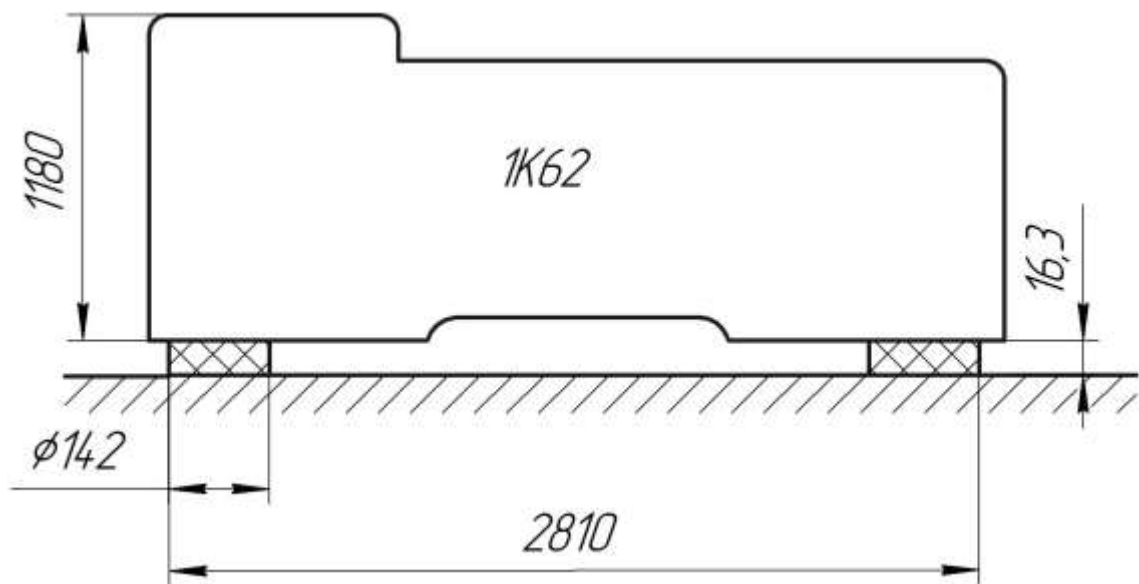


Рисунок 4.1 – Схема віброізоляції токарно-гвинторізного верстату 1К62

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МР.АТм-59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

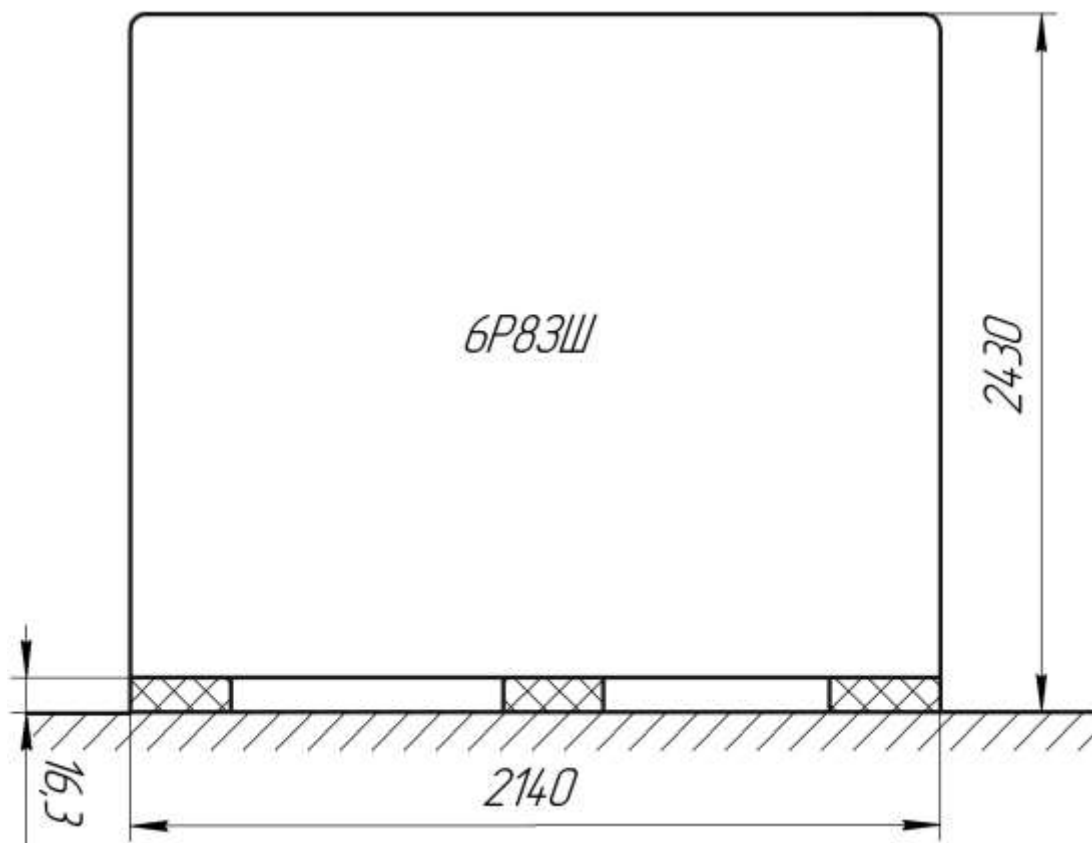


Рисунок 4.2 – Схема віброізоляції фрезерного верстату 6P83Ш

Необхідна статична осадка віброізолятора

$$x_{ст} = \frac{0,25}{31^2} = 26,01 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Приймаємо ту ж гуму в якості віброізолятора, що і в першому випадку і визначаємо висоту віброізоляторів

$$H = 26,01 \cdot 10^{-5} \frac{220 \cdot 10^5}{3,5 \cdot 10^5} = 16,3 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Площа поперечного перерізу віброізолятора

$$S_{заг} = \frac{P_{ст.заг.}}{\sigma}$$

де $P_{ст.заг.}$ – загальні статичні навантаження на віброізолятори, що визначаються вагою конструкції (верстату) і заготовки, Н. $P_{ст.заг.} = 40550 \text{ Н}$ [28, 29]

$$S_{заг} = \frac{40550}{3,5 \cdot 10^5} = 11,6 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МР.АТМ-59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

Приймаємо число віброізоляторів N рівним 6, так як досить велика загальна площа і обчислюємо площу перерізу одного віброізолятора

$$S_1 = \frac{S_{заг}}{N}, \text{ м}^2,$$

$$S_1 = \frac{11,6 \cdot 10^{-2}}{6} = 19,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Діаметр стовпа віброізолятора

$$D = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi}},$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 19,3 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,157 \text{ м.}$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM-59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

ВИСНОВКИ

У результаті виконання магістерської роботи на тему “Інжиніринг динамічних процесів адаптивної підвіски автомобіля в складних дорожніх умовах на базі СТО “Брат”” досягнуто ряд результатів, аналіз яких свідчить про доцільність правильної експлуатації адаптивних підвісок автомобілів з метою підвищення їх енергоресурсу у складних дорожніх умовах.

В рамках виконання магістерської роботи вирішено такі завдання:

1. Проаналізовано кінематику руху об'єкту дослідження під час дії активних та дисипативних сил. Зокрема, проведено аналіз аперіодичних рухів елементів адаптивної підвіски під дією сил лінійно-в'язкого опору для нерівного дорожнього покриття. Встановлено, що аперіодичний рух (режим сильного демпфування) виникає, коли система не здійснює коливань навколо стану рівноваги, а плавно повертається до нього після збурення. Встановлено необхідність більшої реакції гідросистеми підвіски на появу “запланованих” і “незапланованих” перешкод.

2. Розроблено розрахункову схему та математичну модель навантаженості елементів підвіски автомобіля. Отримано диференціальне рівняння золотника гідравлічного клапану із здвоєною пружиною. Таке удосконалення дає можливість підвісці краще реагувати на появу “запланованих” і “незапланованих” перешкод.

3. У програмному середовищі MapleSim розроблено імітаційні моделі динамічної навантаженості елементів підвіски автомобіля для руху у складних дорожніх умовах. Отримано часові залежності кінематичних та силових параметрів роботи адаптивної підвіски автомобіля у складних дорожніх умовах.

Використання для моделювання клапану із здвоєною пружиною дозволяють зменшити прискорення коливань підресореної маси з $4,6 \text{ м/с}^2$ до $2,2 \text{ м/с}^2$. За результатами моделювання адаптивної підвіски автомобіля Audi Q7 при рівномірному русі на рівній дорозі динамічне навантаження зазвичай становить 1,0–1,2 від статичної ваги на колесо. Якщо статичне навантаження на одне

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

колесо середнього авто складає 300–450 кг, то при 70 км/год воно коливатиметься в межах 300–540 кг. При русі по вибоїнах або "хвилях" навантаження може зростати до 1,5–2,0 від статичного, що для типового авто означає діапазон 450–900 кг на колесо. Час реакції амортизатора адаптивної підвіски становить від кількох мілісекунд до 10–26 мс. Така висока швидкість дозволяє підвісці ефективно гасити вібрації на частотах до 25 Гц, забезпечуючи стабільність кузова та кращий контакт коліс з нерівним покриттям. Протягом 10с інтервалу спостерігається збільшення дисипації енергії коливань від 6кДж до 8кДж, що забезпечить кращий енергоресурс підвіски під час експлуатації у складних дорожніх умовах.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА

1. Дюндик С. М. Модель для дослідження динаміки підвіски автомобіля спеціального призначення. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. 2019. Вип. 1 (33). С. 45.
2. Xiao Wu, Wenku Shi, Hong Zhang & Zhiyong Chen. Adaptive suspension state estimation based on IMM-KF on variable vehicle speed, road roughness grade and sprung mass condition. Published: 19 January 2024
3. Yoon D.-S., Choi S.-B. Adaptive Control for Suspension System of In-Wheel Motor Vehicle with Magnetorheological Damper. *Machines*. 2024. Vol. 12, Iss. 7. Art. 433. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines12070433>
4. Yoon, D.-S.; Kim, G.-W.; Choi, S.-B. Response time of magnetorheological dampers to current inputs in a semi-active suspension system: Modeling, control and sensitivity analysis. *Mech. Syst. Signal Process.* 2020, 146, 106999. [Google Scholar] [CrossRef]
5. Atindana, V.A.; Xu, X.; Kwaku, N.J.; Akayeti, A.; Jiang, X. A novel semi-active control of an integrated chassis and seat quasi-zero stiffness suspension system for off-road vehicles. *J. Vib. Control*. 2024, 10775463231224835. [Google Scholar] [CrossRef]
6. Ata, W.G.; Salem, A.M. Semi-active control of tracked vehicle suspension incorporating magnetorheological dampers. *Veh. Syst. Dyn.* 2017, 55, 626–647. [Google Scholar] [CrossRef]
7. Choi, S.B.; Han, Y.M. *Magnetorheological Fluid Technology: Applications in Vehicle Systems*; CRC Press: Boca Raton, FL, USA, 2012. [Google Scholar]
8. Olabi, A.; Grunwald, A. Design and application of magneto-rheological fluid. *Mater. Des.* 2006, 28, 2658–2664. [Google Scholar] [CrossRef]
9. Kosuru, V.S.R.; Kavasseri Venkitaraman, A. Trends and challenges in electric vehicle motor drivelines—A review. *Int. J. Electr. Comput. Eng. Syst.* 2023, 14, 485–495. [Google Scholar]

| | | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | | | | | |

18. Jeniš, F.; Kubík, M.; Macháček, O.; Šebesta, K.; Strecker, Z. Insight into the response time of fail-safe magne-torheo-logical damper. *Smart Mater. Struct.* 2020, 30, 017004. [Google Scholar] [CrossRef]
19. Нанівський Р. А. Моделювання динаміки колісних транспортних засобів під час руху шляхом із нерівностями. *Вісник машинобудування та транспорту.* 2022. № 2 (16). С. 72–80. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-16-2-72-80>.
20. <https://my.audi-center.zp.ua/models/q5/technical-characteristics/>
21. https://uk.wikipedia.org/wiki/Audi_Q7
22. Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технічного обладнання для автомобільного транспорту. Дніпродзержинськ: ДДТУ. 2007 р. 252 с.
23. MapleSim User's Guide. Maplesoft, 2013. 254р.
24. САПР. Інтегрована система моделювання технологічних процесів і розрахунку обладнання: Навч. посіб. Авт. О.С.Сахаров, В.Ю.Щербина, О.В. Гондлях, В.І. Сівецький. К.: ТОВ “Поліграф Консалтинг”, 2006. 156с.
25. Канарчук В.Є. та ін. Основи технічного обслуговування та ремонту автотранспортних засобів. Книга 1. Організація, планування і управління. Київ: Вища школа, 1994р. 406с.
26. Канарчук В.Є. та ін. Основи технічного обслуговування та ремонту автотранспортних засобів. Книга 2. Організація, планування і управління. Київ: Вища школа, 1991р. 406с.
27. Правила охорони праці на автомобільному транспорті. Київ, 1997.
28. Жидецький П.Б. Основи охорони праці . Підручник. Львів: Афіша, Ю2, 370 с.
29. Правила охорони праці підчас технічного обслуговування та ремонту дорожньої техніки. Київ: Освіта, 2001.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

ДОДАТОК А

Текст основної програми моделювання

Programm Modelica

```
model PreLoad "Preload of a spool using ElastoGap models."

extends Modelica.Icons.Example;
Translational.Components.ElastoGap innerContactA(
  c=1000e3,
  d=250,
  s_rel0=0.001);
Translational.Components.ElastoGap innerContactB(
  c=1000e3,
  d=250,
  s_rel0=0.001);
Translational.Components.Mass spool(
  L=0.19,
  m=0.150,
  s(start=0.01475, fixed=true),
  v(fixed=true));
Translational.Components.Fixed fixedLe(          s0=-0.0955);
Translational.Components.Mass springPlateA(
  m=10e-3,
  L=0.002,
  s(start=-0.093, fixed=true),
  v(fixed=true));
Translational.Components.Mass springPlateB(
  m=10e-3,
  s(start=-0.06925, fixed=true),
  L=0.002,
  v(fixed=true));
Translational.Components.Spring spring(          c=20e3, s_rel0=0.025);
Translational.Components.ElastoGap outerContactA(
  c=1000e3,
  d=250,
  s_rel0=0.0015);
Translational.Components.ElastoGap outerContactB(
  c=1000e3,
  d=250,
  s_rel0=0.0015);
Translational.Components.Rod rod1(          L=0.007);
Translational.Components.Damper friction(          d=2500);
Translational.Sources.Force force;
Translational.Components.Rod housing(          L=0.0305);
Translational.Components.Rod rod3(          L=0.00575);
Translational.Components.Rod rod4(          L=0.00575);
Translational.Components.Rod rod2(          L=0.007);
Modelica.Blocks.Sources.Sine sineForce(amplitude=150, freqHz=0.01);
equation
connect(outerContactA.flange_b, springPlateA.flange_a);
connect(springPlateA.flange_b, spring.flange_a);
connect(spring.flange_b, springPlateB.flange_a);
connect(springPlateB.flange_b, outerContactB.flange_a);
connect(outerContactB.flange_b, housing.flange_b);
connect(springPlateA.flange_b, rod1.flange_a);
connect(innerContactA.flange_a, rod3.flange_a);
connect(innerContactA.flange_b, rod1.flange_b);
connect(rod2.flange_a, innerContactB.flange_a);
connect(rod4.flange_b, innerContactB.flange_b);
```

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | | | | |

```
connect(friction.flange_b,rod3. flange_a);
connect(rod3.flange_b,rod4. flange_a);
connect(rod2.flange_b,springPlateB. flange_a);
connect(spool.flange_a,rod4. flange_a);
connect(sineForce.y, force.f);
connect(force.flange, spool.flange_a);
connect(outerContactA.flange_a, fixedLe.flange);
connect(housing.flange_a, fixedLe.flange);
connect(friction.flange_a, fixedLe.flange);
end PreLoad;
```

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | MP.ATM - 59.00.00.000.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № Докум. | Підпис | Дата | | |

**Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу**



Лепчук Тарас Віталійович

**Інжиніринг динамічних процесів адаптивної підвіски автомобіля
в складних дорожніх умовах на базі СТО “Брат”.**

Спеціальність: 274 – Автомобільний транспорт

Керівник: д.т.н, професор Гриджук Ярослав Степанович

Актуальність роботи

За даними підприємства СТО “Брат” для ходових частин легкових автомобілів протягом року виконується близько 3 тис. капітальних ремонтів, 65% яких припадає і на адаптивні підвіски. Складні дорожні умови (ями та нерівності) на приміських дорогах викликають надмірні удари, що прискорюють знос амортизаторів, сайлентблоків та кульових опор, призводять до швидкого просідання пружин і погіршення керованості, а також спричиняють стукіт, крени та нерівномірний знос шин. Навіть найсучасніші адаптивні підвіски мають свої межі, і погані дороги вимагають від них постійної роботи, що скорочує ресурс і вимагає частого ремонту порівняно з ідеальними трасами.

Мета роботи полягає у підвищенні енергоресурсу адаптивних підвісок автомобілів шляхом імітаційного моделювання їх динаміки.

Завдання дослідження

1. Проаналізувати кінематику руху об'єкту дослідження під час дії активних та дисипативних сил.
2. Розробити розрахункову схему та математичну модель навантаженості елементів підвіски автомобіля.
3. Розробити імітаційні моделі динамічної навантаженості елементів підвіски автомобіля для руху у складних дорожніх умовах.

Об'єкт дослідження є процеси динамічного навантажування елементів адаптивних підвісок легкових автомобілів у складних дорожніх умовах.

Предмет дослідження є вплив динамічного навантажування адаптивних підвісок легкових автомобілів на енергетичні показники їх експлуатації.

Наукова новизна

1. Отримали подальший розвиток методи оцінки навантаження елементів підвісок автомобілів, що працюють в режимі згасаючих коливань;
2. Розроблено математичну модель для дослідження руху елемента адаптивної підвіски автомобіля.
3. Встановлено закономірності зміни енергії коливань у складних дорожніх умовах.

Практичне значення

1. Дано практичну рекомендацію по застосуванню здвоєної пружини у гідравлічному клапані задля більш ефективно роботи підвіски автомобіля у складних дорожніх умовах.
2. Розроблено імітаційні моделі дослідження динаміки адаптивних підвісок автомобілів з бібліотекою блоків динамічного навантажування.

ОСНОВНІ ЧАСТИНИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

- 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ОБРАНОЮ ТЕМАТИКОЮ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.**
- 2. РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛЕМЕНТА АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ.**
- 3. ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ**
- 4. ОХОРОНА ПРАЦІ У ВИРОБНИЧИХ ВІДДІЛЕННЯХ СТО “БРАТ”. ВИСНОВКИ.**

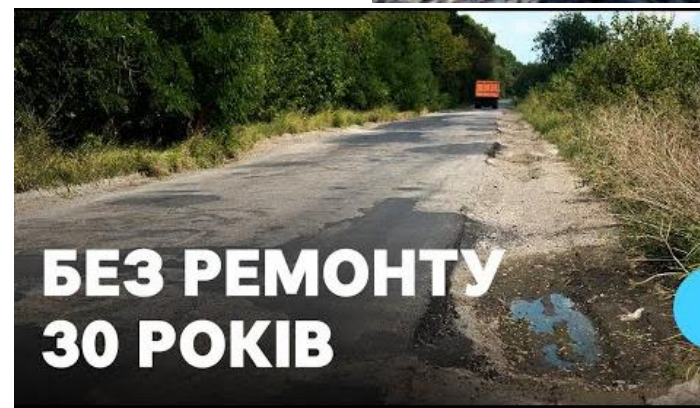
ФАКТОРИ, ЩО НЕГАТИВНО ВПЛИВАЮТЬ НА ПІДВІСКУ АВТОМОБІЛЯ 4

Тріщини та деформації: Це найпоширеніші дефекти дорожнього покриття, які за критичного рівня (третій рівень дефектності) роблять дорогу небезпечною.

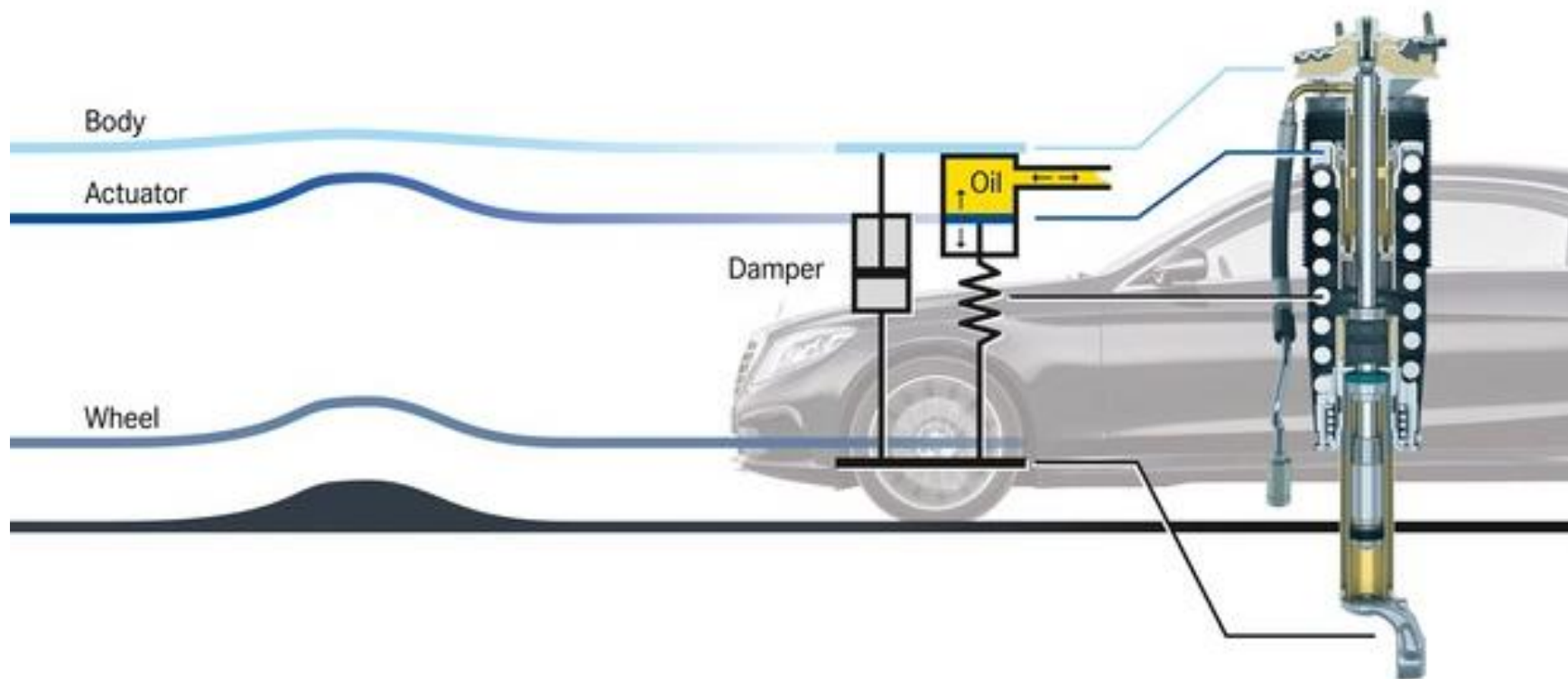
Вибоїни та ями: Глибокі пошкодження асфальту, які змушують водія маневрувати або різко гальмувати.

Нерівність покриття: Хвилі або колійність, що погіршують зчеплення шин з дорогою та керованість автомобіля.

Нерівномірність покриття: Чергування ділянок нових та неремонтованих доріг у відносно коротких інтервалах 2-5 км.

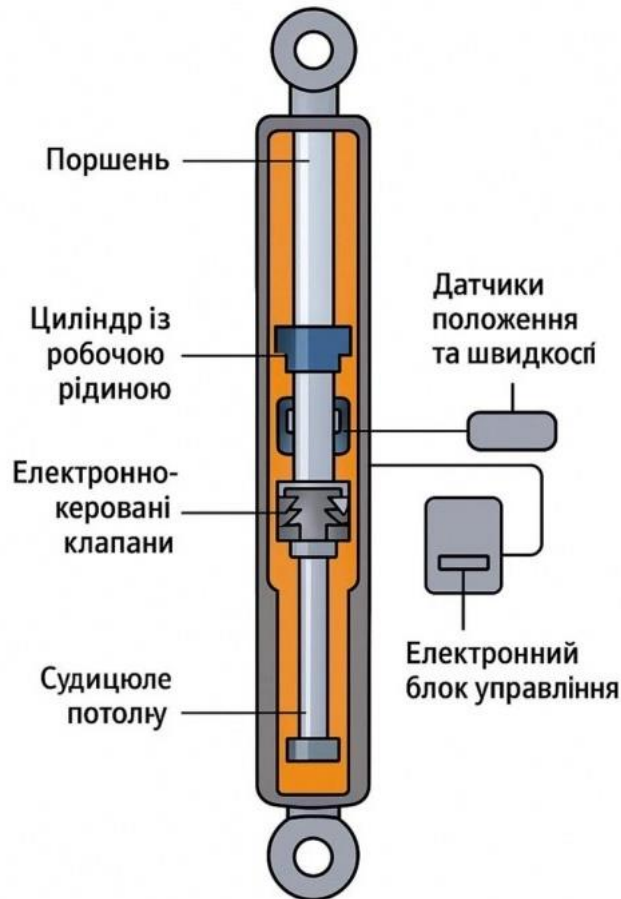


Адаптивна підвіска автомобіля - це інноваційна система, яка автоматично регулює жорсткість амортизаторів та інші параметри в режимі реального часу, щоб забезпечити оптимальний баланс між комфортом і безпекою руху.



Адаптивні підвіски, як правило, використовуються у випадках, коли конструктори автомобіля бажають отримати максимум бічного прискорення в поворотах, але при цьому залишити можливість з відносним комфортом пересуватися по не самих ідеальних дорогах загального користування. Однак, у випадку з Mercedes S-класу W222 на пневматику поклали ще одну функцію - змінювати параметри і готуватися до ям, в які автомобіль ще не в'їхав.

Система складається з адаптивних амортизаторів та електронного блоку керування. Датчики відстежують: швидкість руху; положення кузова; роботу гальмівної системи; кут повороту керма. На основі цих даних електроніка змінює положення клапанів у амортизаторах, регулюючи жорсткість. Цей процес відбувається за долі секунди і майже непомітний для водія.



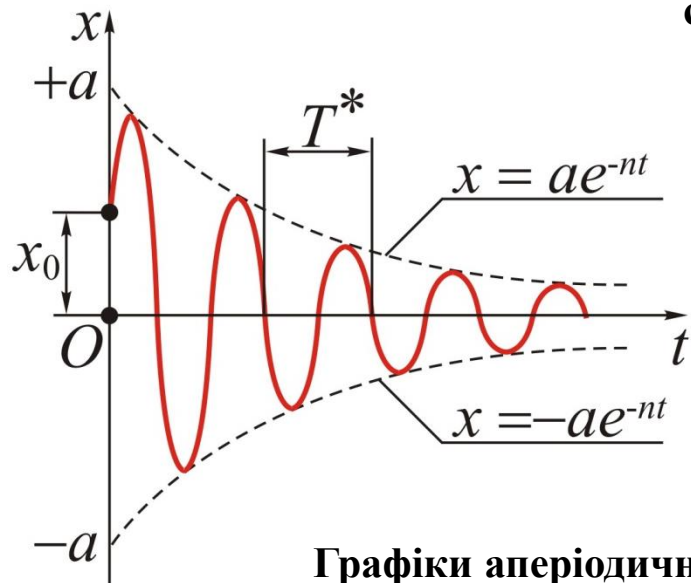
Переваги адаптивної підвіски:

- Комфорт на різному покритті - авто легко справляється як із трасою, так і з міськими ямами.
- Безпека - стабільність на швидкості та кращий контроль у поворотах.
- Гнучкість - можливість обирати режими (Comfort, Sport, Eco) або довіритися автоматичним налаштуванням.
- Довший ресурс інших вузлів - правильне гасіння коливань знижує навантаження на кузов, підшипники, шини.
- Новий рівень відчуттів від авто - машина з адаптивною підвіскою відчувається більш сучасною та технологічною.

Недоліки та обмеження:

- Вища ціна, ніж у класичних систем складність обслуговування - важливо ставити якісні або оригінальні деталі.
- Залежність від електроніки - несправність датчика може вплинути на роботу всієї системи.

Графічний та аналітичний вигляд згасаючих коливань під дією сил лінійно-в'язко опору

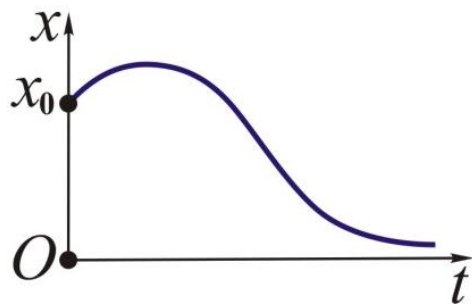


$$x = e^{-nt} \left[x_0 \cos k^* t + (\dot{x}_0 + nx_0) / k^* \sin k^* t \right];$$

$$x = ae^{-nt} \sin(k^* t + \alpha),$$

$$k^* = \sqrt{k^2 - n^2}; \quad a = \sqrt{x_0^2 + ((\dot{x}_0 + nx_0) / k^*)^2}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{x_0 k^*}{\dot{x}_0 + nx_0}.$$

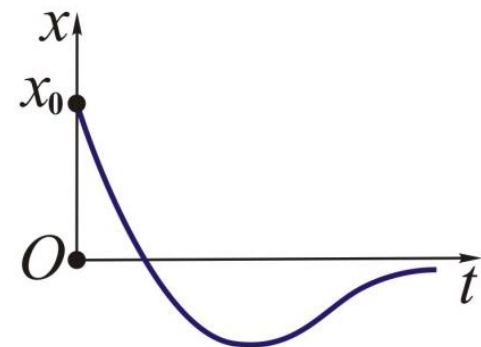
Графіки аперіодичних рухів пружно-дисипативних елементів адаптивної підвіски під дією сил лінійно-в'язкого опору



а)

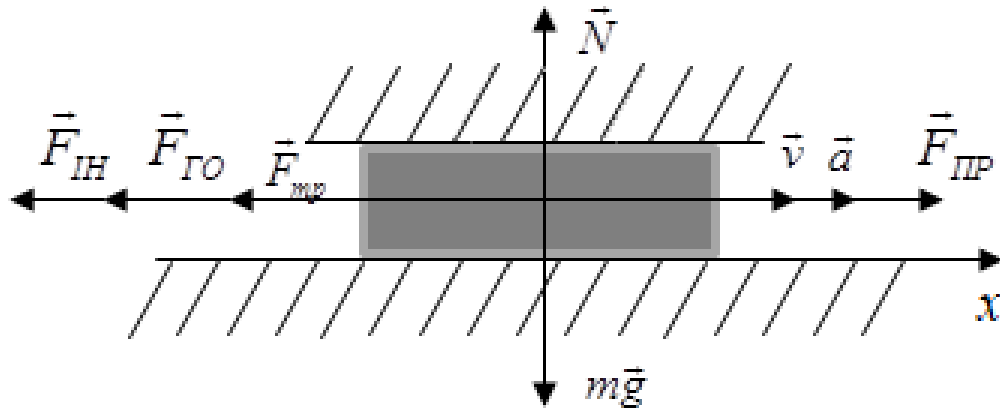


б)



в)

Розрахункова схема сил для розрахунку золотника



Рівняння силового балансу

$$F_{np} = F_{GO} + F_{np} + F_{mp} + F_{in}$$

$$F_{GO} = C_x \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) S$$

$$F_{np} = c_{np} x$$

$$F_{mp} = fN$$

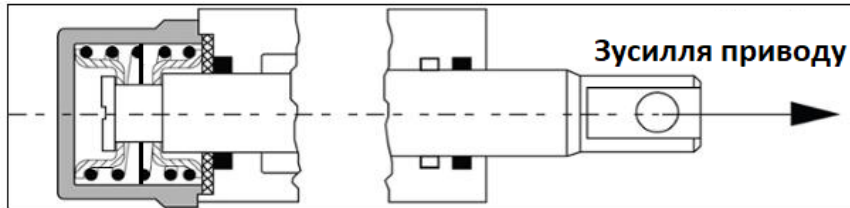
$$F_{in} = ma$$

Диференціальне рівняння руху золотника гідравлічного клапана

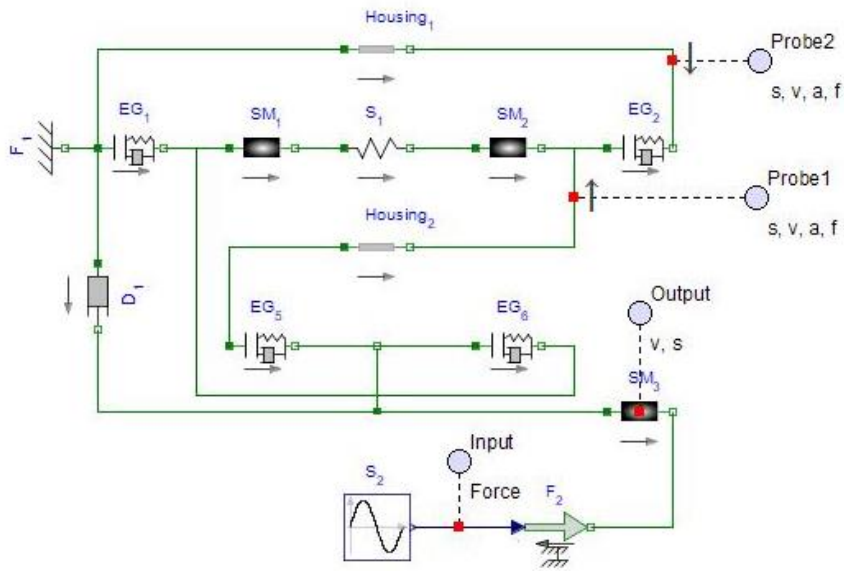
$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + C_x S \frac{\rho}{2} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + kx = F_{np} - fN$$

$$\ddot{x} + \xi \dot{x}^2 + kx = \frac{F_{np}}{m} - fg$$

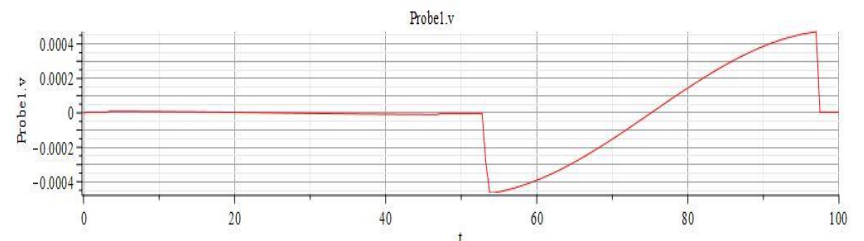
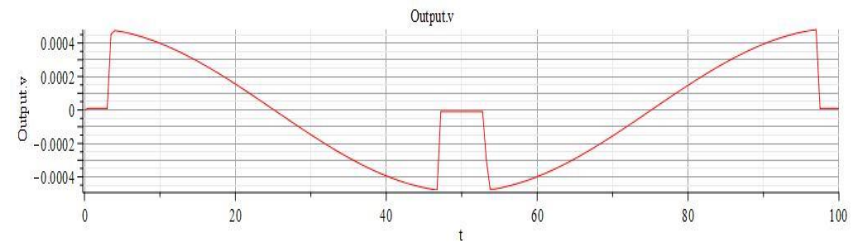
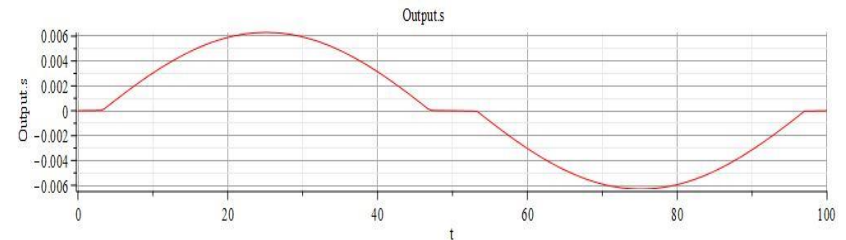
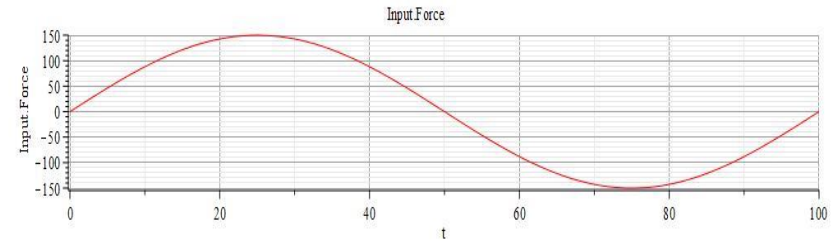
Робоча схема клапана із здвоєною пружиною



Імітаційно-числова модель механічної частини клапана



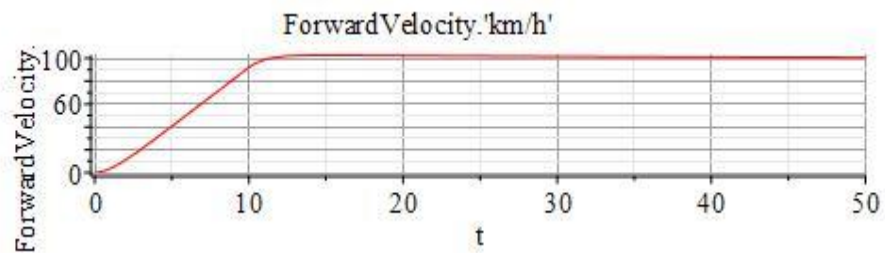
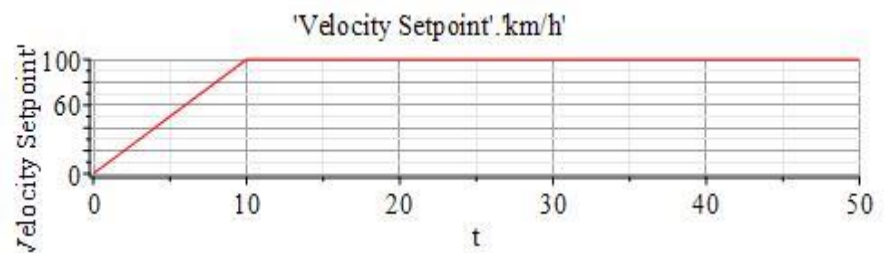
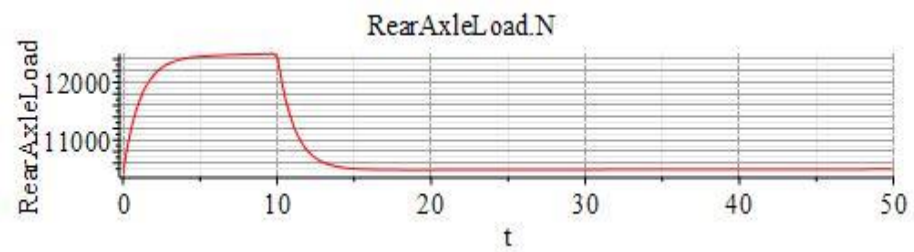
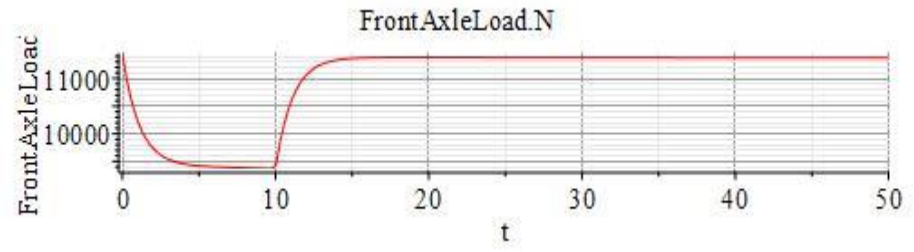
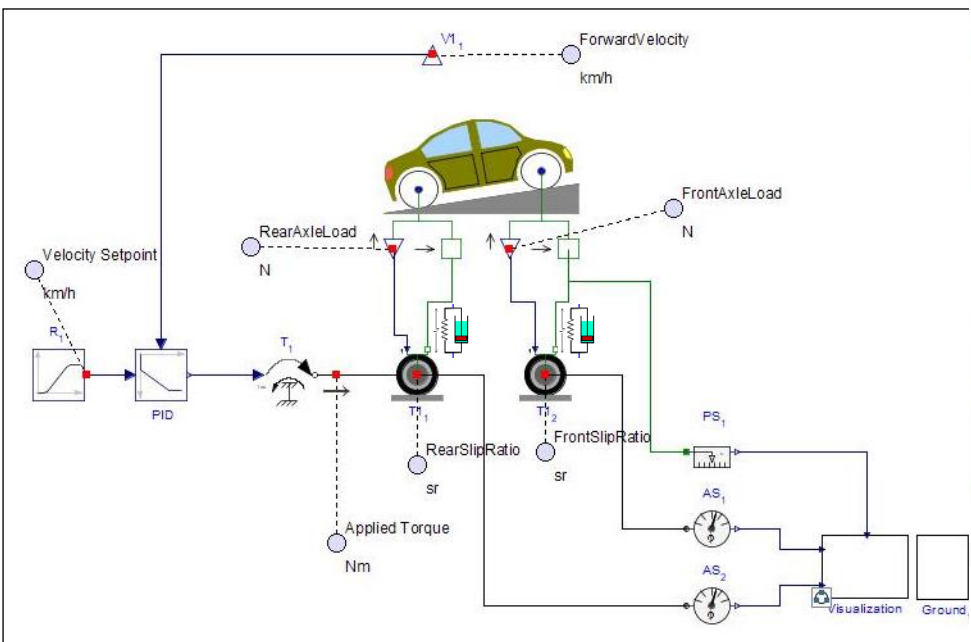
Результати числової реалізації моделі клапана (t-мс)



ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

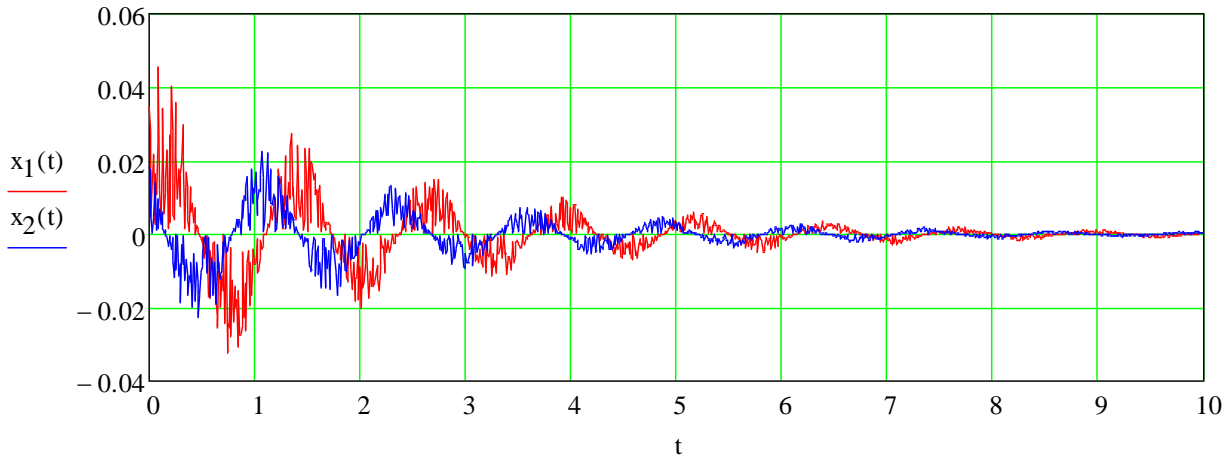
Імітаційно-числова модель підвіски автомобіля

Результати числової реалізації моделі підвіски



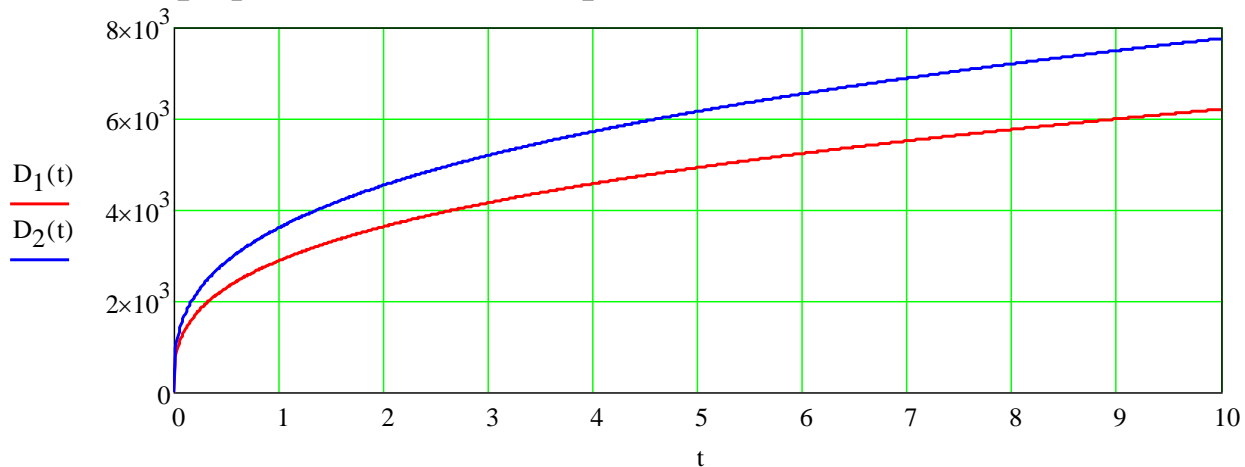
ДИНАМІКА РОБОТИ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ AUDI-Q7

Графіки згасаючих коливань підвіски автомобіля



$X_1(t)$ - з одинарною пружиною в клапані;
 $X_2(t)$ – із здвоєною пружиною в клапані.

Графіки дисипації енергії коливань підвіски автомобіля



$D_1(t)$ - з одинарною пружиною в клапані;
 $D_2(t)$ – із здвоєною пружиною в клапані.

У результаті виконання магістерської роботи на тему “Інжиніринг динамічних процесів адаптивної підвіски автомобіля в складних дорожніх умовах на базі СТО “Брат”” досягнуто ряд результатів, аналіз яких свідчить про доцільність правильної експлуатації адаптивних підвісок автомобілів з метою підвищення їх енергоресурсу у складних дорожніх умовах.

В рамках виконання магістерської роботи вирішено такі завдання:

1. Проаналізовано кінематику руху об'єкту дослідження під час дії активних та дисипативних сил. Зокрема, проведено аналіз аперіодичних рухів елементів адаптивної підвіски під дією сил лінійно-в'язкого опору для нерівного дорожнього покриття. Встановлено, що аперіодичний рух (режим сильного демпфування) виникає, коли система не здійснює коливань навколо стану рівноваги, а плавно повертається до нього після збурення. Встановлено необхідність більшої реакції гідросистеми підвіски на появу “запланованих” і “незапланованих” перешкод.

2. Розроблено розрахункову схему та математичну модель навантаженості елементів підвіски автомобіля. Отримано диференціальне рівняння золотника гідравлічного клапану із здвоєною пружиною. Таке удосконалення дає можливість підвісці краще реагувати на появу “запланованих” і “незапланованих” перешкод.

3. У програмному середовищі MapleSim розроблено імітаційні моделі динамічної навантаженості елементів підвіски автомобіля для руху у складних дорожніх умовах. Отримано часові залежності кінематичних та силових параметрів роботи адаптивної підвіски автомобіля у складних дорожніх умовах.

Використання для моделювання клапана із здвоєною пружиною дозволяють зменшити прискорення коливань підресореної маси з $4,6 \text{ м/с}^2$ до $2,2 \text{ м/с}^2$. За результатами моделювання адаптивної підвіски автомобіля Audi Q7 при рівномірному русі на рівній дорозі динамічне навантаження зазвичай становить 1,0–1,2 від статичної ваги на колесо. Якщо статичне навантаження на одне колесо середнього авто складає 300–450 кг, то при 70 км/год воно коливатиметься в межах 300–540 кг. При русі по вибоїнах або "хвилях" навантаження може зростати до 1,5–2,0 від статичного, що для типового авто означає діапазон 450–900 кг на колесо. Час реакції амортизатора адаптивної підвіски становить від кількох мілісекунд до 10–26 мс. Така висока швидкість дозволяє підвісці ефективно гасити вібрації на частотах до 25 Гц, забезпечуючи стабільність кузова та кращий контакт коліс з нерівним покриттям. Протягом 10с інтервалу спостерігається збільшення дисипації енергії коливань від 6кДж до 8кДж, що забезпечить кращий енергоресурс підвіски під час експлуатації у складних дорожніх умовах.

БІБЛІОГРАФІЧНА ДОВІДКА

Тема роботи: “Інжиніринг динамічних процесів адаптивної підвіски автомобіля в складних дорожніх умовах на базі СТО “Брат”

1. Обсяг пояснювальної записки – 75 с.
2. Кількість рисунків – 16
3. Кількість таблиць – 9
4. Перелік слайдів ілюстративного матеріалу – 12

_____ 2025р.