



ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА ТРАНСПОРТУ



КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

КВАЛІФІКАЦІЙНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему:

«Підвищення надійності та ефективності функціонування пасажирських транспортних засобів у ПП «Олікс» м. Кропивницький»

Виконав:

магістрант групи АТ-21М Владислав ЛАНОВЕНКО
(шифр групи) (підпис) (ім'я та прізвище)

Консультант:

К.Т.Н., доц. Олег БЕВЗ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник:

К.Т.Н., доц. Дмитро ГОЛУБ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

К.Т.Н., доц. Сергій МАГОПЕЦЬ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2022 р.

Рецензент:

_____, _____
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2022 р.

Кропивницький – 2022 р.

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА ТРАНСПОРТУ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітньо-професійна програма: «Автомобільний транспорт»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та
ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
«__» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

Лановенку Владиславу Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи «Підвищення надійності та ефективності функціонування
пасажирських транспортних засобів у ПП «Олікс» м. Кропивницький»

керівник роботи Голуб Дмитро Вадимович, канд. техн. наук, доцент
(прізвище, ім'я, по батькові) (науковий ступінь) (вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «17» 08 2022 року №29-13

2. Строк подання здобувачем роботи «30» листопада 2022 року.

3. Вихідні дані до роботи 1. Матеріали переддипломної практики. 2. Експлуатація
автомобілів. В трьох частинах. Методичні вказівки до курсового проекту.

3. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно
розробити)

4.1 Розділ 1 Проаналізувати ефективність роботи пасажирського транспортного
підприємства ПП "Олікс" м. Кропивницький. Проаналізувати теоретичні
дослідження підвищення надійності та ефективності роботи міських пасажирських
автобусів на маршрутах. Обґрунтувати вибір мети, об'єкту, предмету досліджень та
основних завдань.

4.2 Розділ 2 Проаналізувати конструктивні особливості міського пасажирського
автобусу БАЗ-А081-10. Проаналізувати функціональність та надійність підвіски
автобусу БАЗ-А081-10. Проаналізувати надійність функціонування автобуса БАЗ-
А081-10. Проаналізувати методи удосконалення підвіски автобусу БАЗ-А081-10.
Дослідити існуючі конструкції стелів для розбирання та збирання ресор автобусів.
Розрахувати основні конструкції стелю. Визначити діаметр шпильок кріплення
пневмоциліндра. Описати спроектовану конструкцію пристосування.

4.3 Розділ 3 Дослідити стійкість руху та керованість автобусу. Удосконалити кінематику рульового управління та передньої підвіски автобусу БАЗ-А081-10. Оптимізувати конструктивні параметри підвіски автобусу шляхом стабілізації її динамічної нейтралі.

4.4 Розділ 4 Визначити економічний ефект від модернізації устаткування струменево-абразивної обробки деталі. Розглянути забезпечення вимог безпеки під час виконання ТО автобусів. Проаналізувати необхідні заходи безпеки під час проведення ТО і Р автобусної ходової частини.

5. Перелік ілюстративного матеріалу 1. Математичне моделювання функціонування підвіски автобуса. 2. Стійкість руху та керованість автобусу. 3. Оптимізація кінематики передньої підвіски та керованого керування шасі автобуса. 4. Осцилограми коливань підвіски. 5. Висновки.

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	РОЗДІЛ 1	15.10.2022	
2	РОЗДІЛ 2	29.10.2022	
3	РОЗДІЛ 3	11.10.2022	
4	РОЗДІЛ 4	25.10.2022	
5	Ілюстративний матеріал	30.11.2022	

Магістрант _____
(підпис)

Владислав ЛАНОВЕНКО _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Дмитро ГОЛУБ _____
(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Лановенко В.О. Підвищення надійності та ефективності функціонування пасажирських транспортних засобів у ПП « Олікс » м. Кропивницький. Кваліфікаційна робота. - Центральноукраїнський національний технічний університет, 2022.

Кваліфікаційна магістреська робота присвячена зменшенню жорсткості підвіски пасажирських автобусів, амплітуди її коливань та впливу на плавність ходу, стійкість і керованість транспортних засобів при роботі на маршруті.

Проведено аналіз працездатності і надійності підвіски пасажирських транспортних засобів і вибрано варіанти вирішення поставленої проблеми. Розглянуто характеристики експлуатаційної надійності автобуса та спосіб її підвищення для автобуса БАЗ 08110. Дано математичні моделювання функціонування підвіски автобуса за розрахунковою схемою підвіски транспортного засобу з пружнодемпфіруючим приводом регулятора рівня підлоги. Розглянуто схему і рівняння стійкості і керованості руху автобуса. Проведено оптимізацію передньої підвіски та рульового управління шасі автобуса. Наведено результати випробувань підвіски: розрахункові осцилограми коливань підресореної і непідресореної мас автобуса, осцилограми коливань підвіски автобуса з серійним результатом рівня підлоги та без нього.

Запропоновано заходи безпеки під час проведення технічного обслуговування автобусів та під час проведення ТО і ремонту ходової частини автобусів.

Кваліфікаційна магістреська робота складається з вступу, 4 розділів, висновків; містить 69 сторінок тексту, 19 рисунків, 5 таблиць.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	7
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1 ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПАРКУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА ПАСАЖИРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВАХ	10
1.1 Аналіз ефективності роботи пасажирського транспортного підприємства ПП "Олікс" м. Кропивницький	10
1.2 Аналіз теоретичних досліджень підвищення надійності та ефективності роботи міських пасажирських автобусів на маршрутах	15
1.3 Обґрунтування вибору мети, об'єкту, предмету досліджень та основних завдань	17
РОЗДІЛ 2 АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОБУСУ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ПАСАЖИРІВ НА МАРШРУТІ	19
2.1 Аналіз конструктивних особливостей міського пасажирського автобусу БАЗ-А081-10	19
2.2 Аналіз функціональності та надійності підвіски автобусу БАЗ-А081-10	20
2.3 Аналіз надійності функціонування автобуса БАЗ-А081-10	24
2.4 Аналіз методів удосконаленні підвіски автобусу БАЗ-А081-10	25
2.5 Дослідження існуючих конструкцій стендів для розбирання та збирання ресор автобусів	28
2.6 Розрахунок основних конструкцій стенду	31
2.7 Визначення діаметру шпильок кріплення пневмоциліндра	33
2.8 Опис спроектованої конструкції пристосування	34

РОЗДІЛ 3	
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ УДОСКОНАЛЕННЯ ПІДВІСКИ АВТОБУСУ НА НАДІЙНІСТЬ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ	38
3.1 Дослідження стійкості руху та керованості автобусу	38
3.2 Удосконалення кінематики рульового управління та передньої підвіски автобусу БАЗ-А081-10	48
3.3 Оптимізація конструктивних параметрів підвіски автобусу шляхом стабілізації її динамічної нейтралі	50
РОЗДІЛ 4.	
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ ТА ВИМОГ БЕЗПЕКИ	58
4.1 Визначення економічного ефекту модернізації устаткування струменево-абразивної обробки деталі	58
4.2 Забезпечення вимог безпеки під час виконання технічного обслуговування автобусів	61
4.3 Аналіз необхідних заходів безпеки під час проведення технічного обслуговування та ремонту автобусної ходової частини	64
ВИСНОВКИ	66
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	68

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АТП - автотранспортне підприємство;
АЧХ - амплітудно-частотні характеристики;
БДР - безпека дорожнього руху;
КТП - контрольно-технічний пункт;
ПП - пасажирські перевезення;
ПР - поточний ремонт;
РС - рухомий склад;
ТЗ - транспортний засіб;
ТО і Р - технічне обслуговування і ремонт;
ЦУП - центр управління процесами;
ВУП - відділ управління процесами;
ЩО - щоденне обслуговування.

ВСТУП

Розвитку технічних служб автотранспортних підприємств (АТП) приділяється велика увага, але суттєвого підвищення її ефективності вдається досягти лише у тих випадках, коли у загальному комплексі заходів значна увага приділяється удосконаленню процесів технічного обслуговування (ТО) та поточного ремонту (ПР), методів організації управління виробництвом, розвитку виробничо-технічної бази АТП.

Вирішення цих завдань залежить, по-перше, від виробничої потенціальної можливості, тобто від ступеня відповідності виробничої потужності та ресурсного забезпечення переліку та обсягом операцій, що пов'язані з додержанням працездатності рухомого складу, і, по-друге, від інтенсивності використання вже існуючих виробничих потужностей, матеріальних та трудових ресурсів.

На рівень технічної готовності автотранспортних засобів, величину одночасних і поточних матеріальних витрат на їх утримання істотно впливають методи проектування нових об'єктів автомобільного транспорту, а також реконструкції та технічного переоснащення діючих автотранспортних, автообслуговуючих і авторемонтних підприємств.

Сучасному етапу розвитку підприємства автомобільного транспорту властиві характерні ознаки, які полягають у подальшій концентрації рухомого складу та обсягу робіт з ТО і ремонту, поглибленні спеціалізації за видами перевезень і технічному забезпеченні транспортного процесу, розширенні виробничого кооперування.

Аналіз сучасного стану підприємств автомобільного транспорту свідчить про наявність низки негативних тенденцій, які впливають на темпи відтворення основних фондів та рівень працездатності рухомого складу. Це пояснюється наступними причинами.

У сфері транспортного процесу використовується рухомий склад, який тривалий час не оновлюється, внаслідок чого на його утримання витрачаються

величезні ресурси, а ефективність роботи автомобільного транспорту залишається невисокою.

У сфері технічного обслуговування і ремонту транспортних засобів (ТЗ) функціонує значна частина фізично і морально застарілого технологічного устаткування, недостатні масштаби якісного і кількісного оновлення засобів праці, будівель і споруд. Діючі форми організації виробництва і праці, а також методи управління виробничо-технічною базою не відповідають вимогам нового господарського механізму і не забезпечують фінансової самостійності ефективного розвитку виробництва на технічне обслуговування і ремонт автомобілів.

Оскільки підвіска автобусу БАЗ-А081-10 є одним з найважливіших складових елементів його ходової частини, то в магістерській роботі розглядається проблема її удосконалення, що полягає в недостатній надійності та ефективності функціонування ТЗ на маршруті.

На основі оптимального варіанту вирішення вказаної проблеми ми можемо зменшити жорсткість і амплітуду коливання підвіски, що позитивно відобразиться на плавності ходу, стійкості, керованості, паливної економічності, експлуатаційній швидкості та інших показниках.

В зв'язку з цим основними завданнями роботи є наступні:

- проаналізувати будову підвіски на прикладі автобусу БАЗ-А081-10, причини її поломок та несправностей;
- знайти правильний підхід до ремонту окремих складових елементів підвіски автобусу, з визначенням їх техніко-економічної доцільності ремонту та післяремонтного ресурсу;
- запропонувати оптимальний варіант підвищення надійності функціонування автобусу та ефективності пасажирських перевезень;
- дослідити різний вплив удосконалення підвіски автобуса, з визначенням найбільш ефективного способу та його вартості.

РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПАРКУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА ПАСАЖИРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВАХ

1.1 Аналіз ефективності роботи пасажирського транспортного підприємства ПП "Олікс" м. Кропивницький.

Приватне підприємство „Олікс” знаходиться у Кіровоградській області у степовій зоні із помірним кліматом та середньою температурою січня у 5,5°C і липня +20,1 °C та середньою річною кількістю опадів 475 мм. Приватне транспортне підприємство «Олікс» почало діяльність у 1996 році та знаходиться за адресою: м. Кропивницький, вулиця Холодноярська, 208.

На підприємстві є наступна виробнича база, передбачає наявність наступних підрозділів:

- контрольного технічного пункту для перевірення транспортних засобів (ТЗ) перед виїздом на маршрут та після повернення на підприємство. Перевірку проводить механіки відповідного рівня кваліфікації. Даний пункт обладнано оглядовою канавою з освітленням;

- слюсарного цеху, з чотирма постами для виконання технічного обслуговування (ТО), а також поточних і капітальних ремонтів ТЗ, що здійснюються кваліфікованими робітниками;

- токарної майстерні, шиномонтажної дільниці, складу з запчастинами;
- охороняємої та освітленої стоянки для зберігання рухомого складу (РС).
- адміністративної будівлі.

На даний час підприємство проводить будівництво ще одної слюсарної дільниці, яка включає 4 пости, для ТО і Р автобусів різної місткості. На підприємстві ПП "Олікс" є такі служби, які займаються:

- безпекою дорожнього руху (БДР);
- організацією ПП та експлуатацією РС.

Підприємство здійснює пасажироперевезення на шести міських автобусних маршрутах (1ц, 15, 21, 44, 27, 108), а також на двох приміських (Кропивницький - с. Соколівське та с. Вишняківка), трьох міжміських (Кропивницький - смт. Смоліне, м. Бобринець та м. Новомиргород), які обслуговує РС наступних марок: БАЗ- 2215; РУТА- 17; БАЗ- А079; БАЗ- А081-10.

У формі організації виробничого процесу на підприємстві проводиться централізоване управління. Дана контрольна система розподіляє функції адміністрування та інші функції техперсоналу і концентрує роботу у центрі управління процесами (ЦУП) або відділі управління такими процесами (ВУП).

В основі принципу організації виробничих процесів лежить метод формування різноманітних підрозділів, на основі якого кожний конкретний вид діяльності здійснюється відповідним підрозділом підприємства. Можливе об'єднання таких підрозділів, які здійснюють схожі види технологічних операцій, у різні виробничі комплекси.

Підготовку функціонування виробництва виконують централізовано, на основі комплексу підготовки процесів. Інформаційний взаємообмін між ЦУП і виробничими підрозділами відбувається завдяки двосторонньому диспетчерському зв'язку, а також пристроях автоматики і телемеханіки.

Очолює технічну службу головний інженер, який несе відповідальність за технічний стан ТЗ, технічної бази та матеріально-технічне забезпечення. Він може розпоряджатися матеріальними цінностями та проводити підбір робочого персоналу, призначати заохочення та премії робітникам за гарні показники в роботі й здійснювати визначення напрямків витрат матеріальних ресурсів.

Проведемо розгляд функцій підрозділів, що знаходяться на транспортному підприємстві. Відділ керування процесами налічує відділ оперативного управління та аналізу інформації. Відділ оперативного управління представлено технічними диспетчерами виробництва. Відділ аналізування інформації має робочий зв'язок з іншими відділами підприємства. ЦУП здійснює оперативне управління й планування транспортними процесами, що засновані на принципах утворення

виробничих підрозділів підприємства. Окремий конкретний вид технічних операцій виконується спеціальною бригадою або підрозділом, які є схожими за призначенням і напрямками виконання.

При ЦУП налічується п'ять виробничо-функціональних комплексів, а саме: діагностики, ТО, ПР, ремдільниць, підготовки виробництва.

Комплекс ПР складається з підрозділів для виконання робіт, що пов'язані з заміною неробочих агрегатів і деталей ТЗ справними, а також виконання регулювальних та кріпильних робіт безпосередньо на ТЗ.

Комплекс ремонтних дільниць налічує підрозділи для здійснення робіт з ТО і Р агрегатів і деталей, що зняті з ТЗ, виготовлення деталей, та робіт, що не виконуються на РС. Але є виробничі підрозділи, що практично виконують роботи, пов'язані та не пов'язані з виконанням їх на пасажирських автобусах. Такі підрозділи виконують зварювальні, електротехнічні, столярні, мідницькі, оббивальні та інші види робіт.

Приєднання саме таких окремих підрозділів до комплексу ПР або ремонтних дільниць має відбуватися із врахуванням виду робіт, що переважає відповідно до трудомісткості, а також відповідних місцевих умов.

Кількість таких підрозділів, що проводять один вид технічної діяльності, і відповідно, закріплення їх за парком ТЗ залежать від трудомісткості робіт, укомплектування цехів техслужби, кількості моделей РС, та потреби у конкретному виді технічної дії в декілька змін, розташування ТЗ на окремих територіях та інше. Такі підрозділи налічують за доцільністю від 4 до 15 штатних робітників.

Комплекс підготовки виробництва має наступні підрозділи: дільницю комплектування, проміжні та інструментальні склади, транспортну дільницю, мийну дільницю. Але при конкретних умовах можливе суміщення різних напрямків функціонування дільниць транспортного комплексу.

Також робота постів може виконуватися робочим ланками або іншими окремими виконавцями. Цех комплектації необхідний для забезпечення

комплектування фонду обміну запчастин ТЗ та їх підбору по завданню ЦУП, що необхідні для ТО і Р, та забезпечення їх доставки до робочих місць, здійснення доставок агрегатів і деталей, які були зняті з ТЗ для ремонту. Проміжний склад призначено для зберігання деталей і агрегатів та створення їх запасів. На транспортній дільниці переганяють РС і переміщують великі вузли та деталі по території транспортного підприємства. Мийну дільницю призначено для миття усіх деталей і вузлів, що зняті з ТЗ перед постановкою на ремонт. Інструментальний склад потрібний для збереження, видачі і ремонту інструменту.

В залежності від структури організації і управління АТП, а також призначення і його потужності, головному інженеру підпорядковуються наступні відділи: головного механіка, технічний, виробничий, технічного контролю, постачання. Провідна роль належить виробничо-технічному відділу. За структурою він утворений для підприємства, що налічує не менше 300 одиниць ТЗ. Відділ здійснює:

- організацію планів і заходів щодо залучення новітніх технологій та техніки, розробку методик організації, контролю та охорони праці на підприємстві та техніки безпеки;
- розгляд причин травматизму та впроваджує заходи для їх усунення на виробництві;
- забезпечує супровід навчання підготовки кадрів, підвищення їх кваліфікації;
- облік і реєстр ТЗ;
- створює різні технормативи та інструкції, плани з ТО і Р транспорту та ін.

Начальник даного відділу є заступником головного інженера в такому разі його відсутності.

Функціями відділу головного механіка є:

- підтримання справного технічного стану будівель та споруд, нормального санітарного стану бази підприємства;

- обслуговування і ремонту устаткування, інструментального забезпечення оснастки та правильності його застосування.

Функціями відділу постачання є забезпечення безперебійного постачання підприємства, складання заявок для необхідних матеріалів, запчастин, вузлів, шин, обладнання та організація щодо функціонування складів господарства.

До даного відділу входять: інженерні й технічні робітники, експедитори, завідувачі складами та комірники.

Функціями відділу технічного контролю є:

- аналіз якості прийому і випуску ТЗ на лінію;
- виконання передбаченого обсягу робіт щодо забезпечення усіх необхідних видів технічного обслуговування та ремонту;
- забезпечення щодо дотримання технологічних норм у підрозділах відповідно технологічному регламенту, техкартам, інструкцій та схем;
- розгляд саме причин відмов та несправностей ТЗ;
- визначення факторів надійності та довговічності ТЗ;
- здійснення контролю якості робіт, які виконуються, стану техобладнання;
- контроль за дотриманням правил та строків постановки РС на ТО і Р;
- проведення навчання і підвищення кваліфікації робочого персоналу;
- складання відповідних претензій до постачальників щодо строків поставки та якості запчастин і обладнання;
- здійснення постійного вибіркового контролю технічного стану ТЗ на маршруті.

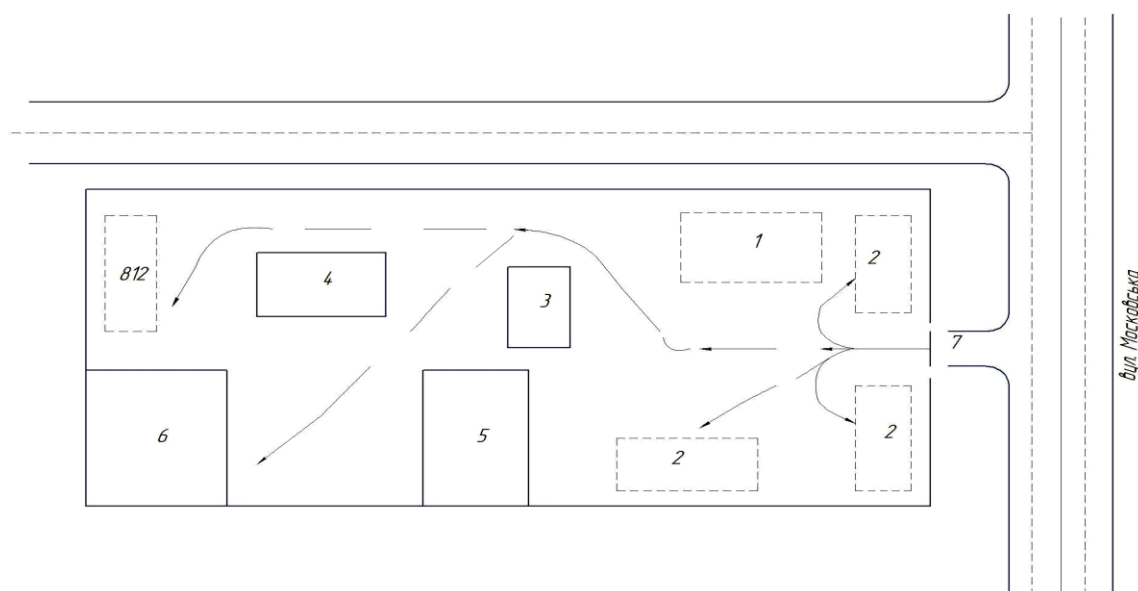
Відповідно до ліцензії основним видом діяльності ПП „Олікс” м. Кропивницького є здійснення міських і міжміських перевезень пасажирів.

Перелік та кількість транспортних засобів підприємства наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 - Представлення переліку та кількості РС транспортного підприємства „Олікс” м. Кропивницький

№ п/п	Найменування марок рухомого складу	Кількість
1	БАЗ а081.10 «Волошка»	13
2	БАЗ а079	5
3	БАЗ 2215	30
4	Рута	5

Схему зображення генерального плану підприємства наведено на рисунку 1.1.



1-2 - стоянки РС; 3 - адмінкомплекс; 4 - спецдільниці; 5 - зона ЩО; 6 - складське приміщення; 7 - КТП; 8 - місце для парковки ТЗ працівників

Рисунок 1.1 - Схема генерального плану ПП «Олікс»

1.2 Аналіз теоретичних досліджень підвищення надійності та ефективності роботи міських пасажирських автобусів на маршрутах.

Розробці основних принципів забезпечення працездатності транспортних засобів в процесі експлуатації на маршруті на основі дослідження їх надійності і ефективності присвячені роботи Н. Я. Говорущенко, І. Е. Дюміна, М. А.

Подригайло, В. Е. Канарчука, Г. В. Крамаренка, А. П. Солтуса М. Г. Босняка, N. Gkikas, J. Little, D. Cormick, S. Bennett, I.A. Norman і інших авторів.

Аналіз надійності передньої і задньої підвісок міських пасажирських автобусів показав, що значна доля відмов її елементів доводиться на передні стійки, верхні і кульові опори, задні амортизатори, а також підшипники маточин коліс.

У автомобілі різні групи деталей і вузлів не рівнонадійні, одні з них ходять увесь експлуатаційний ремонтний цикл, інші частину його, а треті працюють зовсім мало часу в порівнянні з терміном служби усього автомобіля [1]. Перед заводами ставляться завдання збільшення рівнонадійності деталей і вузлів автомобілів. У експлуатаційний період виникають потреби різного роду послуг, у тому числі в тюнінгах: зовнішній тюнінг, внутрішній (інтер'єр) тюнінг, чіп-тюнінг, мотор-тюнінг. Функціональний тюнінг призначений для того, щоб наблизити рівнонадійність різних деталей і вузлів, яку конструктора не забезпечили на стадії проектування, наприклад, у турбокомпресорів, карданних шарнірів, амортизаторів і т. д. Усе це є елементами функціонального тюнінгу, який призначений для того, щоб зняти проблему низької надійності цих елементів відносно інших. У нашому випадку функціональний тюнінг припускає відновлення працездатності підвіски автомобіля застосуванням інноваційних ремонтних комплектів зі збільшенням їх експлуатаційної довговічності.

Надійність автомобілів залежить від умов експлуатації, зокрема від швидкісного для навантаження режиму руху, який нині регламентують з умов безпечного переміщення, мінімізації витрати палива, запобігання негативним наслідкам в процесі обкатки і подальшої експлуатації [10]. Проте, до теперішнього часу відсутня модель управління технічним станом автомобілів в експлуатації за рахунок навантаженошвидкісних режимів.

Підвищення надійності і ефективності автобусів і особливо великої пасажиромісткості має величезне значення не лише з економічної точки зору, але і впливає на безпеку дорожнього руху [2].

Нині відсутня система параметрів підвіски, за допомогою яких можна було б оцінити її технічний стан без зняття з автомобіля і без розбирання [8]. При справних ресорах і амортизаторах амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) відрізнятимуться від АЧХ підвіски при будь-якому відхиленні жорсткості ресори і опори амортизатора. Наприклад, при тріщинах в ресорах, недостатньому рівні рідини в амортизаторі або несправних клапанах. Отже, АЧХ дають можливість оцінити несправність амортизатора за умови нормальної жорсткості ресори. Тому спочатку слід визначити технічний стан ресори, наприклад, по умовній стрілі прогину, а потім за допомогою отриманої АЧХ зробити оцінку про працездатність амортизаторів.

Методологічні основи контролю і управління технічним станом автомобілів в експлуатації повинні базуватися на рішенні визначених вище проблем і стати ефективним механізмом підвищення надійності автомобілів в експлуатації.

1.3 Обґрунтування вибору мети, об'єкту, предмету досліджень та основних завдань.

Метою магістерської роботи є зменшення жорсткості і амплітуди коливань підвіски пасажирського автобусу, що позитивно впливатиме на плавність ходу, стійкість, керованість, паливну економічність, експлуатаційну швидкість та інші показники його роботи.

Об'єктом дослідження є процес роботи підвіски автобусу БАЗ-А081-10 при перевезенні пасажирів на маршруті.

Предметом дослідження є вплив удосконалення підвіски автобусу БАЗ-А081-10 на надійність та ефективність його роботи при перевезенні пасажирів на маршруті.

В зв'язку з тим, що підвіска пасажирського автобусу БАЗ-А081-10 є важливим складовим елементом його ходової частини, тому в магістерській роботі відображається проблема її удосконалення, щодо недостатньої надійності та ефективності роботи ТЗ на маршруті.

В зв'язку з цим сформульовані *основні завдання* роботи, які полягають у наступному:

- провести аналіз будови підвіски на прикладі міського пасажирського автобусу БАЗ-А081-10, а також причини її поломки та основних несправностей;
- здійснити пошук правильного підходу до ремонту окремих складових елементів автобусної підвіски, з врахуванням їх технічної та економічної доцільності ремонту, а також післяремонтного ресурсу;
- надати рекомендації, щодо оптимального варіанту підвищення надійності функціонування ТЗ та ефективності ПП;
- провести дослідження різного впливу удосконалення підвіски автобусу, з виокремленням найбільш ефективного способу.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОБУСУ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ПАСАЖИРІВ НА МАРШРУТІ

2.1 Аналіз конструктивних особливостей міського пасажирського автобусу БАЗ-А081-10.

За технічним паспортом автобус БАЗ-А081-10 обладнаний 14-ма пасажирськими комфортними напівм'якими місцями для сидіння, поручнями безпеки для тримання, антиковзаючим покриттям підлоги салону. Салон має комфортабельний вільний простір та розширені арки входних дверей, що значно полегшує технологічний процес посадки та висадки пасажирів.

У таблиці 2.1 наведено відповідні технічні характеристики автобусу міського типу БАЗ-А081-10.

Таблиця 2.1 - Коротка технічна характеристика автомобіля БАЗ-А081-10

Назва параметру	Опис параметру
Тип кузова	Цільнометалевий, вагонного типу
Шасі	Ashok Leyland EAGLE 816 LHD
Кількість місць загальна і в т. ч. для сидіння	45, 14+1
Довжина, мм	7700
Ширина, мм	2340
Висота, мм	2920
Колісна база	4200
Передня	1738
Задня	1621
Кліренс, мм	170
Споряджена маса автобуса, кг	5700
Повна маса автобуса, кг	9000
Об'єм двигуна, см ³	5760
Тип розташування циліндрів	Рядний
Кількість циліндрів	6
Тип двигуна	дизель
Модель двигуна	Ashok Leyland HA6DTI3N-BSIII, Euro 3
Потужність, л.с.	160
Крутний момент, н*м	560
Витрата палива л/100 км	15.0
Привід	Задній
К-ть передач (МКПП)	5
Тип передньої підвіски	Ресора
Тип задньої підвіски	Ресора
Гальмівна система	Пневматична, двоконтурна з АБС
Стоянкові гальма	Від пружинних енергоакумуляторів
Об'єм паливного бака	70 л
Максимальна швидкість	90 км/год
Розмір шин	235/75 R17C

Загальний вигляд автобусу БАЗ-А081-10 наведено на рисунку 2.1.

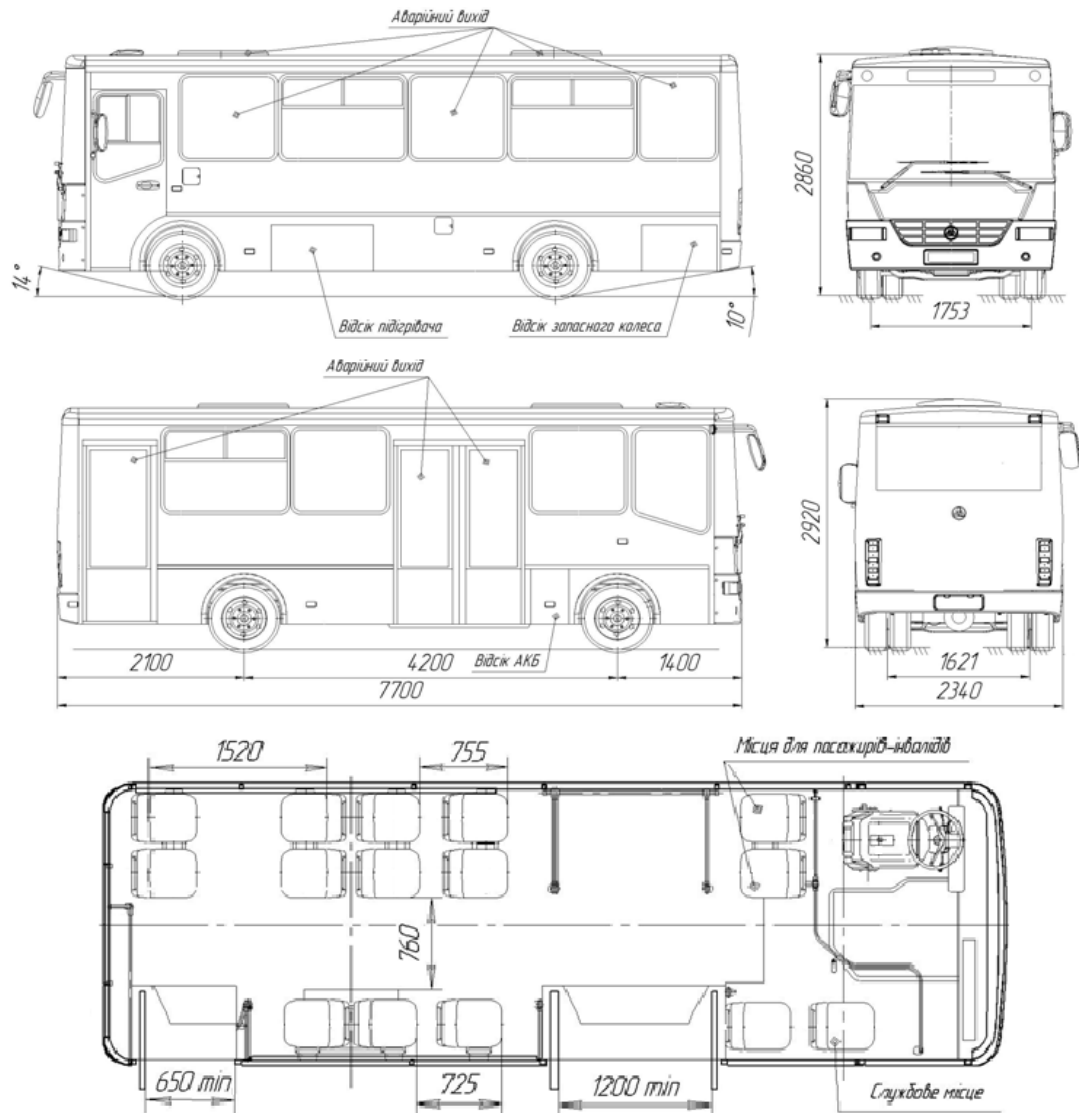


Рисунок 2.1 - Схеми загального вигляду автобусу БАЗ-А081-10

2.2 Аналіз функціональності та надійності підвіски автобусу БАЗ-А081-10.

Підвіска автобусу є сукупністю пристроїв, що з'єднують його міст і колеса з кузовом, та зменшують динамічні навантаження під час їзди по нерівностях дорожнього полотна.

Підвіска автобусу має такі функції: з'єднує колеса або мости з несучою системою (кузовом або рамою); передає на кузов або раму сили і моменти, що утворюються при терті коліс з дорожнім покриттям; забезпечує необхідне переміщення колес відносно рами та плавність ходу транспортного засобу [9].

Головними елементами підвіски автобусу є:

- пружинні елементи, що сприймають і передають нормальні сили реакції дорожнього покриття, при наїзді колес на його нерівності;
- елементи напрямні, які направляють переміщення коліс і забезпечують їх зв'язок між собою і рамою та передають сили та моменти;
- амортизатори призначені для гасіння коливань кузова автобусу, що утворюються внаслідок дії нерівностей дороги.

У підвісках автобусів в основному кожен елемент виконує одразу по декілька функцій. Наприклад, задня ресора в звичайній ресорній підвісці мосту автобусу сприймає одночасно нормальну реакцію дорожнього полотна і бічні, подовжні сили та виступає в якості фрикційного амортизатора. Але в сучасних підвісках автобусів, майже кожен вищенаведену функцію, виконують окремі елементи конструкції. Вони досить жорстко виконують переміщення коліс автобусу відносно кузова і дорожнього покриття та забезпечують відповідні параметри стійкості і керованості [15].

На сьогоднішній день підвіски сучасних автобусів є складними конструкціями, які включають в себе гідравлічні, механічні, пневматичні, електричні та інші елементи та інформаційні системи управління, завдяки чому досягається поєднання високих показників таких параметрів як: комфортабельність, керованість та безпека руху.

Вид ресорної підвіски є самим найдавнішим варіантом підвіски автобусів, у якій балка заднього мосту прикріплена на двох поздовжньо-напрвлених ресорах. Міст може бути різної конфігурації, ведучим і не ведучим, а його розташування може знаходитися як над ресорою так відповідно і під нею. В основному кріплення мосту до ресори відбувається за допомогою сталевих хомутів дець на її середині. Автобусна ресора складається з комплексу пружних металевих листів, що з'єднані між собою хомутами та має найтовщий корінний лист, на якому розташовані отвори її кріплення ресори [11].

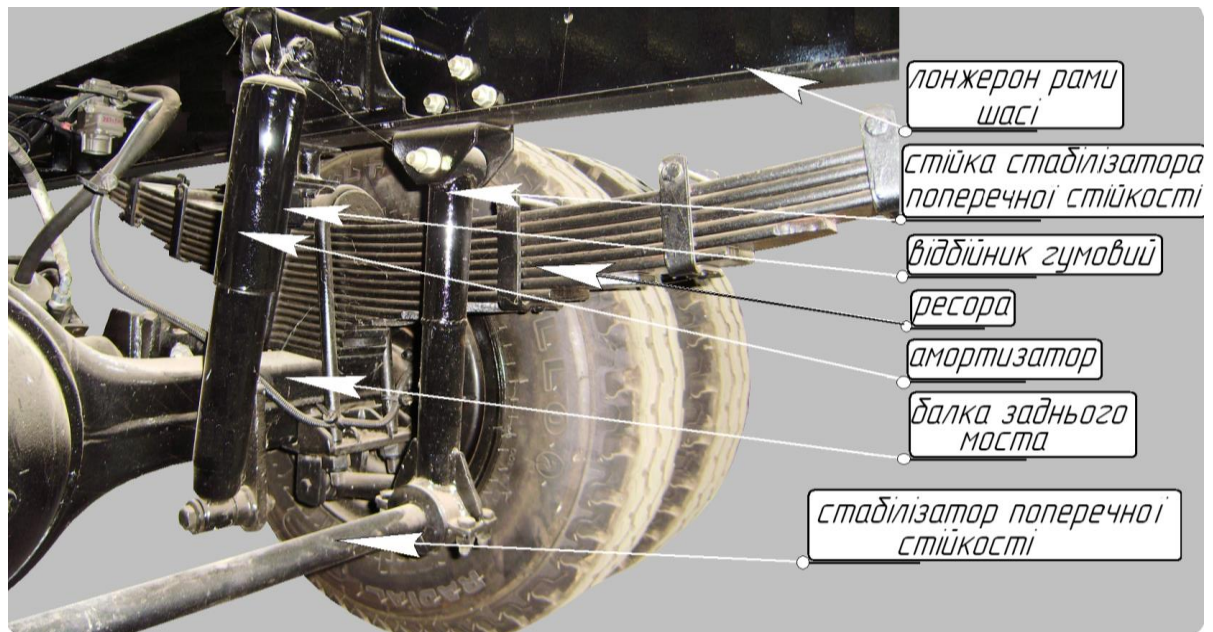


Рисунок 2.2 - Вигляд задньої підвіски автобусу БА3-А081-10

Останнім часом спостерігається застосування дрібнолистових або взагалі однолистових ресор, які виготовлені з неметалевих композитних матеріалів, наприклад вуглепластики та інших [10]. Але багатолистові ресори встетаки зберігають свої переваги, а саме:

- відбувається ефект гасіння коливань;
- вона збільшує свою жорсткість впродовж зростання навантаження на неї, і є наслідком того, чим коротші листи.

При малих навантаженнях деформуються більш довгі і м'які листи ресори, а тому вона працює як м'яка, відтворюючи високу плавність руху. А при зростанні навантаження в роботі починають функціонувати короткі листи, жорсткість яких нелінійно зростає і підвіска набуває здатності витримати великі зусилля.

Методика догляду за ресорами полягає у перевірці та мащенні їх пальців кріплення і листів. А також необхідна постійна перевірка взаємного розташування ресорних листів, оскільки повздовжні зміщення можуть вказувати на зріз відцентрового болта. Для цього необхідно своєчасно підтягувати кріплення ресор, але тільки при випрямлених ресорах з моментом затягування гайок кріплень передніх ресор автобусу - 40-45 кгс м, а задніх - 60-65 кгс м.

Повністю затягувати гайку кріплення без зазору неможна, оскільки це може призвести до руйнування кріплення у процесі експлуатації.

Якщо в ресорах з'являється скрип то їх змазують за допомогою графітного мастила. Для цього автобус піддомкрачують за раму і зазори між ресорними листами заповнюють мастилом.

На передньому кріпленні ресор найбільший знос припадає на пальці і втулки, які слід замінювати при величині зносу 1,5-2 мм.

На задньому кріпленні ресор найбільший знос спостерігається на опорних поверхнях і бічних стінках кронштейнів, а тому у кронштейнах встановлюють вкладиші, що знімаються.

У випадку перекосу заднього мосту автобусу необхідно послабити кріплення ресор і встановити його так, щоб з обох сторін база не відходила більше ніж на 20 мм, після чого гайки кріплень необхідно затягнути.

Модель автобусу БАЗ-А081-10 оснащена залежною підвіскою, з двома напівеліптичними ресорами з амортизаторами з гідравлікою і стабілізаторами поперечної стійкості. Вона складається з комплексної ресори, яка набрана з сталевих листів різної довжини, але однакових за шириною і товщиною. Ресора прикріплена до мосту посередині, а її кінці з'єднані шарнірами з рамою автобусу.

Безумовними перевагами ресорної підвіски є дешевизна, її добра надійність і проста конструкція, що реагує не тільки на вертикальні, але і на бічні навантаження, які можуть бути під час повороту автобуса [21].

При застосуванні ресор можна відмовитися від використання додаткових вузлів і пристроїв, наприклад як реактивні штанги, різноманітні важелі, втулки та інше. Але всетаки головною проблемою даної підвіски є її жорсткість і велика амплітуда коливань, що впливає на плавність ходу, а також експлуатаційні властивості транспортного засобу та якість перевезення в цілому.

Якщо розглядати залежну підвіску, то в ній на ресорах бокові сили діють на раму через корінні листи ресор, а центр крена знаходиться відповідно на висоті середини корінного листа, де ресора кріпиться до балки підвіски.

Велика амплітуда коливання підвіски автобуса може впливати його бокове перекидання, що може негативно відображатися на безпеці руху пасажирів. Також на амплітуду коливань, які виникають внаслідок дії дорожнього покриття, може впливати вид амортизаторів, що призначені для гасіння коливань кузова. У випадку функціонування даної підвіски коливання не можна зменшити до потрібної амплітуди, оскільки це викликано жорсткістю пружного елемента, адже підвіска автобуса БАЗ-А081-10 має ресори малої довжини, які є дуже жорсткими.

2.3 Аналіз надійності функціонування автобуса БАЗ-А081-10.

Збільшення кількості виникнення дорожньо-транспортних пригод, що відбуваються внаслідок несправностей систем автобуса, пояснюється тим, що дуже часто транспортні засоби експлуатуються на маршруті з технічними несправностями підвіски, рульового керування, гальмівної системи. Своєчасне виокремлення з експлуатації несправного рухомого складу дозволить суттєво зменшити ризики виникнення дорожньо-транспортних пригод і задіяти наявний потенціал щодо зменшення рівня дорожнього травматизму в Україні.

Теоретичний аналіз робіт вчених показав [1, 3-5, 13], що основні фактори, які визначають надійності функціонування рухомого складу, є керованими, а отже ними можна варіювати задля підвищення безвідмовності роботи транспортних засобів та скорочення матеріальних витрат на їх технічне обслуговування і ремонт.

Система технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів (напрацювання), що діє в Україні не може забезпечити високий рівень надійності та відповідної ефективності експлуатації. А отже увага приділяється більш новітній раціональній системі технічного обслуговування і ремонту (по фактичному перебуванню). Аналіз впровадження даної системи показав, що значно скоротилися об'єми профілактично-ремонтних робіт та можливо більш повно використовувати ресурс транспортних засобів. Але на даний час відсутні обґрунтовані нормативи управління технічним станом об'єкта дослідження, а саме, підвіски і рульового керування транспортних засобів, методики пошуку їх

відповідних несправностей та рекомендації щодо автоматичного управління цими процесами.

Аналіз літературних джерел [8,19] дав можливість умовно виділити три групи факторів, які впливають на стійкість і керованість транспортного засобу: керовані; частково керовані і некеровані. Але для підвищення стійкості і керованості транспортного засобу, що знаходиться в експлуатації, особливого інтересу набувають саме керовані фактори, які пов'язані з його технічним станом: рульове керування (сам механізм і трапеція), ходова частина, кузов і колеса, гальмівна система (привід і гальмівний механізм). Виділимо основні параметри, що описують технічний стан зазначених вузлів: люфт в рульового механізму, невідповідність геометрії кутів встановлення коліс, неспіввісність передньої і задньої осей та інше.

Проведений теоретичний аналіз методів контролю технічного стану підвіски і рульового керування показав, що збільшення економічного ефекту в системі технічного обслуговування і ремонту автобусів може бути отримано завдяки розробці та використанню науково-технологічних методів і засобів діагностування цих систем.

На основі вищевикладеного проведено теоретичні дослідження причин виникнення люфтів в підвісці та рульовому механізмі автобусу, а також їх відмов і несправностей, сформовано комплекс діагностичних параметрів оцінки їх технічного стану та методику оцінки ступеня їх впливу.

Основною причиною виникнення зазорів в прецензійних парах механізмів виявився знос, при якому відбувається зміна характеру сполучення деталей, що труться (перекоси, збільшення зазорів, зміна геометрії деталей).

2.4 Аналіз методів удосконаленні підвіски автобусу БАЗ-А081-10

Підвіска є найбільш важливим елементом автобусу, що забезпечує пружній зв'язок кузова з колесами і регулює плавність його руху для більш комфортної їзди. Вона контролює прохідність транспортного засобу, її стійкість під час руху, протидіє перекиданню та служить запорукою надійності, а отже і ефективності

функціонування. Підвіска автобусу має в наявності три базові елементи: гасильний, напрямний і пружний [9, 21].

Як правило амортизатори виступають у ролі гасильного елемента та здійснюють вплив на зчеплення колес з дорогою, пом'якшуючи при цьому удари об різні нерівності дорожнього покриття.

Напрямними елементами є важелі, що з'єднують раму і колеса автобусу. Призначення пружних елементів полягає у забезпеченні підпружиненого ефекту кузова і перешкоді щодо утворення крену автобусу.

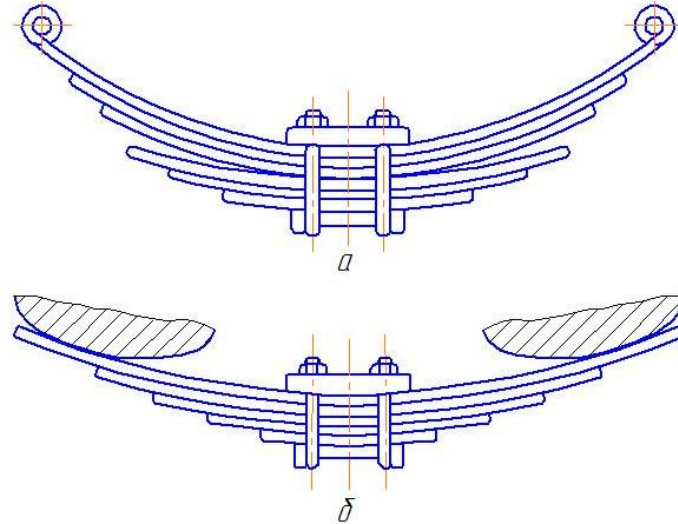
Можна зробити висновок, що швидкість руху автобусу по дорогам з поганим покриттям, залежить не від потужності двигуна, а від якості підвіски. А отже може привести до зниження ефективності функціонування автобусу на маршруті при низькій її якості.

Аналіз методів удосконалення підвіски автобусу дав можливість визначити найбільш ефективні способи її вирішення [11, 15]. Одним з варіантів є застосування регулюючої пневматичної підвіски автобуса, яка може забезпечити підвищення плавності ходу, а також зниження динамічного ходу, у порівнянні з ресорною. Це призведе до забезпечення постійного рівня підлоги транспортного засобу при змінюванні статичного навантаження. А тому пневмопідвіска дозволить підвищити експлуатаційні показники автобусу та його надійність і безпеку руху. Але встановлення такої підвіски на автобус БАЗ-А081-10, що працює на міських пасажирських маршрутах, є не раціональним, адже виникнуть значні затрати та буде великий термін окупності такого переобладнання.

Другий метод розв'язання даної проблеми полягає у збільшенні довжини ресор, що дозволить за рахунок подовження зменшити їх жорсткість. Як наслідок зменшиться амплітуда коливань і покращаться наступні технічні характеристики автобусу при проботі на маршруті (плавність ходу, безпека руху, стійкість та керованість). Але при цьому відбудеться зменшення вантажопідйомності транспортного засобу, адже при збільшенні довжини ресор зменшиться їх пружна

міцність та збільшиться маса, що потребує внесення суттєвих конструктивних змін в прикріплення підвіски до рами автобусу.

Третім методом вирішення даної проблеми є застосування прогресивних ресор (рис 2.3).



а - зазори, що передбачаються між листами ресор; б - конструктивні зміни закріплення кінців ресор

Рисунок 2.3 - Вигляд різних способів прогресивних ресор автобусу

Зміна жорсткості даних ресор відбувається по мірі завантаження транспортного засобу та досягається за рахунок наявності зазорів між листами ресор (рис. 2.3, а), що перекриваються при її деформації, або за допомогою конструктивних змін конструкцій кріплення їх кінців (рис 2.3, б).

Вказані заходи дозволяють зменшити жорсткість ресор і їх амплітуду коливання, що передається на раму, зі збереженням вантажопідйомності автобусу. Даний метод удосконалення не потребує великих фінансових витрат і значних змін в конструкції, але значно збільшує показники надійності і безпеки руху на маршруті.

Отже для підвищення показників ефективності та надійності функціонування автобусу БАЗ-А081-10 запропоновано декілька методів удосконалення його підвіски.

Самим оптимальним з них є метод використання прогресивних ресор і відповідно конструктивне переобладнання ними автобусу БАЗ-А081-10 буде мати наступні переваги: невеликі фінансові витрати на переобладнання і зміни в конструкції підвіски; збереження його вантажопідйомності; зменшення жорсткості підвіски і амплітуди коливань; підвищення плавності та безпеки руху, показників надійності і ефективності.

2.5 Дослідження існуючих конструкцій стендів для розбирання та збирання ресор автобусів

Наведемо порядок проведення технологічних робіт по ремонту ресор автобусів. Зняті з автобусу ресори закріплюють за бічні поверхні на столі стенду для їх розбирання та збирання, відкручують гайки болтів хомутів, викручують болти та знімають розпірні втулки. Послаблюючи кріплення ресор, укладають їх на бічну поверхню на стіл стенду, закріплюючи за верхній і нижній лист. Потім відкручують гайку відцентрового болта, послаблюючи затискання стенду і знімають розібрану ресору. В подальшому здійснюють перевірку стану листів ресор, їх хомутів і чашок, на яких не повині бути тріщини і уламки.

Не допускається зношення ресор по товщині більше 1,0 мм. Також не допускається послаблення заклепок кріплень хомутів і чашок ресор та знос отвору втулки вушка до розміру більше ніж 40,4 мм. Робочим листам ресор проводять очистку від корозії та рихтовку на верстаті моделі 2470А ГАРО за спеціальним шаблоном та змащення графітним мастилом [8].

Листи ресор, які пройшли технічне обслуговування збирають, надягаючи по порядку на оправу, встановлюючи бічною поверхнею на стенд піддають стиску. Потім виймають оправу, встановлюючи відцентровий болт і затягують його гайку. Далі встановлюють у отвори хомутів спеціальні стяжні болти та розпірні втулки і накручують гайки. Потім після збирання ресор, по торцевим поверхням чашок верхнього корінного листа передньої ресори натягують відповідний дріт з вантажем та здійснюють перевірку стрілки її прогину. Ресори, що пройшли збирання і перевірку

відправляють до посту поточного ремонту або на склад, де вони зберігаються як відремонтовані агрегати.

Стенди для розбирання (збирання) ресор схожі конструктивно і відрізняються типами приводів (пневматичні, ручні гвинтові).

Модель стаціонарного стану Р-203 з пневматичним приводом призначена для пресових робіт при розборці і зборці листових ресор, а також для заміни втулок ресор і кронштейнів. Циліндр, що приводиться в дію стиснутим повітрям є саме силовим органом стану, робочий тиск в системі якого контролюється за допомогою манометру.

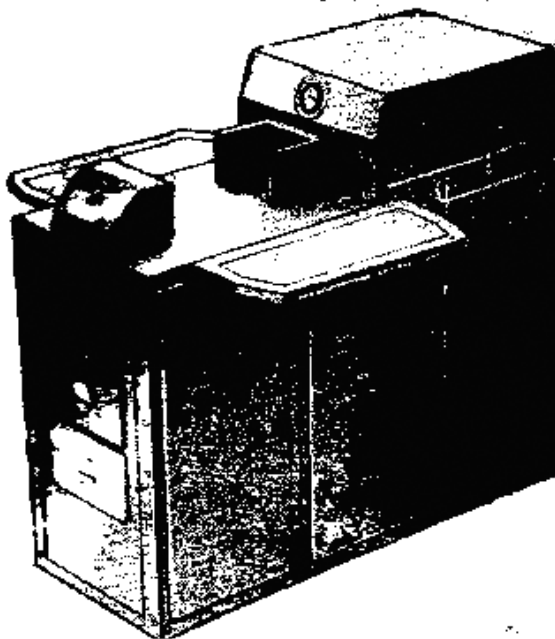


Рисунок 2.4 - Вигляд моделі стаціонарного стану Р - 203 з пневматичним приводом

Пневматичні лещата для збирання ресор теж мають подібну конструкцію (рис. 2.5). Вони складаються зі станини зварної 1, силового циліндру 3 з губками 4, 5, 6, реверсного крану 5 і трубопроводів подачі повітря 2. Циліндр пневматичний 3 болтами кріпиться до швелерів станини, а рухома і нерухома губки з'єднуються зі штоком пневмоциліндра і переміщуються за допомогою вставок 9 по напрямних 10, які кріпляться болтами до губки і балок швелерів.

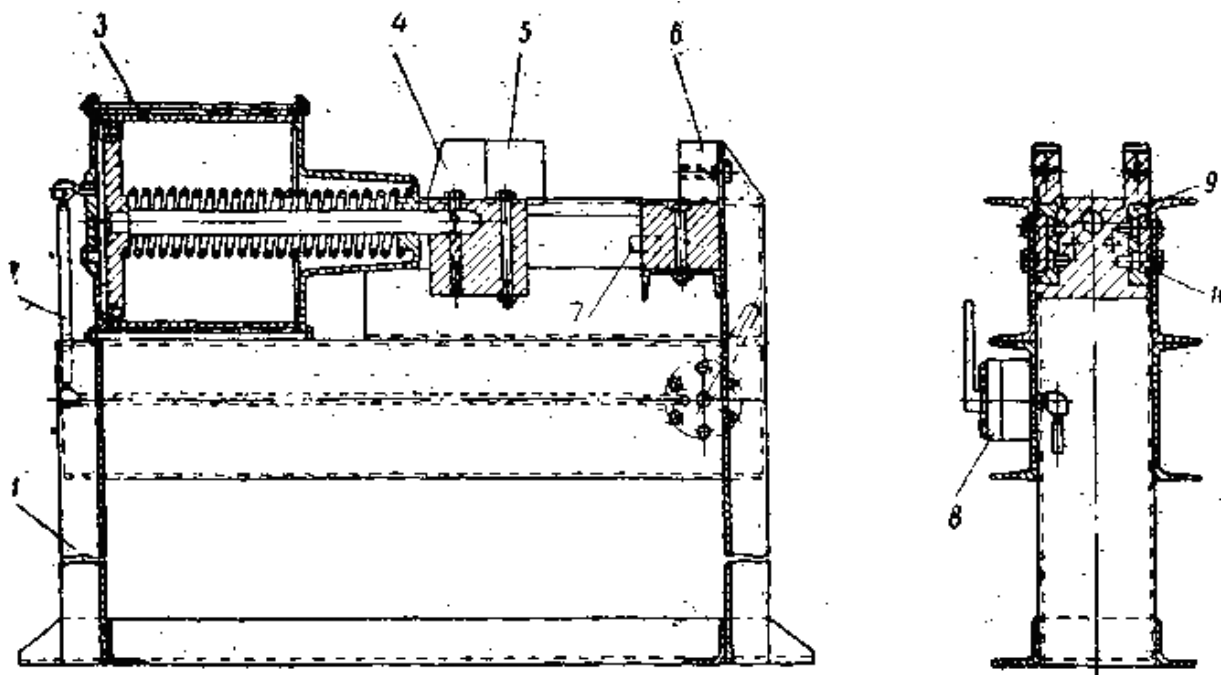


Рисунок 2.5 – Вигляд стану пневматичного для збирання ресор

Розглянемо принцип роботи стану пневматичного. Тиск повітря - 4,5...5 кг/см², зусилля пневмоциліндра дорівнює 3,5...4 т. Управління здійснюється Повітряний кран 8 здійснює управління станом.

Ресорні листи кладуть на стіл, що знаходиться напроти полиць зверху швелерів станини та після стискання збирають ресору.

Завдяки зусиллю пружини, що стискається при робочому ході поршня пневматичного циліндру, він повертається у своє вихідне положення.

Удар губок амортизується завдяки гумовому буферу 7 при робочому ході без наявності між ними листів ресор.

На складання однієї ресори витрачається 3 хв. Тому продуктивність праці з використанням удосконалених лещат збільшилася на 30% в порівнянні з ручними пристосуваннями для стиску листів ресор при складанні, а також повністю ліквідується важка праця робітника. На АТП для розборки та зборки ресор використовуються ручні струбцини.

2.6 Розрахунок основних конструкцій стенду

Мета проектних розрахунків - це розрахунок розмірів конструкції, кінематичних параметрів, підбір передач, вибір силових елементів і необхідних стандартних виробів.

За базу вихідних даних візьмемо робочі параметри прототипу спроектованого стенду для розборки та зборки ресор Р-203, технічна характеристика якого наведена в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Основні технічні характеристики стенду Р-203

Показник	Од. виміру.	Значення
Габаритні розміри	мм	1255 x 896 x 1036
Маса	кг	240
Хід штока	мм	200
Робочий тиск повітря	МПа	5
Тип		Стационарний
Зусилля	кН	26

Проведемо розрахунки пневмоциліндру. Тиск повітря циліндру приймемо $Q = 0,4$ МПа та обчислимо діаметр пневматичного циліндра, при ККД $\eta = 0,9$.

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi\eta Q}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7398}{3.14 \cdot 0.9 \cdot 0.4}} = 160 \text{ мм} \quad (2.1)$$

де P – зусилля штоку, кг·с;

η - КПД пневмоциліндра, (0,85-0,97);

Q - тиск пневмоциліндру, МПа (0,4).

Округлюємо до ближнього значення і отримуємо діаметр $D = 160$ мм.

Розрахуємо діаметр штоку:

$$d_m = k \cdot D_n; \quad (2.2)$$

Відповідно: $d_{III} = 0,2 \cdot 0,16 = 0,032 \text{ м};$

Згідно ГОСТу 6540-68 розрахункові значення D_n , d_{III} , L округляються до найближчої величини. Приймаємо $D_n = 160 \text{ мм} = 0,16 \text{ м};$ $d_{III} = 32 \text{ мм} = 0,032 \text{ м};$ $L = 25 \text{ мм} = 0,025 \text{ м}.$

Розрахуємо мінімально допустиму товщину стінки циліндра:

$$t_u > \frac{D_n}{2} \sqrt{\frac{[\sigma_p] + p_r \cdot (1 - 2\mu)}{[\sigma_p] - p_r \cdot (1 + 2\mu)}} - 1m; \quad (2.3)$$

де $[\sigma_p]$ - допустиме напруження розтягу, МПа (180 для сталі);

μ - коефіцієнт Пуассона (0,25).

Тоді отримаємо:

$$t_u > \frac{0.16}{2} \sqrt{\frac{1800 \cdot 10^5 + 10^6 \cdot (1 - 2 \cdot 0.25)}{1800 \cdot 10^5 - 10^6 \cdot (1 + 2 \cdot 0.25)}} - 1 = 0.0002 \text{ м.}$$

Розрахуємо шток пневматичного циліндру на нормальні напруження, матеріал якого – Ст.3, а межа міцності $[\sigma] = 370$ МПа.

Визначимо нормальні напруження за формулою:

$$\sigma_M = \frac{F_1}{S_{III}} \quad (2.4)$$

де F_1 - сила дії штоку на штангу;

S_{III} - площа поперечного перерізу штоку:

$$S_{III} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.5)$$

де d – діаметр штока (32 мм);

$$S_{III} = \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} = 4,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$\sigma_M = \frac{12,8 \cdot 10^3}{4,9 \cdot 10^{-4}} = 26 \text{ МПа} < 370 \text{ МПа.}$$

Нормальні напруження, що створюються під тиском штоку на штангу не перевищують гранично допустимі норми.

Товщину корпусу визначимо за формулою:

$$t = 0,405 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{Py}{\sigma}} = 0,405 \cdot 0,16 \cdot \sqrt{0,6/80} = 0,00098 \text{ м} = 9,8 \text{ мм}$$

а отже товщину ккорпусу приймаємо з листа $\delta = 10$ мм.

2.7 Визначення діаметру шпильок кріплення пневмоциліндра

До слабких елементів відносяться елементи, на які діють сили силового приводу. Такими елементами є шпильки кріплення пневмоциліндра.

Приймаємо Сталь 40 матеріалом шпильки, а гранично-допустиме напруження на зріз $[\tau_3] = 50$ МПа та розраховуємо діаметр шпильки на міцність при зрізі:

$$[\tau_3] = \frac{P}{A_3} \quad (2.6)$$

де P – сила, що прикладається до шпильки;

A_3 – площа перерізу шпильки;

$[\tau_3]$ – гранично-допустиме напруження на зріз.

$$A_3 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.7)$$

Звідки випливає:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{т.ш.}}}{\pi \cdot [\tau_3]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 16}{3,14 \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,0157 \text{ м.}$$

Приймемо діаметр шпильок кріплення пневмоциліндра 16 мм відповідно до конструктивних міркувань та виконаємо їх перевіірочний розрахунок на міцність. Матеріалом шпильок є Сталь 40 ГОСТ 10-50-88 та кількість $Z_{\text{ш}} = 4$. Матеріалом пластин є також Сталь 40 ГОСТ 10-50-88.

Визначимо амплітуду змінних напружень σ_a :

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot F_a}{2 \cdot A_1}, \quad (2.8)$$

де $A_1 = 80 \text{ мм}^2$ – переріз шпильки,

$$\sigma_a = \frac{0,093 \cdot 3,3 \cdot 10^3}{2 \cdot 80} = 1,92 \text{ МПа.}$$

Знайдемо значення коефіцієнту запаса міцності по амплітуді S_a :

$$S_a = \frac{\sigma_{-1_{pk}}}{\sigma_a} \geq [S_a] \quad (2.9)$$

де $\sigma_{-1_{pk}} = 75$ МПа,

$$S_a = \frac{75}{1,92} = 39,1.$$

Отримане значення коефіцієнту запаса міцності по амплітуді вище, а мінімально допустиме становить $[S_a] = 6,5 \dots 7,5$.

Знайдемо значення коефіцієнту запаса витривалості по максимальному напруженню S :

$$S_a = \frac{\sigma_T}{(\sigma_3 + 2 \cdot \sigma_a)} \geq [S] \quad (2.10)$$

де σ_T - границя текучості матеріалу шпильки кріплення, МПа;

σ_3 - напруження загування шпильки, МПа.

Визначимо напруження затягування шпильки σ_3 , МПа за формулою:

$$\sigma_3 = \frac{F_3}{A_1} \quad (2.11)$$

де F_3 - сила попереднього затягування шпильки, Н.

Визначемо силу попереднього затягування шпильки F_3 , Н за формулою:

$$F_3 = 3 \cdot (1 - 0,093) \cdot 3,3 \cdot 10^3 = 8,09 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

В подальшому отримаємо підставивши знайдені значення:

$$S_a = \frac{800}{(76 + 2 \cdot 1,45)} = 10,139$$

Отримане значення коефіцієнту запаса міцності по максимальному напруженню, більше ніж мінімально допустиме, а тому відбувається забезпечення міцності шпильок із врахуванням змінних циклічних навантажень.

2.8 Опис спроектованої конструкції пристосування.

Стенд, що проектується для розборки та зборки ресор автобусу майже не має суттєвих відмінностей від прототипу та складається його рами, пневматичного циліндру та його захисного кожуху, нерухомого упору та його вилки, перемикача для повітря.

Основна рама стенду, що проектується зварена з сортового прокату сталі, а робоча поверхня вироблена з листа на який за допомогою болтових з'єднань встановлюється нерухомий упор з декількома робочими положеннями.

Робочий діаметр пневматичного циліндру складає 280 мм, що встановлений на рамі з болтовими з'єднаннями та захищений спеціальним кожухом з листового прокату. Вильчатий рухомий упор приєднаний до штоку за допомогою осі. Управління роботою пневмоциліндру здійснюється за допомогою педалі, що знаходиться на рамі.

Відповідно для нормальної роботи пневматичного устаткування необхідно підготувати надходження стисненого повітря з мережі, яка полягає у очистці його від вологи та різних домішок і додаванні при необхідності в повітря мастила. Також для отримання стабільного затискного зусилля необхідне додаткове регулювання тиску повітря шляхом його зменшення або автоматичного підтримання на необхідному рівні.

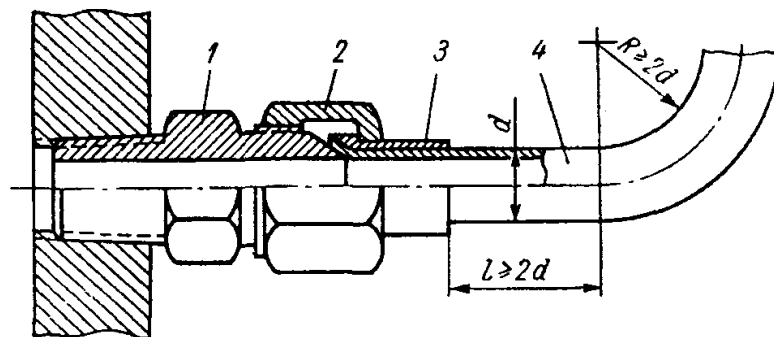
Для того, щоб очистити стиснене повітря застосовують металокерамічні вологовідділювачі зі спеціальним фільтром марок БВ-41-13 і БВ-41-14, що мають збільшену ємність резервуару для збирання конденсату та більш зручні у використанні. Вони є фільтруючими елементами, які обов'язково встановлюють перед кожним пневматичним пристосуванням у повітряній магістралі, а потік стислого повітря до вологовідділювачів проходить через спеціальний різьбовий отвір в корпусі. Надалі повітря рухається через щілини, що задають його рух за гвинтовою лінією, в стакан. Маленькі частки води, що знаходяться в повітрі в підвішеному стані, в подальшому під дією відцентрових сил віддаляються на скляні стінки, що потім збираються в краплі та стікають в спеціальний прозорий резервуар, що відокремлений за допомогою заслінки. Далі осушене повітря проходить через металокерамічний фільтр, очищається від домішок та потрапляє у вихідний отвір.

Для того, щоб здійснити злив конденсату, що накопичився, відкриваємо запірний кран та під дією стисненого повітря зливаємо воду, разом з якою відбувається видалення механічних домішок, затриманих фільтруючим елементом.

Прозорий резервуар допомагає слідкувати за об'ємом накопиченого конденсату і здійснювати його своєчасне скидання.

При проектуванні пневматичних пристроїв необхідне врахування наявності системи зовнішніх патрубків, що створюють незручності для робітників при очистці їх від стружки та легкого пошкодження. Тому підведення повітря бажано здійснювати через приховані вентиляційні канали, що знаходяться в корпусних деталях устаткування.

Під'єднання патрубків слід здійснювати за допомогою штуцерного з'єднання розвальцованим кінцем трубки (рис. 2.6).



1 - штуцерок; 2 - гайка натискна; 3 - втулка проміжна; 4 - патрубок

Рисунок 2.6 - Типова схема з'єднання патрубків з штуцером

Саме при такому з'єднанні забезпечується надійна герметичність при великій кількості збирань (розбирань). Існують рекомендації щодо застосування найменшої кількості розмірів різьблення арматури, що приєднується (крок 1,5 мм).

При підведенні стисненого повітря через патрубків необхідно дотримуватися наступних вимог:

1. По можливості система патрубків підведення не може збільшувати габарити устаткування або заважати його технічному обслуговуванню і очищенню.
2. Місця встановлення і сама арматура повинні вибиратися з таким розрахунком, щоб трубки проходили якомога ближче до приладу і мали мінімальну довжину.

3. Радіус вигину патрубків повинен бути не менший двох діаметрів труби, а їх форма повинна давати можливість невеликої пружності для полегшення монтажу. Штуцера, що знаходяться на одній вісі не можна з'єднувати прямими відрізками труб, які необхідно додатково згинати.

2. По можливості арматура повинна бути встановлена на корпусі двигуна, щоб не розбирати знімні кришки і фланці, а з'єднання трубок повинно знаходитися в зручних місцях монтажу без зняття приладу з верстату.

5. Для уникнення пошкоджень патрубки повинні знаходитися в допустимих межах розмірів приладу з укладкою їх в спеціальні виїмки та наружними місцями приєднання.

Спроекований стенд містить нестандартний пневматичний циліндр односторонньої дії, що повертає його у вихідне положення за допомогою поворотної пружини його та є перевагою над стандартним пневмоциліндром. Суттєвою перевагою пневматичних циліндрів односторонньої дії над циліндрами двохсторонньої дії, є більш надійне та довговічне функціонування та більш високий коефіцієнт корисної дії. Представлена конструкція пневмоциліндра може виготовлятися в умовах практично будь-якого ремонтного виробництва, окрім пружини. При використанні у конструкції стандартного пневматичного циліндра одинарної дії є необхідність застосування зворотної розтягуючої пружини, що може також дещо збільшити його поздовжні габарити в цілому.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ УДОСКОНАЛЕННЯ ПІДВІСКИ АВТОБУСУ НА НАДІЙНІСТЬ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ

3.1 Дослідження стійкості руху та керованості автобусу.

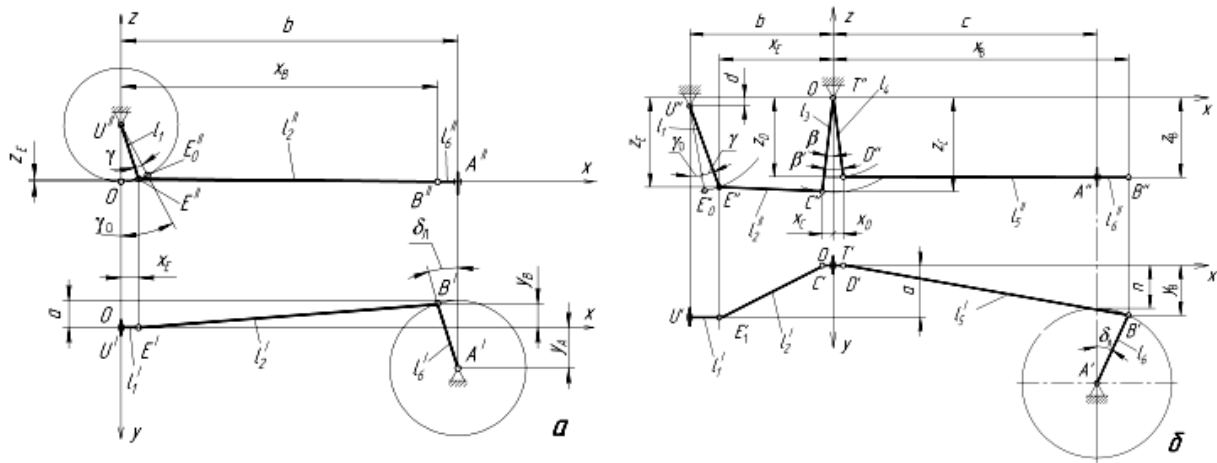
Важливим експлуатаційними характеристиками автобусу є стійкість руху та його керованість [2, 4, 6, 18]. Від них в першу чергу залежить плавність та безпека руху автобусу, а отже і продуктивність пасажирських перевезень. Вказані характеристики мають зацікавленість з боку вчених, завдяки чому виникають нові методи та методики випробовувань, на основі яких проектувальні організації створюють оптимальні конструкції транспортних засобів. На стійкість та керованість здійснюють негативний вплив різноманітні дорожні, конструкційні, метеорологічні чинники. Також негативний вплив посилює гальмування, сильний бічний вітер, ухили доріг, порушена геометрія приводу керування і підвіски та інші.

Але на сьогоднішній день не повністю розв'язаною проблемою є вплив кінематичної неузгодженості рульового приводу й підвіски керованих коліс на стійкість руху, а саме під час деформації, яка повинна бути закладена як мінімальна, ще під час проектування.

Завдяки матеріалам теоретичних та експериментальних даних напрацьовані методи і методики досліджень стійкості та керованості автобусів на різних траєкторіях та при різних режимах руху. Здійснено математичний опис часткових кінематичних залежностей між кутами поворотів сошки γ і важеля кулака δ , що дорівнює куту повороту лівого колеса δ_l . Розробку здійснено для приводів управління різних типів поздовжніх тяг. На основі цих залежностей можна здійснити дослідження наступних кінематичних параметрів, а саме: кутів повороту коліс та початкового положення сошки, нахилів осей шворнів, роботи підвіски керованих коліс; координат важеля поворотного кулака.

Для того, щоб не робити ускладнений математичний опис, припускається, що кінематичні схеми приводів управління і підвіски є механізмами з багатьма абсолютно жорсткими ланками без люфтів у шарнірах.

На рисунку 3.1 наведена у двох проекціях прямокутної системи координат O_{xy} проста кінематична схема приводу управління автобусу.



а, б - відповідно нерозрізна та розрізна повздовжні тяги з параметрами γ, γ_0 і δ_n

Рисунок 3.1 - Вигляд спрощеної кінематичної схеми приводу управління автобусу

Сошка Q_{xz} довжиною l_1 , знаходиться в площині, паралельній симетрії транспортного засобу, біля точки U'' відносно осі Q_z , а шарніри та самі ланки визначені літерами латинського алфавіту та мають два штрихи на головному вигляді і з одним штрих на вигляді зверху. Поворот лівого переднього колеса, що не зображено на схемі, відбувається за допомогою сошки через поздовжню тягу та важіль кулака поворотного, відповідно довжини яких дорівнюють l_2 та l_6 (рис. 3.1, а).

Тоді, на основі використання цього рисунку кут δ_n лівого переднього колеса під час повертання вліво та вправо для приводів управління з нерозрізною поздовжньою тягою можна визначити за наступними формулами:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1 \cdot (b \cdot \sin \gamma + l_1 (1 - \cos \gamma)) + l_6 \cdot (l_6 - a)}{l_6 \cdot \sqrt{(b + l_1 \cdot \sin \gamma)^2 + (l_6 - a)^2}} - \arctan \frac{l_6 - a}{b + l_1 \cdot \sin \gamma} \quad (3.1)$$

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1 \cdot (b \cdot \sin \gamma - l_1 (1 - \cos \gamma)) - l_6 \cdot (l_6 - a)}{l_6 \cdot \sqrt{(b - l_1 \cdot \sin \gamma)^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{b - l_1 \cdot \sin \gamma} \quad (3.2)$$

Відповідно для приводу управління з розрізною поздовжньою тягою визначення кута δ_n повороту передніх коліс (рис. 3.2, б) можна здійснити за формулою:

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_4 \cdot (c \cdot \sin(\beta - \beta') + l_4(1 - \cos(\beta - \beta')) + l_6 \cdot (l_6 + n))}{l_6 \cdot \sqrt{(c + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta'))^2 + (l_6 + n)^2}} - \arctan \frac{l_6 + n}{c + l_1 \cdot \sin(\beta - \beta')} \quad (3.3)$$

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_4 \cdot (c \cdot \sin(-\beta + \beta') - l_4(1 - \cos(-\beta + \beta')) - l_6 \cdot (l_6 + n))}{l_6 \cdot \sqrt{(c - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta'))^2 + (l_6 + n)^2}} + \arctan \frac{l_6 + n}{c - l_1 \cdot \sin(-\beta + \beta')} \quad (3.4)$$

$$\beta = \arcsin \frac{-l_1 \cdot (b \cdot \sin \gamma + d(1 - \cos \gamma)) + l_3 \cdot [b \cdot \sin \beta' + (d + l_1) \cdot \cos \beta']}{l_3 \cdot \sqrt{(b - l_1 \cdot \sin \gamma)^2 + (d + l_1 \cdot \cos \gamma)^2}} - \arctan \frac{d + l_1 \cdot \cos \gamma}{b - l_1 \cdot \sin \gamma} \quad (3.5)$$

Визначення оптимального значення кута початкового положення сошки γ_0 для приводу управління з нерозрізною поздовжньою тягою для поворотів керованих коліс, що наведені на рис. 3.2 а, можна визначити за формулами:

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_1 \cdot (b \cdot \sin \gamma_0 + l_1 \cos \gamma_0) - l_1 \cdot (b \cdot \sin(\gamma - \gamma_0) + l_1 \cdot \cos(\gamma_0 - \gamma)) + l_6(l_6 - a)}{l_6 \cdot \sqrt{(b + l_1 \cdot \sin(\gamma_0 - \gamma))^2 + (l_6 + a)^2}} - \arctan \frac{l_6 - a}{b - l_1 \cdot \sin(\gamma_0 - \gamma)} \quad (3.6)$$

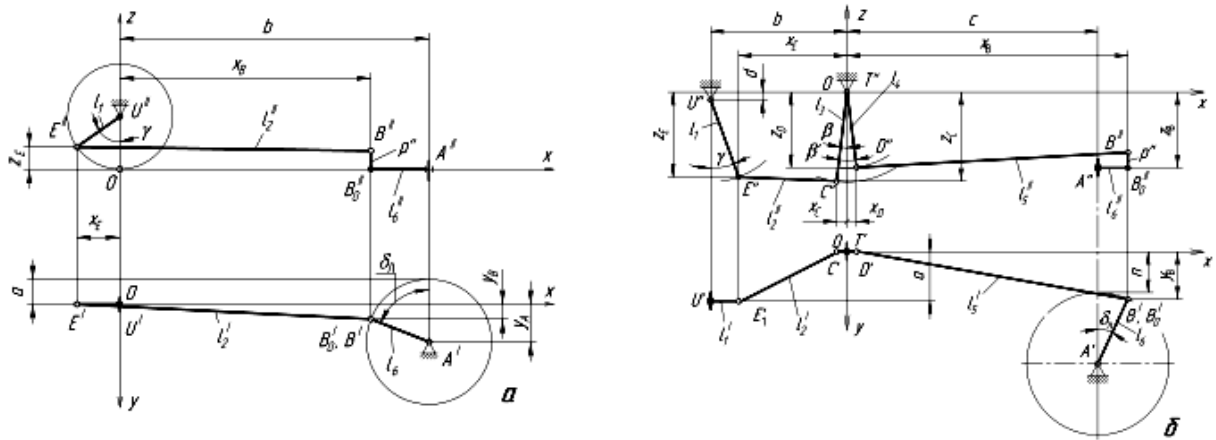
$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1 \cdot (b \cdot \sin(\gamma + \gamma_0) + l_1 \cdot \cos(\gamma_0 + \gamma)) - l_1 \cdot (b \cdot \sin \gamma_0 + l_1 \cdot \cos \gamma_0) - l_6(l_6 - a)}{l_6 \cdot \sqrt{(b - l_1 \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma))^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{b - l_1 \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma)} \quad (3.7)$$

Для приводу управління з розрізною поздовжньою тягою визначення оптимального кута положення сошки γ_0 для поворотів передніх коліс можна визначити за наступними формулами:

$$\beta = \arcsin \left[\frac{l_1 \cdot (b \cdot \sin \gamma_0 - d \cdot \cos \gamma_0) - (l_1 \cdot (b \cdot \sin(\gamma - \gamma_0) - d \cdot \cos(\gamma_0 - \gamma)) + l_3(b - l_1 \cdot \sin \gamma_0) \cos \beta' + (d + l_1 \cdot \cos \gamma) \cdot \cos \beta')}{l_3 \cdot \sqrt{(b - l_1 \cdot \sin(\gamma_0 - \gamma))^2 + (d + l_1 \cdot \cos(\gamma_0 - \gamma))^2}} \right] - \arctan \frac{d + l_1 \cdot \cos(\gamma_0 - \gamma)}{b - l_1 \cdot \sin(\gamma_0 - \gamma)} \quad (3.8)$$

$$\beta = \arcsin \left[\frac{l_1 \cdot (b \cdot \sin \gamma_0 - d \cdot \cos \gamma_0) - l_1 \cdot ((b \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma) - d \cdot \cos(\gamma_0 + \gamma)) + l_3(b - l_1 \cdot \sin \gamma_0) \cos \beta' + (d + l_1 \cdot \cos \gamma) \cdot \cos \beta')}{l_3 \cdot \sqrt{(b - l_1 \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma))^2 + (d + l_1 \cdot \cos(\gamma_0 + \gamma))^2}} \right] - \arctan \frac{d + l_1 \cdot \cos(\gamma_0 + \gamma)}{b - l_1 \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma)} \quad (3.9)$$

Розглянемо наступний параметр впливу на кінематику приводів управління (рис. 3.2). В даному випадку це є відстань p від центру пальця важеля кулака до горизонтальної площини точки перетину осей керованих коліс з осями шворнів.



а, б - відповідно нерозрізна та розрізна повздовжні тяги з параметрами γ, δ_n і p

Рисунок 3.2 - Вигляд кінематичної схеми приводу управління автобусу з іншими параметрами

Відповідно до рисунку 3.2 (а), для приводу управління з нерозрізною повздовжньою тягою можна знайти вплив параметра p на кут δ_n при повороті передніх коліс:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1 \cdot [b \cdot \sin \gamma + (l - p) \cdot (1 - \cos \gamma)] + l_6(l_6 - a)}{l_6 \cdot \sqrt{(b + l_1 \cdot \sin \gamma)^2 + (l_6 - a)^2}} - \arctan \frac{l_6 - a}{b + l_1 \cdot \sin \gamma} \quad (3.10)$$

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1 \cdot [b \cdot \sin \gamma - (l-p) \cdot (1 - \cos \gamma)] - l_6(l_6 - a)}{l_6 \cdot \sqrt{(b - l_1 \cdot \sin \gamma)^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{b - l_1 \cdot \sin \gamma} \quad (3.11)$$

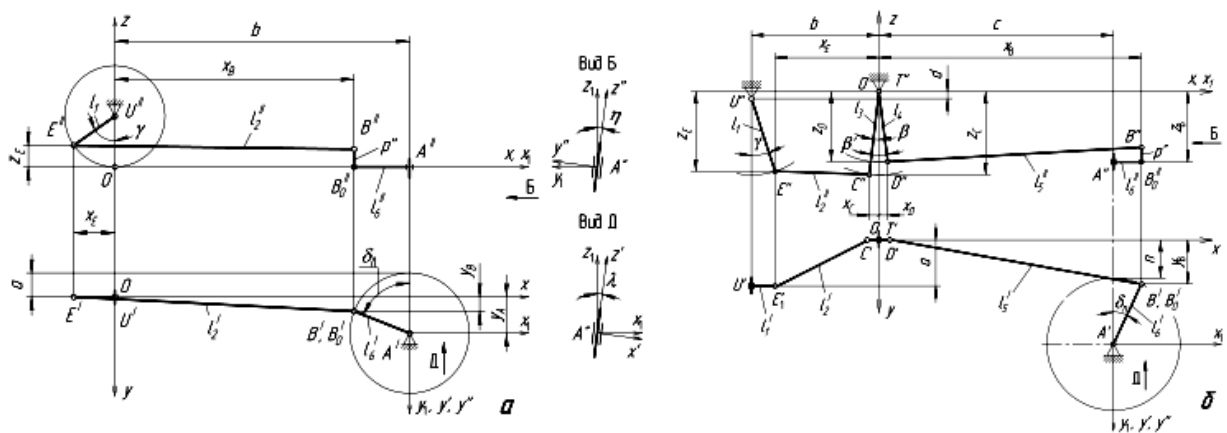
А для приводу управління з розрізною поздовжньою тягою на рис. 3.3 (б), під час повороту передніх коліс вплив параметра p на кут δ_n можна розрахувати за формулами:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_4 \cdot (c \cdot \sin(\beta - \beta') + l_4 \cdot (1 - \cos(\beta - \beta')) - p(1 - \cos(\beta - \beta')) + l_6(l_6 + n))}{l_6 \cdot \sqrt{(c + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta'))^2 + (l_6 + n)^2}} - \arctg \frac{l_6 + n}{c + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')} \quad (3.12)$$

Такий параметр, як кут β можна знайти за формулою 3.5:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_4 \cdot (c \cdot \sin(\beta + \beta') - l_4 \cdot (1 - \cos(\beta + \beta')) + p(1 - \cos(-\beta + \beta')) - l_6(l_6 + n))}{l_6 \cdot \sqrt{(c - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta'))^2 + (l_6 + n)^2}} + \arctg \frac{l_6 + n}{c - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')} \quad (3.13)$$

За допомогою схеми, що зображена на рисунку 3.3 можна розглядати вплив поздовжнього кута нахилу λ на кінематику приводів управління разом з параметром p .



а, б - відповідно нерозрізна та розрізна повздовжні тяги з параметрами $\gamma, \delta_n, p, \lambda$ і η

Рисунок 3.3 - Кінематична схеми приводу управління автобусу з іншими параметрами

Для приводів управління з нерозрізною та розрізною поздовжніми тягами (рис. 3.3, а, б) вплив параметрів p , λ на зміну кутів δ_{II} , δ_{II} при відповідних поворотах передніх коліс можна знайти за формулами (3.14-3.17):

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_1[(b + p \cdot \sin \lambda) \sin \gamma + (l_1 - p \cdot \cos \lambda)(1 - \cos \gamma)] + l_6(l_6 - a)}{l_6 \sqrt{\{l_1[(1 - \cos \gamma) \sin \lambda + \cos \lambda \cdot \sin \gamma] + b \cdot \cos \lambda\}^2 + (l_6 - a)^2}} - \arctg \frac{l_6 - a}{l_1[(1 - \cos \gamma) \sin \lambda + \cos \lambda \cdot \sin \gamma] + b \cdot \cos \lambda}; \quad (3.14)$$

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_1[-(l_1 - p \cdot \cos \lambda)(1 - \cos \gamma) + (b + p \cdot \sin \lambda) \cdot \sin \gamma] - l_6(l_6 - a)}{l_6 \sqrt{\{l_1[(1 - \cos \gamma) \sin \lambda - \cos \lambda \cdot \sin \gamma] + b \cdot \cos \lambda\}^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{l_1[(1 - \cos \gamma) \cdot \sin \lambda - \cos \lambda \cdot \sin \gamma] + b \cdot \cos \lambda}. \quad (3.15)$$

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_4 \{ [c + p \cdot \sin \lambda] \cdot \sin(\beta - \beta') + (l_4 - p)[1 - \cos(\beta - \beta')] \} + l_6(l_6 + n)}{l_6 \sqrt{\{ [c + l_4 \sin(\beta - \beta')] \cos \lambda + l_4 [1 - \cos(\beta - \beta')] \sin \lambda \}^2 + (l_6 + n)^2}} - \arctan \frac{l_6 + n}{[c + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')] \cos \lambda + l_4 [1 - \cos(\beta - \beta')] \sin \lambda}, \quad (3.16)$$

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_4 \{ (c + p \cdot \sin \lambda) \sin(-\beta + \beta') - (l_4 - p \cdot \cos \lambda)[1 - \cos(-\beta + \beta')] \} - l_6(l_6 + n)}{l_6 \sqrt{\{ [c - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')] \cos \lambda + l_4 [1 - \cos(-\beta + \beta')] \sin \lambda \}^2 + (l_6 + n)^2}} + \arctan \frac{l_6 + n}{[c - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')] \cos \lambda + l_4 [1 - \cos(-\beta + \beta')] \sin \lambda}, \quad (3.17)$$

За аналогією розглянемо вплив поперечного кута нахилу η разом з параметром p на кінематику приводів управління з нерозрізною поздовжньою тягою, що зображено на рис. 3.3 у системі координат $A''x''y''z''$ за допомогою методу послідовного наближення.

В подальшому було отримано наступні рівняння:

$$l_6^2 \cdot \cos^2 \eta \cdot \sin^2 \delta_{\pi} - 2l_6(b + l_1 \cdot \sin \gamma) \cos \eta \cdot \sin \delta_{\pi} + l_6^2 \cdot \cos^2 \delta_{\pi} - 2l_6[(l_6 - a) \cos \eta - l_1(1 - \cos \gamma) \sin \eta] \cos \delta_{\pi} + 2l_1[b \cdot \sin \gamma + (l_1 - p \cdot \cos \eta)(1 - \cos \gamma)] + 2l_6(l_6 - a) \cos \eta - l_6^2 = 0; \quad (3.18)$$

$$l_6^2 \cdot \cos^2 \eta \cdot \sin^2 \delta_{\pi} + 2l_6(b - l_1 \cdot \sin \gamma) \cos \eta \cdot \sin \delta_{\pi} + l_6^2 \cdot \cos^2 \delta_{\pi} - 2l_6[(l_6 - a) \cos \eta - l_1(1 - \cos \gamma) \sin \eta] \cos \delta_{\pi} - 2l_1[b \cdot \sin \gamma - (l_1 - p \cdot \cos \eta)(1 - \cos \gamma)] + 2l_6(l_6 - a) \cos \eta - l_6^2 = 0. \quad (3.19)$$

Також відповідно до методу послідовного наближення знаходили кути повороту передніх коліс вліво $\delta_{\text{Л}}$ та вправо $\delta_{\text{П}}$ для приводу управління з розрізною поздовжньою тягою:

$$l_6^2 \cdot \cos^2 \eta \cdot \sin^2 \delta_{\pi} - 2l_6 \cdot \cos \eta [c + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')] \sin \delta_{\pi} + l_6^2 \cdot \cos^2 \delta_{\pi} - \\ - 2l_6 [(l_6 + n) \cos \eta - l_4 (1 - \cos(\beta - \beta')) \sin \eta] \cos \delta_{\pi} + \\ + 2l_4 [c \cdot \sin(\beta - \beta') + (l_4 - p \cdot \cos \eta)(1 - \cos(\beta - \beta'))] - l_6^2 + 2l_6(l_6 + n) \cos \eta = 0, \quad (3.20)$$

$$l_6^2 \cdot \cos^2 \eta \cdot \sin^2 \delta_{\pi} + 2l_6 \cdot \cos \eta [c - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')] \sin \delta_{\pi} + l_6^2 \cdot \cos^2 \delta_{\pi} - \\ - 2l_6 [(l_6 + n) \cos \eta - l_4 (1 - \cos(-\beta + \beta')) \sin \eta] \cos \delta_{\pi} - \\ - 2l_4 [c \cdot \sin(-\beta + \beta') - (l_4 - p \cdot \cos \eta)(1 - \cos(-\beta + \beta'))] - l_6^2 + 2l_6(l_6 + n) \cos \eta = 0. \quad (3.21)$$

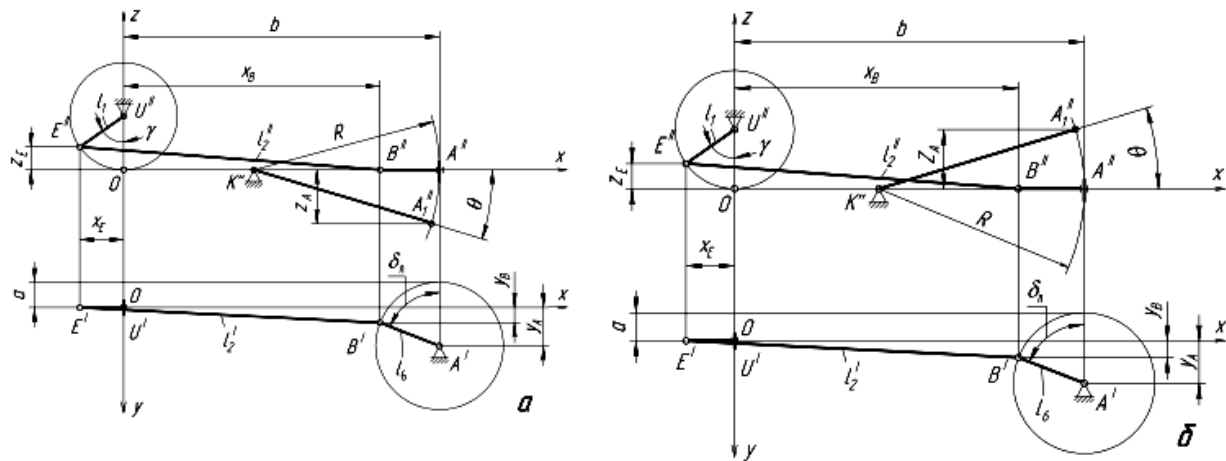
Розглянемо вплив значень ходу стискання та ходу відбивання підвіски передніх коліс автобусу на кут $\delta_{\text{Л}}$ на прикладі рисунку 3.4, де на осі O_x знаходяться точки K та A . Коли балка переднього мосту автобусу рухається відносно осі O_x вниз ходу відбою, а потім вгору ходу стиску, то точка A здійснює рух по дузі радіусу.

Для ходу вниз та повороту вліво керованих коліс можна записати наступне рівняння:

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_1 [l_1 + (b - R(1 - \cos \theta)) \sin \gamma - (l_1 + R \cdot \sin \theta) \cos \gamma] + \\ + l_6 \cdot (l_6 - a) + R \cdot [(R - b)(1 - \cos \theta) + l_1 \sin \theta]}{l_6 \cdot \sqrt{[b + l_1 \cdot \sin \gamma - R \cdot (1 - \cos \theta)]^2 + (l_6 - a)^2}} - \\ - \arctan \frac{l_6 - a}{b + l_1 \cdot \sin \gamma - R \cdot (1 - \cos \theta)}, \quad (3.22)$$

а для ходу вверх та повороту передніх коліс вліво значення кута $\delta_{\text{Л}}$ можна знайти за формулою:

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_1 \{l_1 + [b - R(1 - \cos \theta)] \sin \gamma - (l_1 - R \cdot \sin \theta) \cos \gamma\} + \\ + l_6 (l_6 - a) + R [(R - b)(1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \theta]}{l_6 \sqrt{[b - R \cdot (1 - \cos \theta) + l_1 \cdot \sin \gamma]^2 + (l_6 - a)^2}} - \arctan \frac{l_6 - a}{b - R \cdot (1 - \cos \theta) + l_1 \cdot \sin \gamma} \quad (3.23)$$



а, б - відповідно хід відбивання та стискання з параметрами γ, δ_n, θ

Рисунок 3.4 - Вид кінематичної схеми приводу управління автобусу з нерозрізною поздовжньою тягою та відповідними параметрами

Для повороту передніх коліс автобусу вправо і ходу відбивання та стискання підвіски автобусу значення кута δ_n знаходили за формулами:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1 \{-l_1 + [(b - R(1 - \cos \theta)) \sin \gamma + (l_1 + R \cdot \sin \theta) \cdot \cos \gamma]\} - l_6(l_6 - a) - R[(R - b)(1 - \cos \theta) + l_1 \cdot \sin \theta]}{l_6 \sqrt{[b - R \cdot (1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \gamma]^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{b - R \cdot (1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \gamma}; \quad (3.24)$$

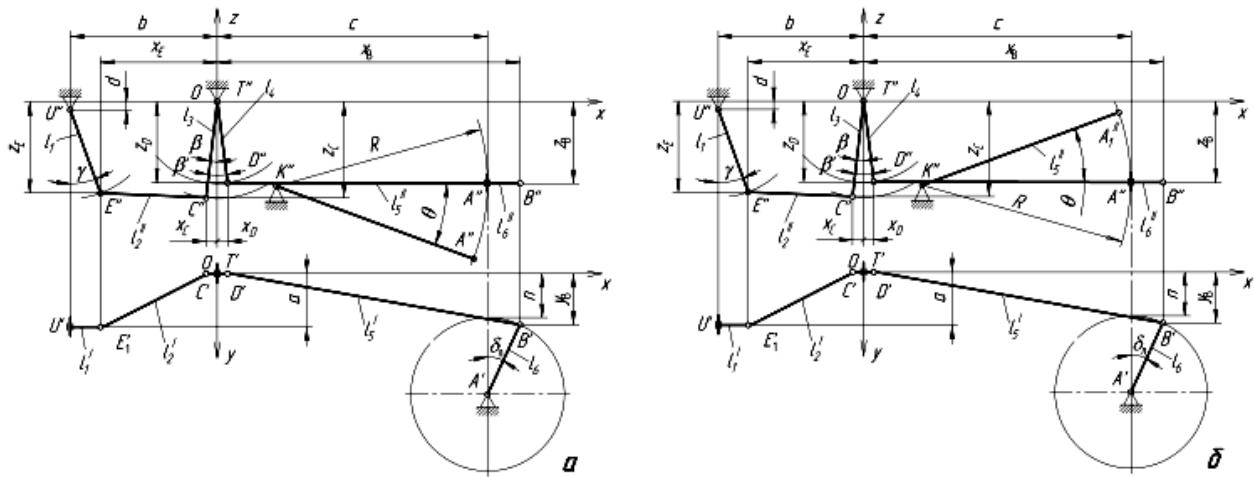
$$\delta_n = \arcsin \left[\frac{l_1 \cdot \{-l_1 + (b - R(1 - \cos \theta)) \sin \gamma + (l_1 - R \cdot \sin \theta) \cdot \cos \gamma\} - R[(R - b)(1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \theta] - l_6(l_6 - a)}{l_6 \cdot \sqrt{[b - R(1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \gamma]^2 + (l_6 - a)^2}} \right] + \arctan \frac{l_6 - a}{b - R(1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \gamma}. \quad (3.25)$$

Аналогічно для повороту передніх коліс автобусу вліво і ходу відбивання та стискання підвіски автобусу значення кута δ_n знаходили за формулами:

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_6 \cdot (l_6 + n) + l_4 \cdot [(c - R) \cdot \sin(\beta - \beta') + l_4 (1 - \cos(\beta - \beta'))] - R[c - R - l_4 \cdot (1 - \cos(\beta - \beta')) \cdot \sin \theta - (c - R + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')) \cos \theta]}{l_6 \cdot \sqrt{[c - R(1 - \cos \theta) + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')]^2 + (l_6 + n)^2}} - \arctan \frac{l_6 + n}{c - R(1 - \cos \theta) + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')}; \quad (3.26)$$

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{l_6 \cdot (l_6 + n) + l_4 \cdot [(c - R) \cdot \sin(\beta - \beta') + l_4 (1 - \cos(\beta - \beta'))] - R[c - R + l_4 \cdot (1 - \cos(\beta - \beta')) \cdot \sin \theta - (c - R + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')) \cdot \cos \theta]}{l_6 \cdot \sqrt{[c - R(1 - \cos \theta) + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')]^2 + (l_6 + n)^2}} - \arctan \frac{l_6 + n}{c - R(1 - \cos \theta) + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')}. \quad (3.27)$$

Дані кута β розраховували за формулою (3.4). Для вирішення рівнянь (3.30) та (3.31) використаємо кінематичні схеми приводу управління автобусу, що наведені на рисунку 3.5.



а, б - відповідно хід відбивання та стискання з параметрами $\gamma, \delta_{\pi}, \theta$

Рисунок 3.5 - Вид кінематичної схеми приводу управління автобусу з розрізною поздовжньою тягою та відповідними параметрами

За допомогою виразів (3.28) та (3.29) можна визначити кут δ_{π} (рис. 3.5, а) повороту передніх коліс вправо і хід відбивання та стискання (рис. 3.5, б) підвіски:

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{R[c - R - l_4 \cdot (1 - \cos(-\beta + \beta')) \cdot \sin \theta - (c - R - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')) \cdot \cos \theta] - l_6(l_6 + n) + l_4[(c - R) \sin(-\beta + \beta') - l_4(1 - \cos(-\beta + \beta'))]}{l_6 \cdot \sqrt{[c - R(1 - \cos \theta) - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')]^2 + (l_6 + n)^2}} + \arctan \frac{l_6 + n}{c - R(1 - \cos \theta) - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')}; \quad (3.28)$$

$$\delta_{\pi} = \arcsin \frac{R \cdot [(c - R)(1 - \cos \theta) + l_4(\sin(-\beta + \beta') \cos \theta + (1 - \cos(-\beta + \beta')) \sin \theta)] + l_4 \cdot [(c - R) \cdot \sin(-\beta + \beta') - l_4 \cdot (1 - \cos(-\beta + \beta'))] - l_6(l_6 + n)}{l_6 \cdot \sqrt{[c - R(1 - \cos \theta) - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')]^2 + (l_6 + n)^2}} + \arctan \frac{l_6 + n}{c - R(1 - \cos \theta) - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')}. \quad (3.29)$$

За формулою (3.6) визначаємо значення кута β . У формулі (3.30) для приводу управління з нерозрізними поздовжніми тягами наведено описання загальних залежностей між кутами повороту сошки та лівого переднього колеса передньої підвіски автобусу з урахуванням поворотів коліс вліво та вправо, кута положення сошки, даних важеля поворотного кулака, кута поздовжнього нахилу осі шворня, кута поперечного нахилу осі шворня, даних ходу стискання та відбивання передньої підвіски, з довжиною ланки l_2 :

$$\sqrt{\begin{aligned} & [b - R(1 - \cos \theta) - l_6 \cdot \sin \delta_{\pi} \cdot \cos \lambda + p \cdot \sin \lambda - l_1 \cdot \sin(\gamma_0 - \gamma)]^2 + \\ & + [l_6(1 - \cos \delta_{\pi} \cdot \cos \eta - \sin \delta_{\pi} \cdot \sin \lambda \cdot \sin \eta) - p \cdot \cos \lambda \cdot \sin \eta - a]^2 + \end{aligned}} - l_2 = 0, \quad (3.30)$$

$$+ \left[\frac{p \cdot \cos \lambda \cdot \cos \eta - R \cdot \sin \theta - l_6(\cos \delta_{\pi} \cdot \sin \eta - \sin \delta_{\pi} \cdot \sin \lambda \cdot \cos \eta) - l_1(1 - \cos(\gamma_0 - \gamma))}{-l_1(1 - \cos(\gamma_0 - \gamma))} \right]^2$$

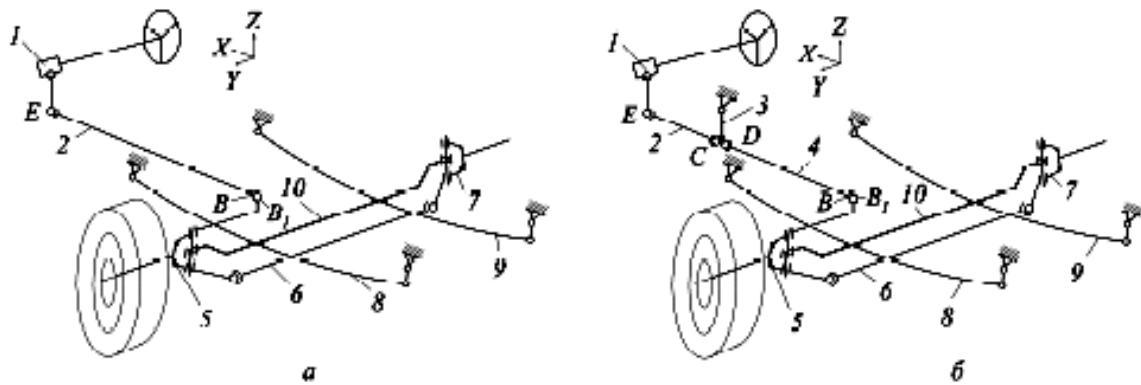
Аналогічні залежності можна розрахувати між кутами γ та δ_{π} , для приводу управління з розрізною поздовжньою тягою, з довжиною ланки l_5 :

$$\sqrt{\begin{aligned} & [c - R(1 - \cos \theta) - l_6 \cdot \sin \delta_{\pi} \cdot \cos \lambda + p \cdot \sin \lambda + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')]^2 + \\ & + [n + l_6(1 - \cos \delta_{\pi} \cdot \cos \eta - \sin \delta_{\pi} \cdot \sin \lambda \cdot \sin \eta) - p \cdot \cos \lambda \cdot \sin \eta]^2 + \end{aligned}} - l_5 = 0, \quad (3.31)$$

$$+ \left\{ \frac{p \cdot \cos \lambda \cdot \cos \eta - R \cdot \sin \theta - l_6 \cdot \cos \delta_{\pi} \cdot \sin \eta - \sin \delta_{\pi} \cdot \sin \lambda \cdot \cos \eta - l_4[1 - \cos(\beta - \beta')]}{-\sin \delta_{\pi} \cdot \sin \lambda \cdot \cos \eta - l_4[1 - \cos(\beta - \beta')]} \right\}^2$$

3.2 Удосконалення кінематики рульового управління та передньої підвіски автобусу БАЗ-А081-10.

Проаналізуємо кінематичну схему приводу управління і підвіски автобусу БАЗ-А081-10 (рис. 3.6).



а, б – відповідно варіанти підвіски із суцільною та розрізною поздовжніми тягами; 1 – механізм управління; 2, 4 – поздовжні тяги; 3 – важіль; 5, 7 – лівий та правий поворотні кулаки; 6 – тяга поперечна; 8, 9 – ресори; 10 – балка мосту автобусу

Рисунок 3.6 – Кінематична схема приводу управління і підвіски автобусу БАЗ-А081-10

Передні колеса повертаються від механізму управління 1 (рис. 3.6 а) через сошку, поперечну та поздовжню тяги 2, 6, лівий і правий поворотні кулаки 5, 7. Схема рисунку 3.6 а, відмінна від схеми рисунку 3.6 б, тим, що рух від сошки механізму управління передається через тяги 2, 4, що з'єднані з важелем 3.

Механічна трансформація кінематичних схем приводу управління передньою підвіскою з транспортних засобів з двигуном внутрішнього згорання над передньою віссю на шасі автобуса сприяло значному видовженню поздовжньої тяги 2, але гальмівні випробування показали погані результати, причиною яких була неузгодженість кінематики приводу управління та його підвіски.

Результати досліджень, говорили про те, що необхідно вносити змін у кінематику приводу управління та підвіски автобусу, а тому виникає необхідність

оцінки, неузгоджованості траєкторії руху ланок кульового шарніру $B - B_1$: тяги 2 (B) і поворотного лівого кулака 5 (B_1) при роботі ресор під час руху автобуса по прямій. При цьому сошка знаходилася в середньому положенні, а тяга поверталась за радіусом R навкруги пальця сошки E завдяки деформуванню ресор, що зумовлено нерівністю дорожнього полотна.

Розглянемо цей радіус у вертикальній площині XOZ , що пролягає через точку E і буде паралельною поздовжній осі автобуса. Переміщення точки B тяги 2 буде відбуватися за дугою радіуса R навколо точки E . Тому абсцису точки B , при переході в положення Q можна знайти за формулою:

$$x = R - \sqrt{R^2 - t^2} \quad (3.32)$$

Якщо задати числові значення t ординат точки B тяги кожні 10 мм і підставити їх у (3.32), визначимо значення абсциси на дузі радіуса R , за координатами яких, побудовано графік 1 на рис. 3.6, *a*.

Також можна розрахувати траєкторію шарніру поворотного кулака, змодельовавши випадок уявно від'єднаної поздовжньої тяги, а отже місцезнаходження точки B_1 пов'язано з деформуванням ресори, в прив'язці до нейтрального контру корінного ресорного листа через відрізок B_1 та B_0 , довжиною L . Прийmemo, що нейтральний контур корінного ресорного листа є дугою кола з радіусом R_1 вертикального навантаження від 0 до $\max$.

Також можна знехтувати малим зміщенням точок B_1 та B_0 вздовж осі OZ , що зумовлено переміщенням вушка ресори, що означає переміщення його центру тільки по горизонталі, паралельно осі OX .

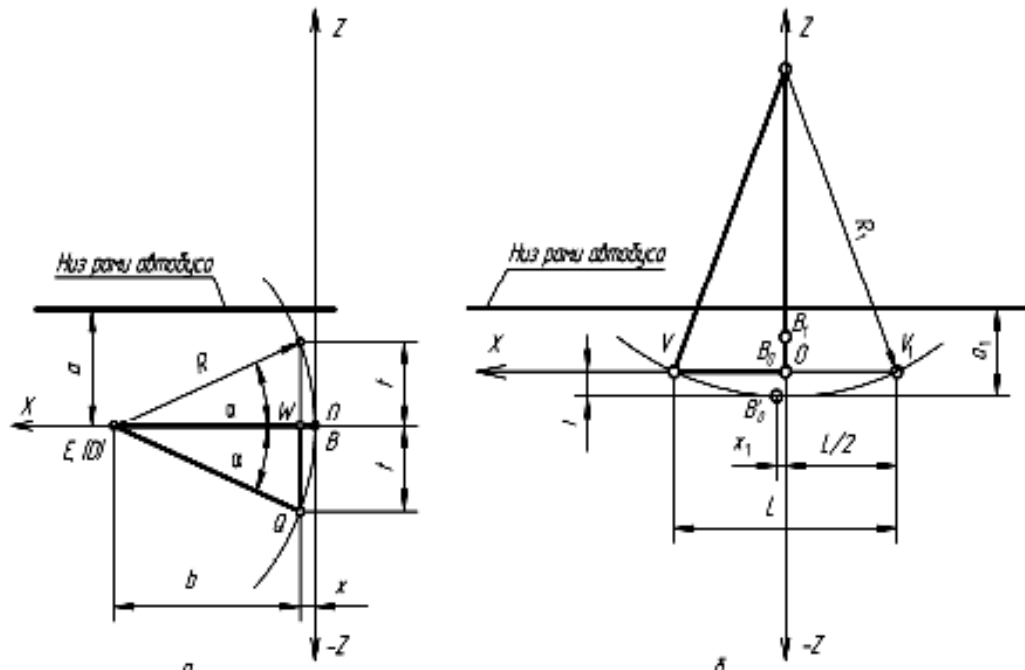
Тоді абсцису x_1 точки B_0 можна визначити за формулою:

$$x_1 = 2 \cdot p \cdot R_1 \frac{\arcsin \frac{L}{2R_1}}{360} \frac{L}{2} \quad (3.33)$$

Випрямлений корінний лист $VB0V1$ рухається вниз та починає викривлятися за дугою змінного радіуса R_1 , який зменшується при переміщенні ресори.

Траєкторію точки B_1 можна описати за допомогою формули (3.33), коли довжина відрізка $B_1 B_0$ є меншою за L . через кожні 10 мм, На основі формули (3.33) можна знайти значення абсцис x_1 , якщо задати значення ординати точки B_0 .

На основі отриманих результатів можна побудувати графік для точки B_1 (рис. 3.7, а).



а, б – відповідно схеми визначень траєкторій точок B поздовжньої тяги та B_1 шарніру поворотного лівого кулака 5, VB_0V_1 та VB'_0V_1 – відповідно корінні листи ресор у випрямленому та зігнутому положеннях

Рисунок 3.7 – Схеми випробувань підвіски

Аналізуючи їх можна зазначити, що існують значні розбіжності траєкторій точки B тяги 2 і точки B_1 шарніру поворотного лівого кулака, яке становить 6 мм, що і зумовило негативні результати випробувань.

3.3 Оптимізація конструктивних параметрів підвіски автобусу шляхом стабілізації її динамічної нейтралі.

Методи удосконалення підвіски автобусу мають велике значення, оскільки впливають не тільки на якість плавності ходу, але і на інші експлуатаційні

показники, такі як: паливна економічність, стійкість руху, прохідність транспортного засобу, безвідмовність роботи, тягово-швидкісні характеристики. Як показує практика, на швидкість руху автобусу по дорогах з поганим покриттям, впливає не тільки потужність двигуна, але і якість підвіски, недостатність показників якої призводить до суттєвого зниження ефективності його функціонування [12].

Найбільш надійною для автобусів є пневматична регульована підвіска, що може підвищити плавність ходу в порівнянні з іншими металевими підвісками та знизити її динамічний хід завдяки постійному підтриманню рівня підлоги транспортного засобу при різному статичному навантаженні. Але при роботі по нерівностях дороги, внаслідок несиметричних характеристик амортизаторів, здійснюється значний зсув вниз динамічної нейтралі коливач кузова. Також це відбувається через недосконалі характеристики конструктивних параметрів, що змушує збільшувати динаміку ходу підвіски і рівня підлоги транспортних засобів, що впливає на зниження якості перевезень. А тому необхідно вирішити питання щодо зниження рівня підлоги автобусу для полегшення посадки та висадки пасажирів та підвищення його поперечної стійкості.

Оскільки даний процес регулювання вимагає суттєвого збільшення витрат стисненого повітря, то в подальшому це призведе і до збільшення витрат палива, а отже виникає ще одна проблема, пов'язана зі зменшенням саме витрат повітря при експлуатації автобусу.

Одним з найбільш простих шляхів вирішення даної проблеми є оптимізація підвіски, шляхом стабілізації динамічної нейтралі на основі удосконалення її конструктивних параметрів та приводу управління, що на сьогоднішній день є досить актуальними питаннями.

Аналітичний огляд літературних джерел дав змогу визначити, що дані питання висвітлені у роботах вчених: Bernadet I., Bilek B., Breton I., Bidwell I., Deist H., Peckham E., Hansen K., Nystrom N., Mitschke M., Forest K., Sirven M. та ін.

Схематичне зображення розрахунку підвіски автобусу наведено на рисунку 3.8.

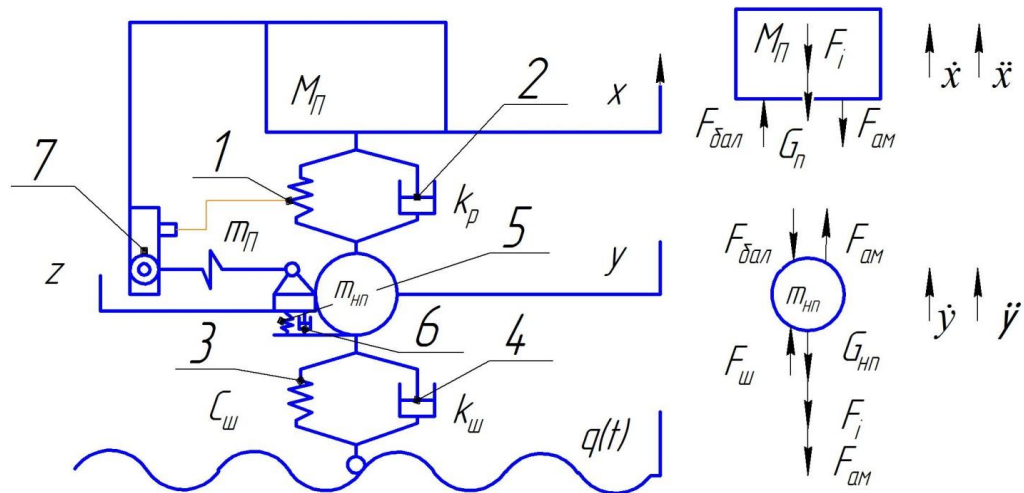


Рисунок 3.8 - Схематичне зображення розрахунків підвіски пружнодемфуючого приводу регулювання рівня підлоги автобусу

Робота даної підвіски розглядалася в системі інерціальних координат з урахуванням земного тяжіння, де координату X , відраховували від положення статично-врівноваженої підресореної маси M_{Π} , а відповідно координату Y - від статично-врівноваженої невідресореної маси $m_{\Pi\Pi}$.

Дана система функціонує під впливом кінематичного збурення, що обумовлене мікропрофілем дорожнього полотна, який можна описати за допомогою наступної функції:

$$q=q(t), \quad (3.34)$$

де t – час у секундах.

Розглянемо застосування принципу Даламбера при дослідженні коливальної системи:

$$\begin{cases} -F_{in} - G_n + F_{вал} - F_{ам} = 0; \\ -F_{in\Pi} - G_{\Pi\Pi} - F_{вал} + F_{ам} - F_{ам\Pi} + F_{\omega} = 0. \end{cases} \quad (3.35)$$

де F_{in} , G_n - відповідно сили інерції та тяжіння підресореної маси; $F_{вал}$ - сила, що створюється пружним елементом; $F_{ам}$ - сила, що створюється

амортизатором; $F_{инн}$, $G_{инн}$ - відповідно сили інерції та тяжіння непідресореної маси; $F_{амш}$, $F_{ш}$ - відповідно сили, що імітують амортизуючі та пружні властивості шин.

Значення зусиль в підвісці автобусу були представлені по трьом ділянкам характеристик пружного елемента:

$$F(h) = \begin{cases} P \cdot S(h) + c_{сж} \cdot (h_{сж} - h) n_{пу} & h \leq h_{сж}; \\ P \cdot S(h) n_{пу} & h_{сж} < h \leq h_{отб}; \\ P \cdot S(h) + c_{отб} \cdot (h - h_{отб}) n_{пу} & h \geq h_{отб}. \end{cases}, \quad (3.36)$$

де h - висота пневмобалона; $C_{сж}$, $C_{отб}$ - відповідно жорсткості буферів стискання та відбою; P - значення тиску у пневматичних балонах; $S(h)$ - ефективна площа пневматичного балона, що залежить від деформації h .

Відповідно до теорії підресорювання, характеристика амортизатора є лінійною та несиметричною, а отже силу його опору можна визначити за залежністю:

$$F_{ам} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) = \begin{cases} k_{омв} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \cdot \frac{dy}{dt} \right) n_{пу} & \frac{dx}{dt} \geq \frac{dy}{dt}; \\ k_{снс} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \cdot \frac{dy}{dt} \right) n_{пу} & \frac{dx}{dt} < \frac{dy}{dt} \end{cases}, \quad (3.37)$$

де $k_{омв}$, $k_{снс}$ - відповідно коефіцієнти опорів амортизатора при відбиванні та стиску, що визначаються методом енерголінеаризації.

Пружну характеристику шини, що складається з трьох ділянок можна описати наступною залежністю:

$$F_{ш}(y, q) = \begin{cases} 0 & n_{пу}(y - q) > f_{ш0}; \\ c_{ш} \cdot (f_{ш0} - (y - q)) n_{пу} & f_{ш0} \leq (y - q) \leq f_{ш}; \\ c_{ш} \cdot (f_{ш0} - f_{ш}) + c_{об} \cdot (f_{ш} - (y - q)) n_{пу} & (y - q) < f_{ш} \end{cases}, \quad (3.38)$$

де f - деформація шини на початку; q - висота нерівностей дорожнього полотна; $c_{ш}$, $c_{об}$ - відповідно жорсткості шини та ободу колеса.

Імітація амортизуючих властивостей шини відбувається пропорційно швидкості її деформації:

$$F_{амш}\left(\frac{dy}{dt}, \frac{dq}{dt}\right) = k_{ш} \cdot \left(\frac{dy}{dt} - \frac{dq}{dt}\right) n_{пу}(y-q) < f_{ш0} \quad (3.39)$$

де $k_{ш}$ – коефіцієнт, що відповідає за демпфірування шини.

Визначення сил інерції підресореної F_{in} та непідресореної $F_{in\Pi}$ мас можна за формулою:

$$F_{in} = m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 \cdot x}{dt^2}; \quad F_{in\Pi} = m_{H\Pi} \cdot \frac{d^2 \cdot y}{dt^2}. \quad (3.40)$$

Розв'язок системи відбувався за допомогою чисельного методу Рунга-Кутта другого порядку та після підстановки даних отримаємо наступне:

$$\begin{cases} -m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 \cdot x}{dt^2} - m_{\Pi} \cdot g - F(x, y, T) + F_{AM} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) = 0 \\ -m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 \cdot y}{dt^2} - m_{H\Pi} \cdot g - F(x, y, T) + F_{AM} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) + F_{ш}(y, q(t)) - F_{AM\Pi} \left(\frac{dy}{dt}, \frac{dq(t)}{dt} \right) = 0 \\ \frac{dT}{dt} = \frac{1}{G \cdot G_v} \left[k_t \cdot \frac{S}{b} (T - T_{nap}) - P \cdot \frac{dV}{d(x-y)} \cdot \frac{d(x-y)}{dt} \right] \end{cases} \quad (3.41)$$

Подальші розрахунки проводилися для пневматичної підвіски транспортного засобу з урахуванням нерівностей дорожнього полотна. Результати розрахунку коливань підресорених мас при синусоїдальному кінематичному збудженні наведені на рисунку 3.9.

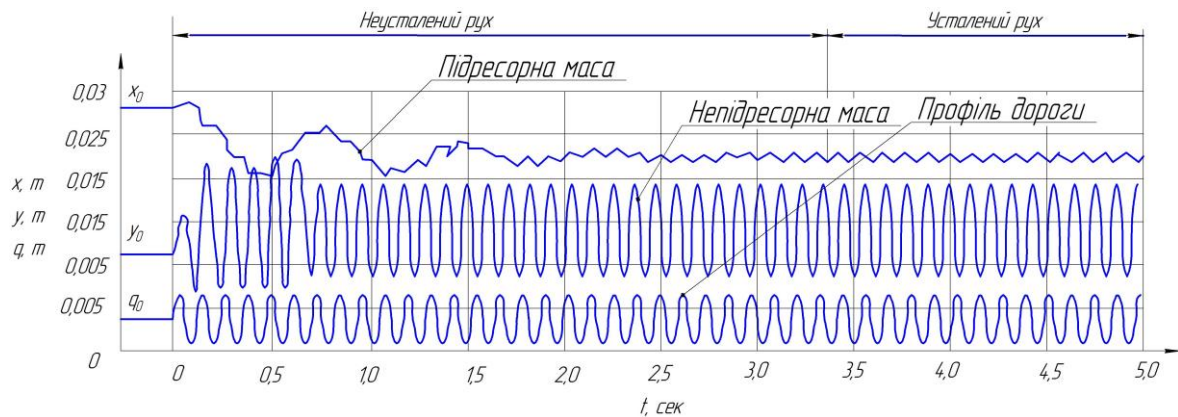


Рисунок 3.9 - Осцилограма відповідних коливань підресореної та непідресореної мас транспортного засобу з урахуванням синусоїдального профілю дороги

Аналіз рисунку говорить, про те, що початок руху коливань обумовлений власною частотою коливань підвіски автобусу, а також частотою від нерівностей дороги. В зв'язку з загасанням низькочастотної гармоніки, що обумовлена власною частотою, коливання перетворюються в усталений режим руху. Але при цьому підресорена маса коливається з частотою обуреного впливу, а динамічна нейтраль зміщується вниз та здійснює зменшення динамічного ходу підвіски автобусу. В подальшому пробивання підвіски автобусу визначалося на сонові зміни коливань висоти пневмобалона (рис. 3.10).

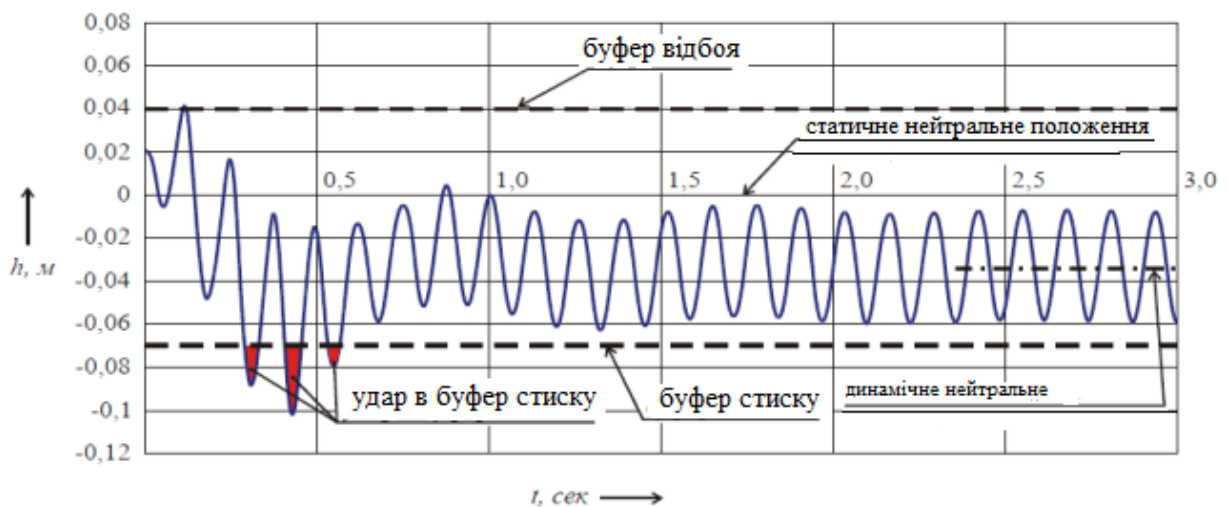


Рисунок 3.10 - Зміна коливань підвіски з пробоями в буфер стиску

Відрив колеса від дорожнього полотна можна визначити за рівністю до нуля значень сили шин. Розглянемо пружно-демпфуючий привід регулятора рівня підлоги автобусу, математичну модель якого можна представити у вигляді системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} M_{\pi} \ddot{x} + k_p (\dot{x} - \dot{y}) + c_p (x - y) = 0; \\ m_{\pi\pi} \ddot{y} + k_{\pi\pi} (\dot{y} - \dot{q}) + c_{\pi\pi} (\dot{y} - \dot{q}) - k_p (\dot{x} - \dot{y}) - c_p (x - y) - k_{\pi} (\dot{z} - \dot{y}) - c_{\pi} (z - y) = 0; \\ m_{\pi} + k_{\pi} (\dot{z} - \dot{y}) + c_{\pi} (z - y) = 0. \end{cases} \quad (3.42)$$

Як результат розв'язання даної системи отримано формулу розрахунку відносних коливань між масами регулятора та підресореною масою:

$$\frac{z_0}{x_0} = \sqrt{\frac{(1 - 2\psi_p t_p 2\psi_{\pi} t_{\pi} - t_p^2)^2 + (2\psi_p t_p + 2\psi_{\pi} t_{\pi} - 2\psi_{\pi} t_p t_{\pi}^2)^2}{(1 - 2\psi_p t_p 2\psi_{\pi} t_{\pi} - t_{\pi}^2)^2 + (2\psi_p t_p + 2\psi_{\pi} t_{\pi} - 2\psi_p t_p t_{\pi}^2)^2}}, \quad (3.43)$$

$$\text{де } \psi_p = \frac{k_p}{2\sqrt{c_p M_n}}, t_p = \omega \cdot \sqrt{\frac{M_n}{c_p}}, \psi_n = \frac{k_n}{2\sqrt{c_n m_n}}, t_n = \omega \cdot \sqrt{\frac{m_n}{c_n}}. \quad (3.44)$$

Метою експериментальних досліджень регуляторів рівня підлоги автобусу була перевірка передумов вплив дороги на параметри коливань підресореної маси і непідресореної маси та зсуву динамічної нейтралі. Для випробувань було створено контрольно-вимірювальний комплекс, за допомогою якого проводилися записи коливань пневматичної підвіски автобусу з серійними та удосконаленими регуляторами.

На рисунках 3.11, 3.12 наведено осцилограми коливань динамічної нейтралі передньої, задньої підвісок автобусу з серійним та удосконаленим регулятором рівня підлоги.

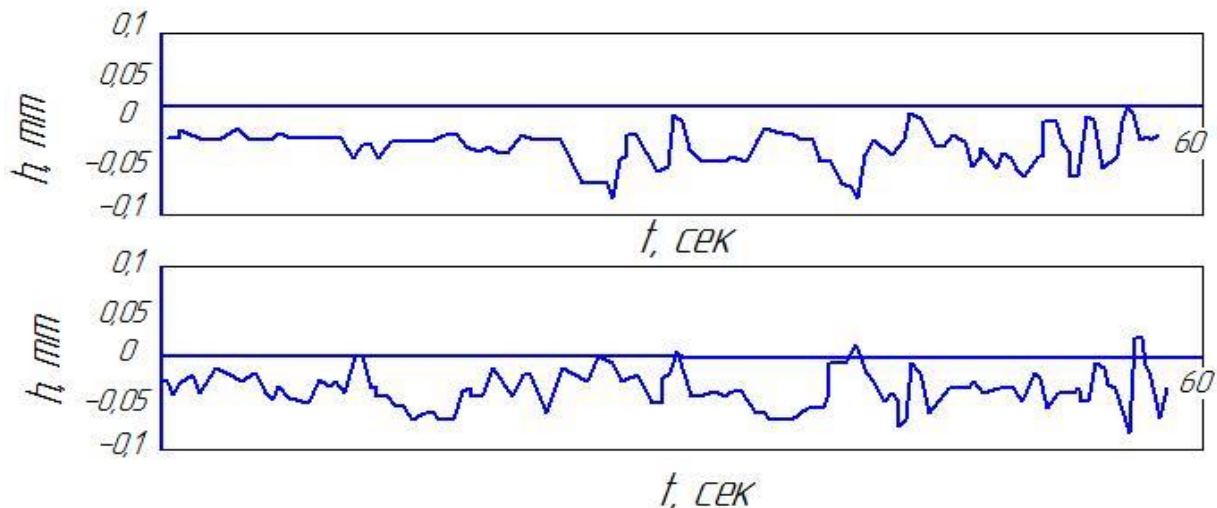


Рисунок 3.11 - Вигляд осцилограм коливань підвіски автобусу з серійним регулятором

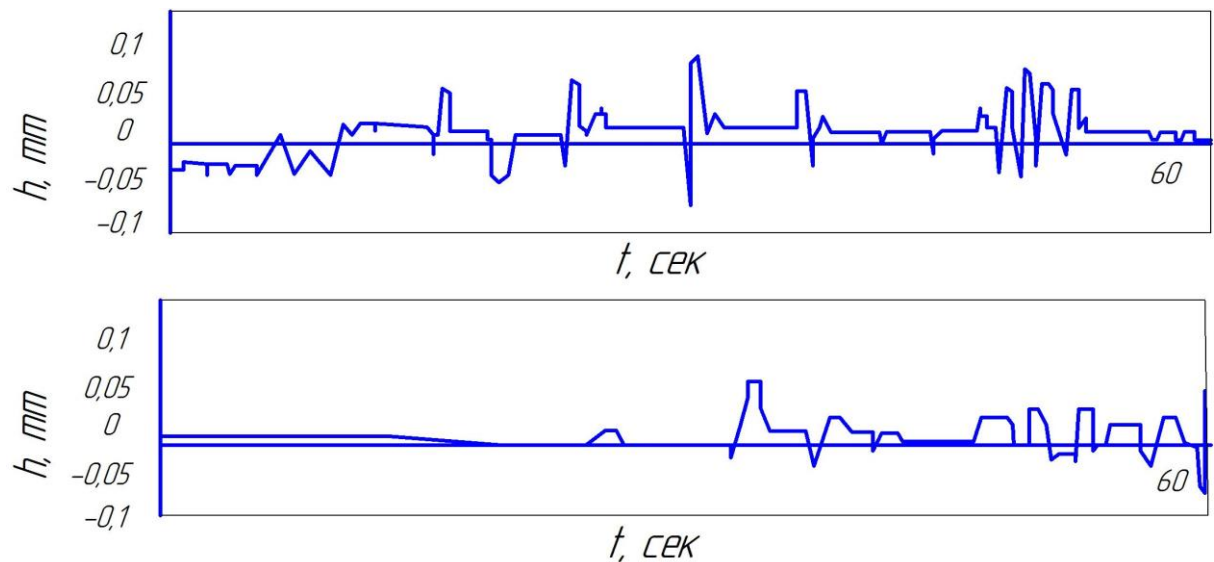


Рисунок 3.12 - Вигляд осцилограм коливаний підвіски автобуса з удосконаленим регулятором рівня підлоги

З порівняння наведених осцилограм (рис. 3.11 і 3.12) видно, що вдосконалений регулятор рівня підлоги забезпечує більш стабільне положення динамічної нейтралі вище статичного, а серійний - дестабілізує положення динамічної нейтралі зі зміщенням її вниз.

Результати експериментальних і теоретичних досліджень склали похибку у межах 6...11%, що каже про адекватність розробленої даної математичної моделі.

РОЗДІЛ 4. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ ТА ВИМОГ БЕЗПЕКИ

4.1 Визначення економічного ефекту модернізації устаткування струменево-абразивної обробки деталі

Економічний ефект від модернізації визначаємо за формулою:

$$Ef = (C_d - C_n) \cdot Hr \cdot E_n \cdot Vm, \quad (4.1)$$

де C_d, C_n - відповідно собівартість підготовки фарбування до і після модернізації устаткування;

Hr - ремонтна програма деталей;

E_n - значення нормативного коефіцієнту економічної ефективності;

Vm - вартість додаткових витрат розробки пристосування.

Наведемо розрахунки собівартості операцій до та після модернізації устаткування.

Собівартість операції:

$$C_{уст} = Z_o + Z_d + Bc.стр + H_v, \quad (4.2)$$

де Z_o - основна зарплата;

Z_d - додаткова заробітна плата;

$Bc.стр$ - відрахування на соцстрахування;

H_v - витрати накладні.

Після модернізації пристосування:

Основна та додаткова зарплата:

$$Z_{од} = Z_{од} \cdot t_B \cdot K_o = 39,42 \cdot 2,6 \cdot 1,3 = 133,24 \text{ грн.}$$

Внесок соціальний:

$$Bc.стр = 0,38 \cdot (Z_o + Z_d) = 0,38 \cdot 133,24 = 50,63 \text{ грн.}$$

Витрати накладні:

$$B_{нб} = \frac{130}{100} \cdot Z_{од} = \frac{130}{100} \cdot 133,24 = 173,21 \text{ грн.}$$

Собівартість робіт вцілому:

$$Cn = 133,24 + 50,63 + 173,21 = 357,08 \text{ грн.}$$

Собівартість устаткування перед модернізацією:

$$З_{од} = 39,42 \cdot 2,9 \cdot 1,3 = 148,61 \text{ грн.}$$

$$Вс.стр = 0,38 \cdot 148,61 = 56,47 \text{ грн.}$$

Витрати накладні:

$$B_{ноб} = \frac{130}{100} \cdot З_{од} = \frac{130}{100} \cdot 148,61 = 193,19 \text{ грн.}$$

Всього:

$$Cn = 148,61 + 56,47 + 193,19 = 398,27 \text{ грн.}$$

Економія в рік:

$$Ep = (398,27 - 357,08) \cdot 10 = 4119 \text{ грн.}$$

Розрахуємо додаткові витрати на матеріал виготовлення устаткування в зв'язку з його модернізацією (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Додаткові витратні матеріали для виготовлення устаткування

Деталі	Кількість	Маса, кг	Матеріал	Ціна, грн. за 1 кг	Всього, грн.
Шток	1	0,445	Сталь 50	100	44,5
Втулка	1	0,270	Бр. АЖ9-4Л	216	58,32
Сідло	1	0,300	СЧ-21	120	36
Кришка	1	0,45	СЧ-15	110	49,5
Пршнева	1	0,620	СЧ-25	110	68,2
Всього					256,52

Розрахунки витрат на придбання готових виробів наведені у табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Витрати на придбання готових виробів

Деталі	Кількість	Ціна, грн. за 1 кг	Всього, грн.
Гайка	4	109,30	437,2
Болт	4	133,10	532,4
Гвинт	4	122,50	490
РАЗОМ			1459,6

Заробітна плата, що призначена для виготовлення пристосування за видами робіт:

$$Z_o = \frac{T_H \cdot Z_{оди}}{60}. \quad (4.3)$$

$$\text{Токарні роботи: } Z_o = \frac{80 \cdot 43,8}{60} = 58,4 \text{ грн.};$$

$$\text{Свердлильні роботи: } Z_o = \frac{28 \cdot 33,12}{60} = 14,99 \text{ грн.};$$

$$\text{Фрезерні роботи: } Z_o = \frac{46 \cdot 43,8}{60} = 33,58 \text{ грн.};$$

$$\text{Шліфувальні роботи: } Z_o = \frac{21,2 \cdot 43,8}{60} = 15,48 \text{ грн.};$$

$$\text{Складальні роботи: } Z_o = \frac{22,3 \cdot 43,8}{60} = 16,28 \text{ грн.};$$

Загальні витрати на зарплату складають:

$$\sum Z_o = 58,4 + 14,99 + 33,58 + 15,48 + 16,28 = 138,73 \text{ грн.}$$

Додаткова зарплата складає:

$$Z_d = 0,3 \cdot \sum Z_o = 0,3 \cdot 138,73 = 41,62 \text{ грн.}$$

Відрахування до соцфондів:

$$B_{dp} = 0,38 \cdot (Z_o + Z_d) = 0,38 \cdot (138,73 + 41,62) = 68,53 \text{ грн.}$$

Витрати накладні:

$$B_H = \frac{130}{100} \cdot (Z_o + Z_d) = \frac{130}{100} \cdot (138,73 + 41,62) = 234,46 \text{ грн.}$$

Загальні витрати на виготовлення пристосування:

$$B_e = 256,52 + 1459,6 + 138,73 + 41,62 + 68,53 + 234,46 = 2199,46 \text{ грн.}$$

Витрати на проектування пристосування:

$$B_{np} = 10 \cdot 20 \cdot 1,3 \cdot 1,388 \cdot (1 + 1,35) = 843,18 \text{ грн.}$$

Витрати на розроблення технології виготовлення:

$$B_T = 5 \cdot 18 \cdot 1,3 \cdot 1,38 \cdot 2,35 = 379,43 \text{ грн.}$$

Загальні витрати складають:

$$B_{\text{впр}} = B_{\text{с}} + B_{\text{нр}} + B_{\text{т}} = 2199,46 + 843,18 + 379,43 = 3422,07 \text{ грн.}$$

Економічний ефект в рік:

$$E_{\phi} = 5600 - 0,15 \cdot 3422,07 = 5086,69 \text{ грн.}$$

Строк окупності капітальних додаткових вкладень:

$$T_{\text{ок}} = \frac{B_{\text{нр}}}{E_{\text{р}}} = \frac{3422,07}{5600} = 0,61 \text{ року}$$

Висновок: отримання оптимального позитивного економічного ефекту у розмірі 5086,69 грн, та терміну окупності на рівні 0,61 року менше нормативного - 6,67 р., що свідчить про доцільність модернізації устаткування.

4.2 Забезпечення вимог безпеки під час виконання технічного обслуговування автобусів

Проведемо аналіз основних небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що можуть виникати під час виконання робіт по технічному обслуговуванню та ремонту автобусів. Вони можуть проявлятися у падінні вивішених частин автобусу при ремонті його підвіски, мостів, коліс; деталей, агрегатів, вузлів та інструменту; працівників в оглядову канаву; наїздів транспортних засобів внаслідок самовільного руху; виникненні пожеж при зливанні та використанні для миття деталей пально-мастильних матеріалів; відлітанні осколків металу при випресовуванні та запресовуванні різних елементів; наявності шкідливих речовин у повітрі робочої зони; зниженні температурного режиму у холодний період року та недостатньому освітленні.

При направленні транспортних засобів на пости обслуговування та ремонту, вони підлягають миттю та очищенню від бруду [18]. Щоб здійснити в'їзд у приміщення та постановку автобусу на пост технічного обслуговування та ремонту, отримують дозвіл відповідальної особи у особі майстра або начальника дільниці. Коли автобус вже встановлено на посту техобслуговування або ремонту зупиняють двигун та встановлюють важіль перемикання передач у нейтральне положення. Потім загальмовують його стоянковим гальмом та підкладають упорні

колодки під колеса з обох боків. При цьому на рульовому колесі вивішують табличку з відповідним написом «Працюють люди - двигун не запускати!»

На підйомнику відповідного виду під час обслуговування автобусу на його пульт управління вивішується табличка з написом «Підйомник не включати - працюють люди!».

Для приміщень технічного обслуговування з наявністю потокового руху транспортних засобів необхідним є влаштування світлової або звукової сигналізації для своєчасного попередження працівників щодо моменту початку руху автобусів з поста або про їх виїзд [18].

Під вивішені, за допомогою різних домкратів, частини автобусу для огляду та виконання технічних робіт необхідно встановлювати спеціальні підставки у конкретні місця, які вказані в технологічній документації.

Оглядання і ремонт пневморесорів автобусів повинен виконуватися на спеціальних оглядових канавах, що обладнані пересувними підйомниками, або з застосуванням стаціонарних підйомників. Зняття та установку балонів пневморесорів, допускається проводити тільки після цільового інструктажу та оформлення наряду-допуску.

Виконувати роботи, що пов'язані із зняттям та встановленням агрегатів, повинні два слюсарі ремонтники [16]. Але також замість одного слюсаря може працювати водій, що має відповідну кваліфікацію та пройшов обов'язковий інструктаж з охорони праці по виконанню даного виду робіт.

При обслуговуванні та ремонті автобусів на висоті понад 1 м необхідне використання спеціальних помостів, естакад, драбин, окрім приставних. Заборонено тримання у руках інструменту, деталей та матеріалів під час підймання по драбинам.

Заборонено пускання двигуна автобусу на постах працівникам, що не мають відповідного права на цей вид діяльності. При запуску двигуна з метою заповнення пневмосистеми автобусу необхідне передбачення системи відводу вихлопних газів за межі цеху. Необхідна обов'язкова додаткова перевірка вимкнення запалення,

встановлення нейтрального положення важеля перемикання передач, вимкнення важелю стоянкового гальма.

Після виконання робіт, щодо прокручування колінчастого та карданного валів автобус слід загальмувати за допомогою стоянкового гальма. Також існує заборона на прокручування карданного валу з застосуванням монтажної лопатки та інших предметів.

Перед тим, як зняти вузли та агрегати, що є складовими систем живлення, мащення, охолодження автобусу в обов'язковому порядку першочергово необхідно злити з них відповідну рідину та паливо без проливання, з застосуванням спеціальної тари.

При ремонті паливних баків та паливопроводів можливе витікання палива, а тому перед ремонтом відбувається повне його зливання у безпечних місцях, що виключає ймовірність його загоряння.

При технічному обслуговуванні важкодоступні місця мащення необхідно змащувати приладами з наконечниками та гнучким шлангом або шарнірами.

Не допускається під час техобслуговування та ремонту автобусів наступне:

- забороняється виконання будь-яких робіт на автобусі, що вивішений тільки на підйомних механізмах;
- забороняється підкладання під вивішені частини автобусу замість підставок інші випадкові предмети (цегла, колісні диски);
- не допускається встановлення домкрату зверху випадкових предметів або підкладання їх під плунжер;
- не допускається знімання і встановлення ресор на автобуси без попереднього розвантаження від маси кузова за допомогою його вивішування та установа підставок під нього або раму;
- забороняється проведення обслуговування та ремонту автобусів коли працює двигун. Винятком можуть бути окремі види робіт, технологія яких потребує запуску двигуна;

- забороняється підйом автобусу за допомогою буксирних пристроїв, ланцюгів або гаків підйомного механізму та масою, більше ніж технологічно допустима;

- забороняється огляд та ремонт пневматичної ресори при перебуванні робітника між кузовом і колесом автобусу;

- забороняється полишати інструменти і деталі на автобусі та краях оглядової канави;

- забороняється транспортування агрегатів на візках, що не обладнані пристроями для запобігання їх падіння.

Також не допускається у зоні техобслуговування і ремонту автобусів наступне: виконання робіт на постах, що мають невідповідність вимог безпеки; миття деталей та рук легкозаймистими рідинами; зберігання легкозаймистих та горючих рідин; проведення відповідних робіт з застосуванням відкритого вогню без вжиття заходів протипожежної безпеки; заставлення проходів між стелажми і виходів з приміщень; перекидання основного та запасного виходу з канави при постановці автобусу; залишення автобусів з відкритими горловинами баків та наявності течій системи.

4.3 Аналіз необхідних заходів безпеки під час проведення технічного обслуговування та ремонту автобусної ходової частини

До слюсарних самостійних робіт по ремонту автобусів можуть бути допущені робітники, яким виповнилося 18 років, мають професійну підготовку і попередньо пройшли: медичний огляд, вступний та первинний інструктаж, перевірку знання з безпеки праці [18].

Виробничі фактори, що становлять небезпеку та шкідливість при виконанні слюсарних робіт по технічному обслуговуванню і ремонту ходової частини автобуса полягають в наступному: падіння вивішених частин автобусу, вузлів, деталей, агрегатів та інструменту, працівників на поверхні та з висоти; рухомість частин вузлів та агрегатів автобусу; різні наїзди автобусів внаслідок самовільного

руху та при пуску двигуна; виникнення пожежі при неправильному поводженні з паливно-мастильними матеріалами; відлітання осколків металу при випресовці та запресовці відповідних деталей; насиченість шкідливими речовинами повітря робочої зони; зниження температурного режиму в холодну пору року; недостатня освітленість приміщень; ураження електрострумом; пошкодження через наявність гострих кромek деталей та інструменту.

Забезпечення робітників засобами індивідуального захисту складається з: віскозно-лавсанового костюму, шкіряних черевиків, берету, комбінованих рукавиць, захисних окулярів.

Якщо так сталося, що працівник захворів або травмувався на роботі або поза нею, при цьому необхідне обов'язкове повідомлення керівника та звернення до лікувального закладу.

При виникненні нещасного випадку необхідне надання долікарської допомоги потерпілому згідно інструкції, виклик медичного працівника та збереження обстановки робочого місця для відповідного розслідування на момент випадку, якщо це не становить загрози для життя людей та не призведе до подальших аварій [7].

Заходи, пов'язані з вдосконаленням робочого місця робітника повинні забезпечувати підвищення продуктивності його праці, сприяти збереженню здоров'я і розвитку. Організація робочого місця повинна базуватися з урахуванням різних антропометричних даних, висновків та рекомендацій наукових організацій праці.

Головною метою організаційного вдосконалення та обслуговування робочих місць є забезпечення їх раціонального розміщення на обмеженій площі виробництва, створення зручних і комфортних умов роботи працівникам та їх захисту від впливу різних несприятливих факторів, що може значно впливати на ступінь важкості, стомлення та приваблення праці. Чим більш раціональною буде організація робочого місця, тим вищою буде працездатність робітників і рівня продуктивності їх праці.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз працездатності і надійності підвіски пасажирських автобусів і вибрано варіанти вирішення поставленої проблеми. Обґрунтовано тему магістерської роботи, сформульовано мету та основні задачі.

2. Виявлено, що недосконалість характеристик регулятора рівня підлоги автобусу визначаються його конструктивними параметрами, що викликає в сучасних умовах експлуатації транспортного засобу зміщення динамічної нейтралі до низу та призводить до:

- частого пробивання підвіски;
- зниження плавності ходу;
- зменшення термінів служби агрегатів;
- зниження комфорту перевезення пасажирів;
- прискорення зносу дорожнього покриття та неможливість зниження рівня підлоги.

3. Створено теорію передумов вдосконалення конструкційних параметрів регулятора рівня підлоги пневматичної підвіски автобусу, з урахуванням математичної моделі пневматичної підвіски з пружно-демпфуючим приводом, що забезпечує відтік теплоти через стінки пневматичних балонів, унеможливорює відривання колеса від дороги і пробій підвіски.

4. Наведено методику, що дозволяє ще на стадії проектування здійснити оцінку впливу конструктивних параметрів регулятора рівня положення динамічної нейтралі підвіски автобусу і визначити їх раціональні значення, на основі яких забезпечується стабілізація динамічної нейтралі при експлуатації. Застосування даної методики дозволить більш точно розрахувати при проектуванні потрібний динамічний хід підвіски, зменшити ймовірність її пробою та зменшити рівень підлоги транспортного засобу на 5...10%.

5. Наведені рекомендації по вдосконаленню конструктивних параметрів регулятора рівня підлоги і використанню пружно-демпфуючого приводу, які дозволять підвищити його ресурс на 30%.

6. Виявлено, що сухе тертя в регуляторі рівня підлоги впливає на точність регулювання, і необхідно щоб воно було мінімальним, а частоту власних коливань пружно-демпфуючого приводу необхідно вибирати в міжрезонансній зоні, оскільки чим більше сухе тертя, тим вищою повинна бути власна частота.

7. Результати проведених теоретичних та експериментальних стендових і дорожніх досліджень показали задовільний результат використання розробленої математичної моделі, де похибка розрахунків відхилення динамічної нейтралі склала 6...11%, що каже про її адекватність.

8. Показано вимоги безпеки під час проведення технічного обслуговування транспортних засобів та під час проведення технічного обслуговування і ремонту ходової частини автобусів.

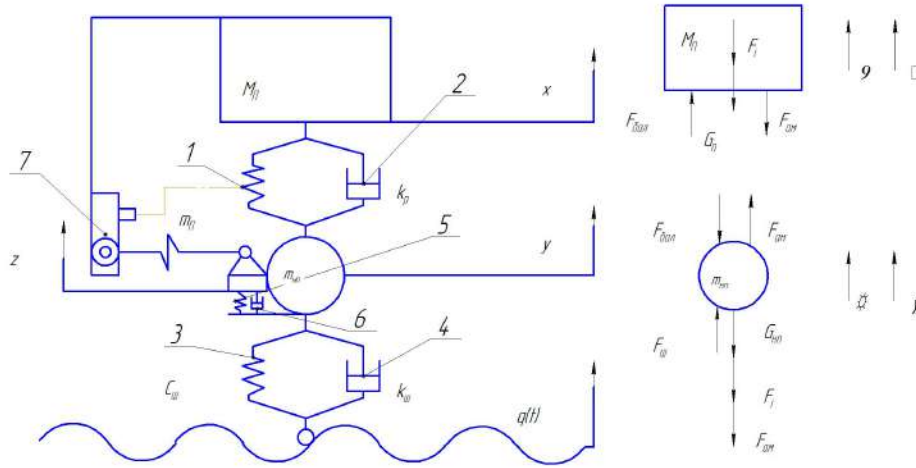
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аулін В.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: монографія. Кропивницький: Видавництво ТОВ "КОД", 2017. 370 с.
2. Аулін В.В., Гриньків А.В., Головатий А.О., Голуб Д.В. та ін. Методологічні основи проектування та функціонування інтелектуальних транспортних і виробничих систем: монографія під заг.ред. д.т.н.,проф. Ауліна В.В.-Кропивницький: Видав. ФОП Лисенко В.Ф., 2020. 428 с.
3. Аулін В.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В., Головатий А.О., Голуб Д.В. Теоретичні і методологічні основи логістики транспортних і виробничих систем: монографія під заг.ред. д.т.н.,проф. Ауліна В.В. Кропивницький: Видав. ФОП Лисенко В.Ф., 2021. 504 с.
4. Босняк М. Г. Пасажирські автомобільні перевезення. Навчальний посібник. К.: Видавничий дім «Слово», 2009. – 272 с.
5. Говорущенко Н. Я. Основы управления автомобильным транспортом. Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1978. 224 с.
6. ДСТУ 2610-94 Пасажирські автомобільні перевезення. Терміни та визначення. К.: Держстандарт України, 1994. 30 с.
7. Жидецький В.У., Сторожук В.М. Практикум із охорони праці. Навч. пос. Львів: Афіша, 2000. 352 с.
8. Захарчук О.В. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів: навчальний посібник. Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2017. 140 с.
9. Канарчук В.И. Основы технического обслуживания и ремонта автомобилей. В 3-х томах. – К.: Техніка, 1994.
10. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: підручник. К: Либідь, 2006. 400 с.
11. Клімов С.В. Організація технічного сервісу машин: навчальний посібник. Рівне: НУВГП, 2010. 120 с.

12. Коваленко В.М., Щуріхін В.К. Діагностика і технологія ремонту автомобілів: підручник. Київ: Літера ЛТД, 2017. 224 с.
13. Крикавський Є. Логістичне управління: Підручник. Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2005. 684с.
14. Крикавський Є.В., Чухрай Н.І., Чорнописька Н.В. Логістика: компендіум і практикум: Навч. посібник. К.: Кондор, 2007. 340 с.
15. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. – К.: Знання-Прес, 2003. – 511 с.
16. Методи розробки та типові норми часу на ремонт автомобілів. – К.: Агропромиздат, 2001. – 367 с.
17. Правила охорони праці на автомобільному транспорті. Державний нормативний акт про охорону праці. ДНАОП 0.00-1.28-97.- К.: Держнаглядохоронпраці, 1997.-328с.
18. Редзюк А. М. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: Монографія / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; За заг. ред. А. М. Редзюка. К.: ДП "ДержавтотрансНДІпроект", 2005. 400 с.
19. Севостьянов І.В. Експлуатація та обслуговування машин: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2006. 127 с.
20. Система управління якістю. Вимоги. ДСТУ ISO 9001-2001. Держстандарт України, 2001. 25 с.
21. Чабаний В.Я., Магопець С.О., Мажейка ОЙ., Кропівний В.М. та ін. Ремонт автомобілів: навчальний посібник. Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. - 720 с.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПІДВІСКИ АВТОБУСА

Розрахункова схема підвіски ТЗ з пружнодемпфуючим приводом регулятора рівня підлоги



1, 3, 4 - пружні елементи; 2, 4, 5 - демпфуючі елементи; 6 - амортизатор;

Рівняння, що описують систему

$$\begin{cases} -F_{ин} - G_{п} + F_{баз} - F_{ам} = 0; \\ -F_{инп} - G_{шп} - F_{базп} + F_{ам} - F_{амш} + F_{ш} = 0. \end{cases}$$

$F_{ин}$ - сила інерції підресореної маси; $G_{п}$ - сила тяжіння підресореної маси; $F_{баз}$ - сила, створювана пружним елементом; $F_{ам}$ - сила, створювана амортизатором; $F_{инп}$ - сила інерції непідресореної маси; $G_{шп}$ - сила тяжіння непідресореної маси; $F_{амш}$ - сила, що імітує амортизуючі властивості шини; $F_{ш}$ - сила, що імітує пружні властивості шини

$$F(h) = \begin{cases} P \cdot S(h) + c_{сж} \cdot (h - h_{сж}) n p u \quad h \leq h_{сж}; \\ P \cdot S(h) n p u \quad h_{сж} < h \leq h_{отб}; \\ P \cdot S(h) + c_{отб} \cdot (h - h_{отб}) n p u \quad h \geq h_{отб}. \end{cases},$$

$h = X - Y$ - поточне значення висоти пневмобалона, $C_{сж}$ - жорсткість гумового буфера стиску, $C_{отб}$ - жорсткість гумового буфера відбою; P - тиск у пневмобалонах; $S(h)$ - ефективна площа пневмобалона залежно від деформації h .

$$F_{ам} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) = \begin{cases} k_{отб} \cdot \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) n p u \quad \frac{dx}{dt} \geq \frac{dy}{dt}; \\ k_{сж} \cdot \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) n p u \quad \frac{dx}{dt} < \frac{dy}{dt} \end{cases},$$

$k_{отб}, k_{сж}$ - коефіцієнт опору амортизатора відповідно при відбої і при стисканні.

$$F_{ш}(y, q) = \begin{cases} 0 \quad n p u (y - q) > f_{ш0}; \\ c_{ш} (f_{ш0} - (y - q)) n p u \quad f_{ш0} \leq (y - q) \leq f_{ш0}; \\ c_{ш} (f_{ш0} - f_{ш}) + c_{об} (f_{ш0} - (y - q)) n p u \quad (y - q) < f_{ш0}. \end{cases},$$

f - початкова деформація шини; q - висота нерівностей дороги; $c_{ш}$ - жорсткість шини, $f_{ш0}$ - мінімальна висота шини до упору в обід колеса, $c_{об}$ - жорсткість обода колеса.

$$F_{амш} \left(\frac{dy}{dt}, \frac{dq}{dt} \right) = k_{ш} \left(\frac{dy}{dt}, \frac{dq}{dt} \right) n p u (y - q) < f_{ш0}$$

$k_{ш}$ - коефіцієнт демпфірування шини

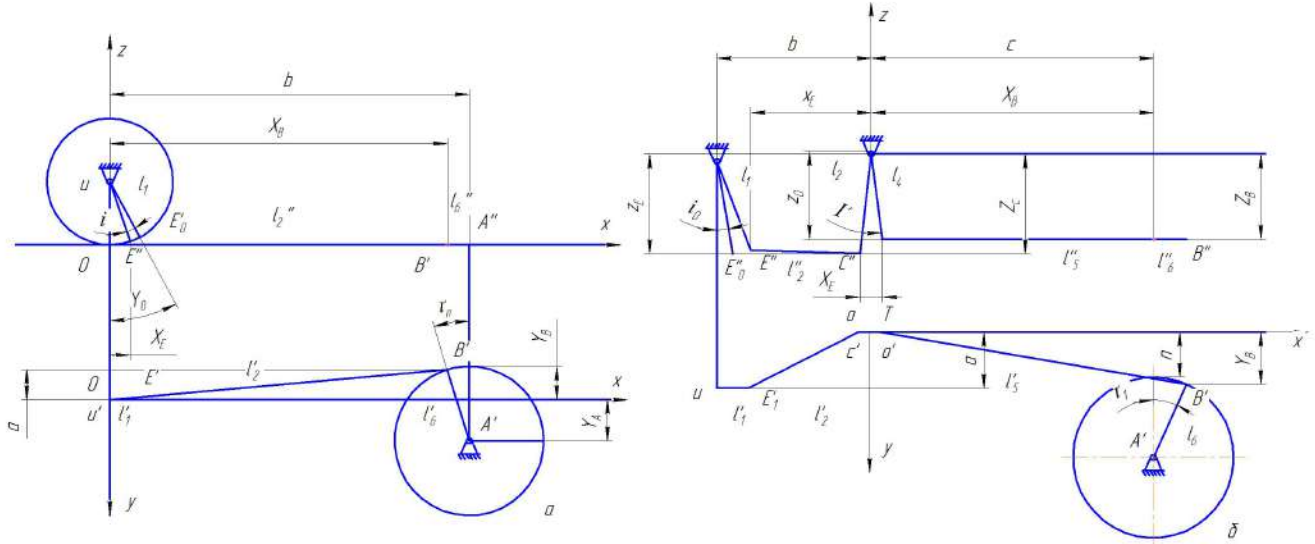
$$F_{ин} = m_{п} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad F_{инп} = m_{шп} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}$$

Сили інерції підресореної $F_{ин}$ і непідресореної $F_{инп}$ мас

$$\begin{cases} -m_{п} \frac{d^2 x}{dt^2} - m_{п} g - F(x, y, T) + F_{ам} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) = 0 \\ -m_{шп} \frac{d^2 y}{dt^2} - m_{шп} g - F(x, y, T) + F_{ам} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) + F_{ш}(y, q(t)) - F_{амш} \left(\frac{dy}{dt}, \frac{dq(t)}{dt} \right) = 0 \\ \frac{dT}{dt} = \frac{1}{G \cdot G_v} \left[k_t \frac{S}{b} (T - T_{нр}) - P \frac{dV}{d(x-y)} \frac{d(x-y)}{dt} \right] \end{cases}$$

Стійкість руху та керованість автобуса

Кінематична схема кермового приводу автобуса з нерозрізною (а) та розрізною (б) поздовжніми тягами з параметрами i , i_0 і Γ_{Π}



Для кермового приводу з розрізною поздовжньою тягою кут під час повороту керованих коліс вліво та вправо

$$\delta_1 = \arcsin \frac{l_1(b \sin \gamma + l_1(1 - \cos \gamma)) + l_6(l_6 - a)}{l_6 \sqrt{(b + l_1 \sin \gamma)^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{b + l_1 \sin \gamma} \quad (1)$$

$$\delta_2 = \arcsin \frac{l_1(b \sin \gamma - l_1(1 - \cos \gamma)) - l_6(l_6 - a)}{l_6 \sqrt{(b - l_1 \sin \gamma)^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{b - l_1 \sin \gamma} \quad (2)$$

Для кермового приводу з розрізною поздовжньою тягою кут під час повороту керованих коліс вліво та вправо

$$\delta_3 = \arcsin \frac{l_1(c \sin(\beta - \beta') + l_1(1 - \cos(\beta - \beta'))) + l_6(l_6 + n)}{l_6 \sqrt{(c + l_1 \sin(\beta - \beta'))^2 + (l_6 + n)^2}} + \arctan \frac{l_6 + n}{c + l_1 \sin(\beta - \beta')} \quad (3)$$

$$\beta = \arcsin \frac{l_1(b \sin \gamma - d(1 - \cos \gamma)) + l_3[b \sin \beta' + (d + l_1) \cos \beta']}{l_3 \sqrt{(b + l_1 \sin \gamma)^2 + (d + l_1 \cos \gamma)^2}} + \arctan \frac{d + l_1 \cos \gamma}{b + l_1 \sin \gamma} \quad (4)$$

$$\delta_4 = \arcsin \frac{l_1(c \sin(-\beta + \beta') - l_1(1 - \cos(-\beta + \beta'))) - l_6(l_6 + n)}{l_6 \sqrt{(c - l_1 \sin(-\beta + \beta'))^2 + (l_6 + n)^2}} + \arctan \frac{l_6 + n}{c - l_1 \sin(-\beta + \beta')} \quad (5)$$

$$\beta = \arcsin \frac{-l_1(b \sin \gamma + d(1 - \cos \gamma)) + l_3[b \sin \beta' + (d + l_1) \cos \beta']}{l_3 \sqrt{(b - l_1 \sin \gamma)^2 + (d + l_1 \cos \gamma)^2}} + \arctan \frac{d + l_1 \cos \gamma}{b - l_1 \sin \gamma} \quad (6)$$

Оптимальний кут початкового положення сошки для кермового приводу з нерозрізною поздовжньою тягою для лівого та правого повороту керованих коліс

$$\delta_5 = \arcsin \frac{l_1(b \sin \gamma_0 + l_1 \cos \gamma_0) - l_1(b \sin(\gamma_0 + \gamma) + l_1 \cos(\gamma_0 + \gamma)) + l_6(l_6 - a)}{l_6 \sqrt{(b + l_1 \sin(\gamma_0 - \gamma))^2 + (l_6 + a)^2}} - \arctan \frac{l_6 - a}{b - l_1 \sin(\gamma_0 - \gamma)} \quad (7)$$

$$\delta_6 = \arcsin \frac{l_1(b \sin(\gamma_0 + \gamma) + l_1 \cos(\gamma_0 + \gamma)) - l_1(b \sin \gamma_0 + l_1 \cos \gamma_0) - l_6(l_6 - a)}{l_6 \sqrt{(b - l_1 \sin(\gamma_0 + \gamma))^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{b - l_1 \sin(\gamma_0 + \gamma)} \quad (8)$$

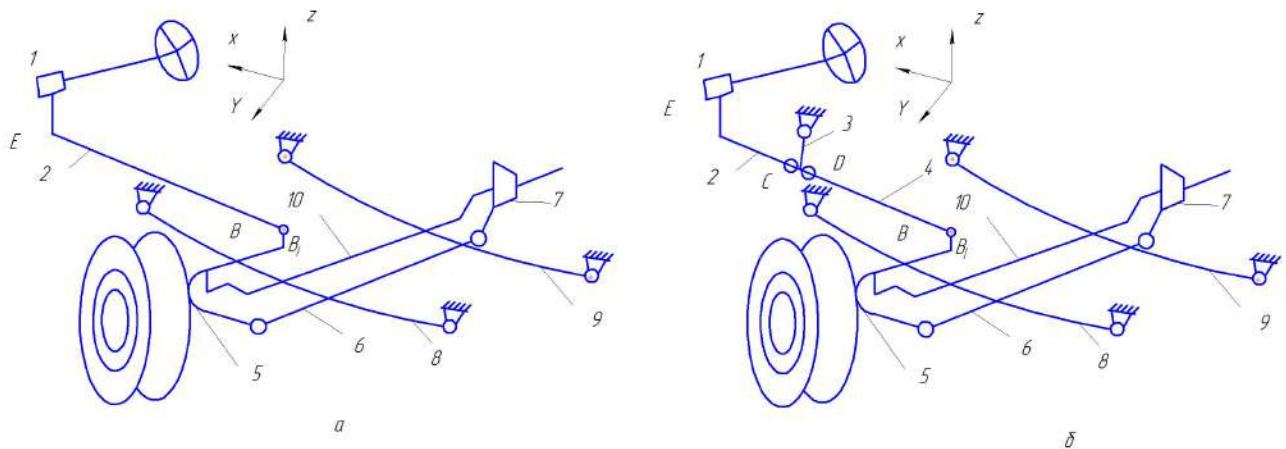
Для кермового приводу з розрізною поздовжньою тягою оптимальний кут початкового положення сошки для лівого і правого повороту керованих коліс

$$\beta = \arcsin \frac{l_1(b \sin \gamma_0 - d \cos \gamma_0) - l_1(b \sin(\gamma_0 + \gamma) - d \cos(\gamma_0 + \gamma)) + l_3(b \sin \gamma_0 \cos \beta' + (d + l_1) \cos \beta')}{l_3 \sqrt{(b - l_1 \sin(\gamma_0 - \gamma))^2 + (d + l_1 \cos(\gamma_0 - \gamma))^2}} - \arctan \frac{d + l_1 \cos(\gamma_0 - \gamma)}{b - l_1 \sin(\gamma_0 - \gamma)} \quad (9)$$

$$\beta = \arcsin \frac{l_1(b \sin \gamma_0 - d \cos \gamma_0) - l_1(b \sin(\gamma_0 + \gamma) - d \cos(\gamma_0 + \gamma)) + l_3(b \sin \gamma_0 \cos \beta' + (d + l_1) \cos \beta')}{l_3 \sqrt{(b - l_1 \sin(\gamma_0 + \gamma))^2 + (d + l_1 \cos(\gamma_0 + \gamma))^2}} - \arctan \frac{d + l_1 \cos(\gamma_0 + \gamma)}{b - l_1 \sin(\gamma_0 + \gamma)} \quad (10)$$

Оптимізація кінематики передньої підвіски та рульового управління шасі автобуса

Кінематична схема кермового приводу і підвіски автобуса



а - варіант із суцільною поздовжньою тягою; б - варіант із розрізною поздовжньою тягою;

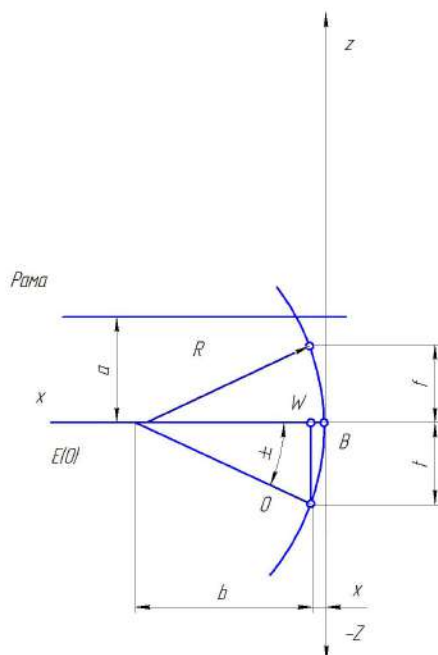
1 - кермовий механізм; 2, 4 - поздовжня тяга; 3 - маятниковий важіль; 5 - лівий поворотний кулак; 6 - поперечна тяга; 7 - правий поворотний кулак; 8, 9 - ресора; 10 - балка моста

Значення абсциси x_1 точки B_0

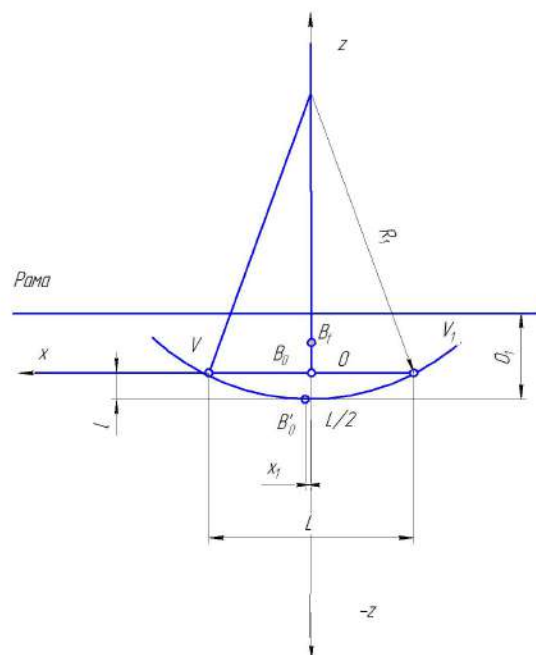
$$x_1 = 2 \cdot p \cdot R_1 \frac{\arcsin \frac{L}{2R_1}}{360} \frac{L}{2}$$

Розрахункові схеми

Для визначення траєкторії точки В поздовжньої тяги;



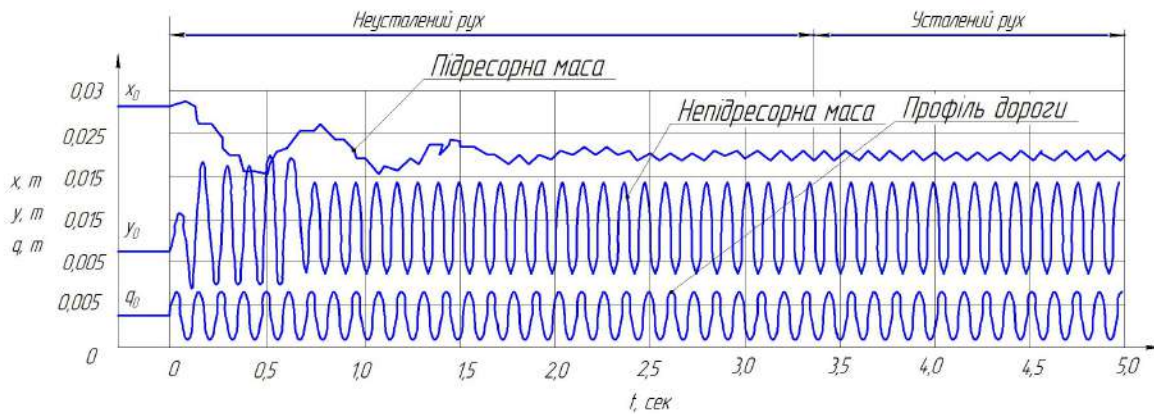
Для визначення траєкторії точки B_1 кульового шарніру лівого поворотного кулака



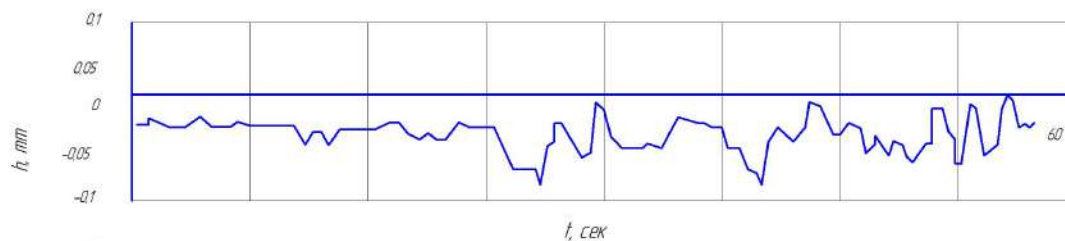
V_{B0}, V_1 - корінний лист ресори у випрямленому положенні, V'_{B0}, V_1 - у зігнутому положенні

Осцилограми коливань підвіски

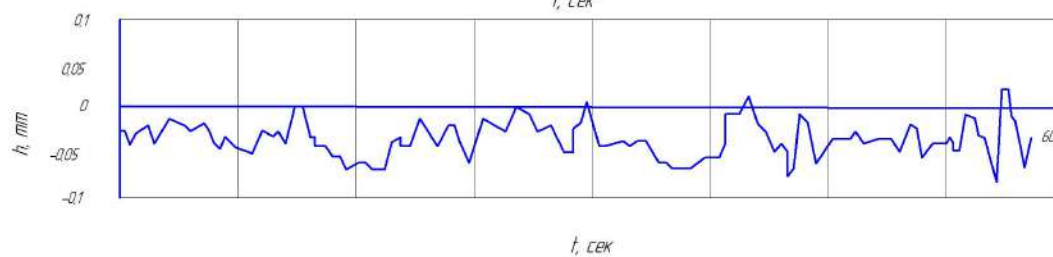
Розрахункова осцилограма коливань підресореної і непідресореної мас автобуса



Осцилограми коливань передньої і задньої підвісок автобуса з серійним регулятором рівня підлоги

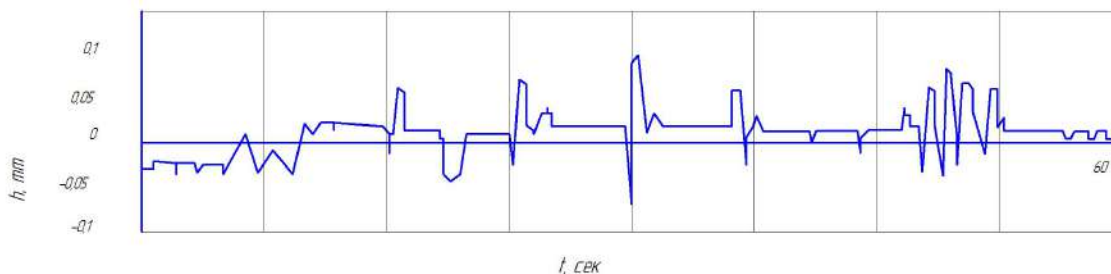


Передня

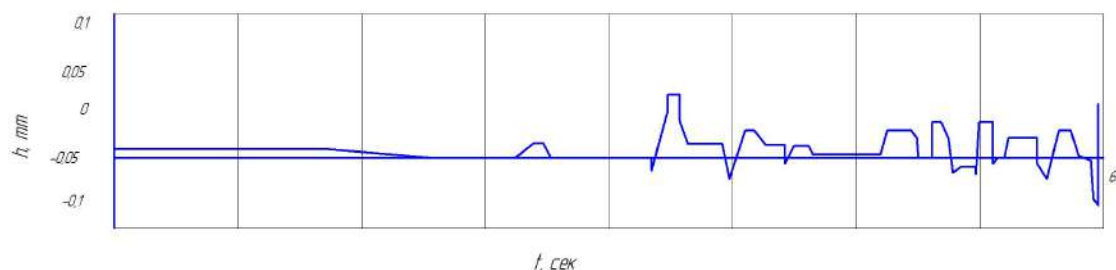


Задня

Осцилограми коливань підвіски автобуса без регулятора рівня підлоги



Передня



Задня

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз працездатності і надійності підвіски пасажирських автобусів і вибрано варіанти вирішення поставленої проблеми. Обґрунтовано тему магістерської роботи, сформульовано мету та основні задачі.

2. Виявлено, що недосконалість характеристик регулятора рівня підлоги автобусу визначаються його конструктивними параметрами, що викликає в сучасних умовах експлуатації транспортного засобу зміщення динамічної нейтралі до низу та призводить до:

- частого пробивання підвіски;
- зниження плавності ходу;
- зменшення термінів служби агрегатів;
- зниження комфорту перевезення пасажирів;
- прискорення зносу дорожнього покриття та неможливість зниження рівня підлоги.

3. Створено теорію передумов вдосконалення конструкційних параметрів регулятора рівня підлоги пневматичної підвіски автобусу, з урахуванням математичної моделі пневматичної підвіски з пружно-демпфуючим приводом, що забезпечує відтік теплої через стінки пневматичних балонів, унеможливорює відривання колеса від дороги і пробій підвіски.

4. Наведено методику, що дозволяє ще на стадії проектування здійснити оцінку впливу конструктивних параметрів регулятора рівня положення динамічної нейтралі підвіски автобусу і визначити їх раціональні значення, на основі яких забезпечується стабілізація динамічної нейтралі при експлуатації. Застосування даної методики дозволить більш точно розрахувати при проектуванні потрібний динамічний хід підвіски, зменшити ймовірність її пробоя та зменшити рівень підлоги транспортного засобу на 5...10%.

5. Наведені рекомендації по вдосконаленню конструктивних параметрів регулятора рівня підлоги і використанню пружно-демпфуючого приводу, які дозволять підвищити його ресурс на 30%.

6. Виявлено, що сухе тертя в регуляторі рівня підлоги впливає на точність регулювання, і необхідно щоб воно було мінімальним, а частоту власних коливань пружно-демпфуючого приводу необхідно вибирати в мікррезонансній зоні, оскільки чим більше сухе тертя, тим вищою повинна бути власна частота.

7. Результати проведених теоретичних та експериментальних стендових і дорожніх досліджень показали задовільний результат використання розробленої математичної моделі, де похибка розрахунків відхилення динамічної нейтралі склала 6...11%, що каже про її адекватність.

8. Показано вимоги безпеки під час проведення технічного обслуговування транспортних засобів та під час проведення технічного обслуговування і ремонту ходової частини автобусів.