

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАРА

на здобуття освітнього ступеня

Бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення технологічного процесу відновлення маточини колеса
№ 21080-3104014

Виконав: студент 4 курсу, групи МА-41
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Андрій БУРДАШ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Роман ХОРОШУН
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Марія СІПРАВСЬКА
(підпис) (прізвище та ініціали)

Зав. кафедри Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент
(підпис) (прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (прізвище та ініціали)
«24» січня 2025 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Бурдаша Андрія Васильовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення технологічного процесу відновлення маточини колеса № 21080-3104014

Керівник роботи Хорошун Роман Васильович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 24 » січня 2025 року № 4/7-46

2. Термін подання студентом завершеної роботи 09 червня 2025

3. Вихідні дані до роботи Базовий технологічний процес відновлення маточини колеса № 21080-3104014

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ. 4 Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Передня підвіска автомобіля – 1А1;

Задня підвіска автомобіля – 1А1;

Маточина Карта дефектів – 1А1;

Патентино-інформаційний пошук – 1А1;

Характеристики лазерних технологій – 1А1;

Маточина Оперіційні ескізи – 1А1;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.	к.т.н. доц. Сенчишин В.С.		

7. Дата видачі завдання 24.січня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	05.02.2025	
2	Технологічний розділ	02.06.2025	
3	Конструкторський розділ	29.05.2025	
4	Безпека життєдіяльності, основи охорони праці	16.06.2025	
5	Оформлення графічної частини	17.06.2025	
6	Захист кваліфікаційної роботи бакалавра	25.06.2025	

Студент

(підпис)

Бурдаш Андрій Васильович

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Хорошун Роман Васильович

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему: «Удосконалення технологічного процесу відновлення маточини колеса № 21080-3104014».

Робота виконана на кафедрі автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи бакалавра асистент Хорошун Роман Васильович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 51 сторінка формату А4 та 6 аркушів формату А1 графічної частини сторінок додатків.

Ключові слова: наплавлення, ресурс, надійність, довговічність, обробка, якість.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Характеристика досліджуваної деталі.....	7
1.2 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу бакалавра....	10
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	12
2.1 Обґрунтування вибору методів відновлення елементів конструкції.....	12
2.2 Технологічна послідовність усунення дефектів.....	14
2.3 Технологічний маршрут відновлення елемента.....	16
2.4 Обґрунтування вибору обладнання та виконавців для реалізації технологічного процесу.....	21
2.5 Розрахунок технологічних припусків.....	23
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	27
3.1 Розрахунок елементів підвіски автомобіля.....	27
3.1.1 Геометрична конфігурація підвіски.....	27
3.1.2 Розрахунок характеристик пружних елементів підвіски.....	29
3.1.3 Розрахунок характеристик направляючих елементів підвіски.....	37
3.1.4 Розрахунок характеристик демпфувального елемента.....	40
3.1.5 Оцінювання теплонапруженого стану амортизатора.....	42
4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	45
4.1 Вплив шуму на організм людини і розробка заходів по зниженню рівня шуму в цеху.....	45
4.2 Органи державного нагляду за охороною праці на підприємстві.....	47
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	49
БІБЛІОГРАФІЯ.....	51
ДОДАТКИ	

ВСТУП

У сучасних умовах експлуатації автотранспортних засобів особливого значення набуває підвищення ефективності технічного обслуговування та ремонту шляхом удосконалення існуючих технологічних процесів. Одним із критично важливих елементів ходової частини автомобіля є маточина колеса, яка сприймає основні навантаження від дорожнього полотна, забезпечує обертання коліс і передачу навантажень на підвіску. Зношення або пошкодження маточини, зокрема типової моделі № 21080-3104014, може призвести до порушення функціонування колісного вузла, зниження безпеки руху та збільшення експлуатаційних витрат.

Ремонт і відновлення маточин дозволяють не лише зменшити витрати на заміну нових деталей, але й підвищити ресурс машин за рахунок раціонального використання відновлених вузлів. Сучасні методи наплавлення, втулкування, механічної обробки та застосування високоякісних матеріалів дають змогу значно покращити точність і надійність ремонтних операцій. Однак для досягнення максимальної ефективності ремонту необхідно проаналізувати діючу технологію, виявити її недоліки та запропонувати шляхи її оптимізації.

Метою цієї кваліфікаційної роботи є розроблення удосконаленого технологічного процесу відновлення маточини колеса № 21080-3104014, що дозволяє підвищити точність геометричних параметрів, забезпечити надійне функціонування вузла та подовжити термін його експлуатації. У процесі виконання роботи проведено аналіз існуючих методів ремонту, розроблено нову технологічну послідовність операцій, а також виконано розрахунки, необхідні для забезпечення міцності та функціональності відновленої деталі.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Характеристика досліджуваної деталі

Передня маточина автомобіля з каталожним номером 21080-3104014 виготовляється зі сталі марки 45. Значення твердості матеріалу становить HB 165.

Маточина належить до ключових конструктивних елементів ходової частини транспортного засобу, оскільки забезпечує обертання колеса та передавання крутного моменту від півосі до ведучого колеса. Геометрично вона являє собою диск із центральним отвором для монтажу на вісь, при цьому отвір оснащений шліцьовим з'єднанням, що гарантує жорстку фіксацію на валу та ефективну передачу моменту, що обертає.

Оскільки ця деталь безпосередньо впливає на безпеку руху та стабільність роботи підвіски, до її геометричних параметрів та стану поверхонь пред'являються підвищені вимоги. Зокрема, отвори для кріплення нижнього шарніра (позиція 3) повинні виготовлятися з точністю 8-го квалітету і шорсткістю поверхні не гірше $R_a = 1,25$ мкм, а поверхні під посадку кулькових підшипників (позиція 9) – з точністю 6-го квалітету та шорсткістю $R_a = 0,63$ мкм.

Такі високі вимоги зумовлені специфікою роботи маточини, яка під час руху автомобіля обертається з високою частотою. Будь-яке відхилення від допустимих геометричних норм може призвести до дисбалансу вузла, що, у свою чергу, спричинить зростання інерційних навантажень, підвищений знос або навіть передчасну відмову підшипників. Враховуючи це, у процесі відновлення необхідно суворо дотримуватись норм точності обробки та контролю якості поверхонь. Умови експлуатації маточини супроводжуються дією динамічних, ударних і вібраційних навантажень, що додатково обумовлює важливість її технічного стану та якісного відновлення.

Ймовірні пошкодження елементів маточини проілюстровано на рисунку 1.1. У межах заданого технічного завдання встановлено наявність наступних дефектів: на дисковій частині (позиція 1) спостерігається двостороння тріщина з

відколом матеріалу, в отворі (позиція 3) зафіксовано пошкодження різьбової поверхні, а на посадковій шийці під кульковий підшипник (позиція 9) виявлено сліди зносу.

До основних факторів, що призвели до формування вищевказаних дефектів, належать багаторазові циклічні навантаження змінного знаку, інтенсивні тертьові взаємодії між поверхнями, а також експлуатація транспортного засобу в умовах підвищеної агресивності – зокрема, при русі по нерівних ділянках доріг і бездоріжжю. Сукупний вплив згаданих навантажень у поєднанні з вібраціями сприяє передчасному зносу та руйнуванню елементів конструкції маточини.

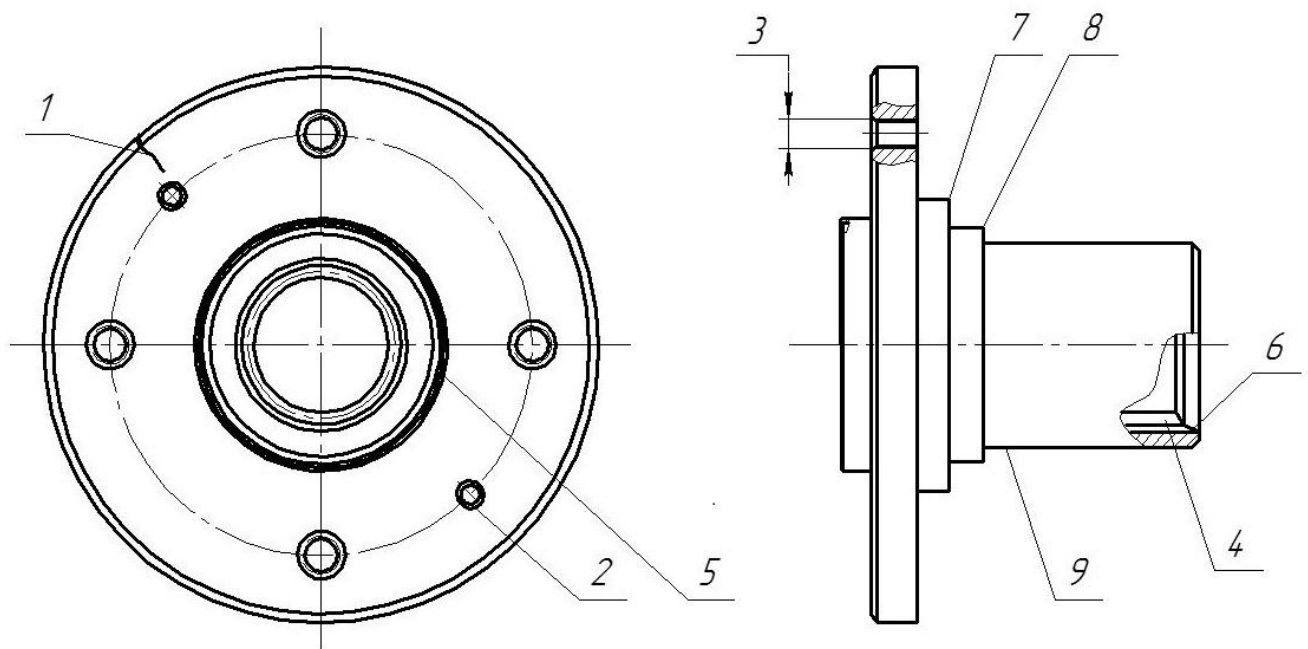


Рис. 1.1. Маточина переднього колеса автомобіля з типовими дефектами.

На підставі технічного аналізу конструкції передньої маточини можна сформулювати такі технолого-конструкторські висновки:

Геометрична конфігурація та розташування основних поверхонь дозволяють здійснювати операції відновлення без значних ускладнень, оскільки існує можливість надійного закріплення деталі у стандартних затискних пристроях токарних та фрезерних верстатів;

У процесі реставрації посадкової шийки під кульковий підшипник необхідно дотримуватись триступеневої схеми остаточної механічної обробки.

Це дозволить досягти необхідної якості поверхні, зокрема – низької шорсткості, що є критично важливою для забезпечення надійного контакту з підшипниковим вузлом;

Внутрішні шліцьові поверхні повинні зберігати точну співвісність із відповідними шліцьовими елементами півосі, що є принциповим для гарантування стабільної передачі крутного моменту без перекосів та вібрацій;

У якості базових поверхонь під час відновлення доцільно використовувати торцеву площину маточини, оскільки вона забезпечує високу точність установки та симетрії при виконанні технологічних операцій.

Маточина класифікується як деталь типу «порожнистий стержень». Маса деталі становить 2,47 кг, а її габаритні розміри дорівнюють 128×86 мм.

1.2 Технічні вимоги деталі

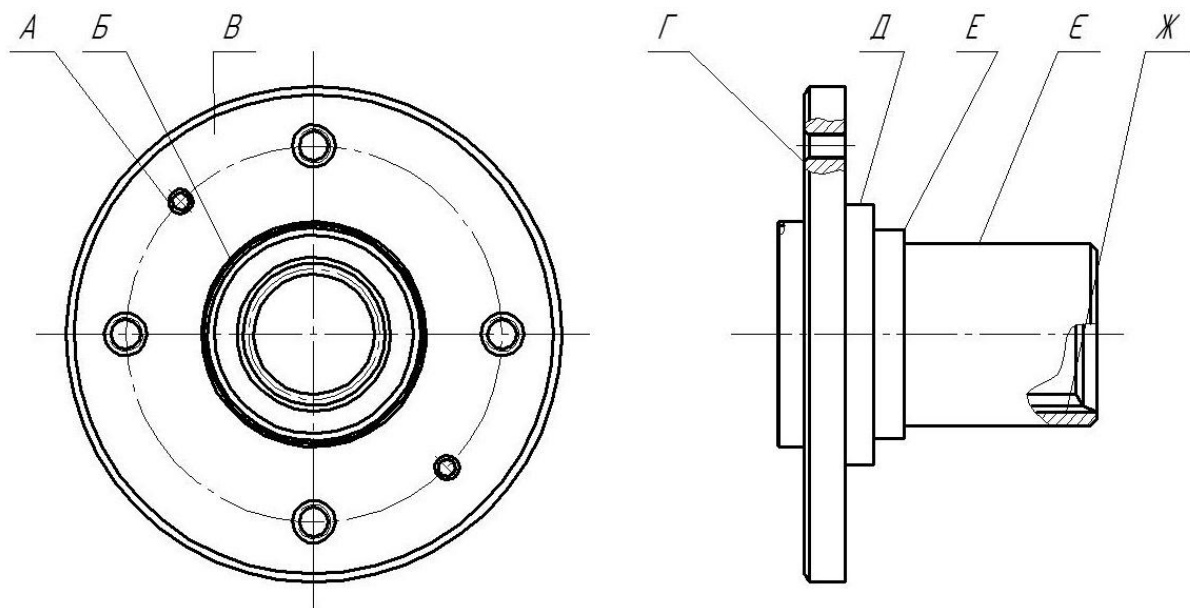


Рис. 1.2. Конструкція маточини переднього колеса автомобіля із позначенням контрольованих поверхонь.

У процесі відновлення маточини необхідно суворо дотримуватись технічних вимог щодо параметрів оброблених поверхонь, зокрема:

Параметр шорсткості для циліндричної поверхні В має відповідати величині $Ra = 1,25$ мкм, що забезпечує необхідну якість з'єднання з елементами кріплення;

Поверхні Д та Е повинні мати шорсткість $Ra = 2,3$ мкм, чого достатньо для забезпечення функціональної сумісності з деталями, які мають обмежений вплив на загальну точність вузла;

Поверхня Є, що є базовою для монтажу підшипника, повинна мати підвищену чистоту з показником $Ra = 0,63$ мкм, що обумовлено високими експлуатаційними вимогами до точності посадки;

Гранична величина конусності поверхні Г не повинна перевищувати 0,01 мм, оскільки це може спричинити перекіс при складанні вузла;

Відхилення від співвісності між поверхнями Г і Ж допускається в межах не більше 0,018 мм, що є критичним показником для зниження вібрацій і забезпечення плавної роботи підшипникового вузла.

1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу бакалавра

Проаналізувати доцільність вибору методу відновлення зламаних або зношених елементів підвіски автомобіля, з урахуванням конструктивних особливостей та експлуатаційних навантажень.

Розробити поопераційну технологічну послідовність усунення дефектів, яка включатиме основні технологічні операції та контрольні етапи.

Сформувати технологічний маршрут відновлення обраного елемента, вказавши етапи механічної обробки, термічного впливу, зварювання або наплавлення (за потреби).

Обґрунтувати вибір обладнання, оснащення та виконавців, необхідних для реалізації розробленого технологічного процесу у виробничих умовах.

Провести розрахунок технологічних припусків на обробку, враховуючи відновний метод та обраний клас точності.

Розрахувати основні параметри підвіски автомобіля, у тому числі її геометрію, характеристики пружних елементів (пружин, ресор), направляючих елементів (важелів) та демпфувального елемента (амортизатора).

Оцінити теплонапружений стан амортизатора, визначивши потужність тепловиділення та здатність системи до охолодження.

Розглянути заходи з охорони праці, спрямовані на мінімізацію впливу шуму на робітників, що працюють у ремонтному або зварювальному цеху.

Проаналізувати роль державних органів у забезпеченні охорони праці на підприємстві та відобразити діючі вимоги до безпеки праці під час виконання ремонтних робіт.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Обґрунтування вибору методів відновлення елементів конструкції

Для відновлення маточини переднього колеса автомобіля за наявності виявлених пошкоджень, зазначених у завданні на проєктування, доцільно здійснити аналіз і вибір ефективних технологічних рішень з урахуванням характеру дефектів. Розглянемо найбільш доцільні варіанти для трьох основних пошкоджень.

Дефект №1 – утворення двосторонньої тріщини з фрагментарним відколом у зоні дискової поверхні деталі.

Можливими технологіями усунення зазначеного дефекту є:

газове зварювання;

дугове зварювання штучним електродом.

Для обґрунтування доцільності вибору варіанта застосуємо критерій довговічності відновленого вузла. Орієнтовні значення коефіцієнта довговічності K_d наведені нижче:

для газового зварювання – $K_d = 0,42$;

для електродугового зварювання – $K_d = 0,42$.

Зіставлення показників свідчить, що обидва методи не забезпечують необхідного рівня ресурсу, який відповідав би нормативному міжремонтному інтервалу.

З урахуванням вимог до надійності зварного шва та з метою усунення зон вибоїни доцільно обрати напівавтоматичне дугове зварювання порошковим самозахисним дротом типу ПАНЧ-11. Цей спосіб забезпечує вищу стабільність дуги, якісне проплавлення тріщин та кращу металургійну сумісність з основним матеріалом маточини.

Дефект №2 – Руїнування різьбової частини

Для ліквідації пошкодженої різьби в тілі деталі доцільно розглянути два перспективні методи наплавлення, що дозволяють відновити геометрію та механічні властивості різьбового з'єднання:

вібродугове наплавлення;

наплавлення в середовищі вуглекислого газу (CO_2).

Обидва методи передбачають формування нового шару металу з наступною механічною обробкою, однак відрізняються за показниками ресурсу та ефективності.

Для техніко-економічного обґрунтування доцільності впровадження конкретного способу порівняємо коефіцієнти довговічності K_d :

для вібродугового наплавлення – $K_d = 0,98$;

для наплавлення в CO_2 – $K_d = 0,63$.

Як свідчать розрахункові дані, вібродуговий метод відновлення забезпечує вищий рівень надійності та сприяє збільшенню міжремонтного інтервалу. З огляду на це, для усунення пошкодження різьби рекомендовано застосувати саме вібродугове наплавлення, яке гарантує якісне відновлення різьбових поверхонь і забезпечує подальшу експлуатаційну надійність вузла.

Дефект №3 – Зношення посадкової шийки під кульковий підшипник (номінальний діаметр $d = 36_{+0,018}$ мм, величина зносу становить 0,041 мм)

Відновлення зношеної шийки під підшипник кочення є важливим етапом відновлення геометрії деталі, оскільки забезпечення посадкових параметрів напряду впливає на довговічність і безпечність функціонування вузла. Для усунення зносу розглянуто кілька можливих технологічних варіантів:

вібродугове наплавлення;

хромування;

залізнення.

Оцінювання доцільності кожного з методів здійснюється з урахуванням двох основних критеріїв – коефіцієнта довговічності K_d та коефіцієнта техніко-економічної ефективності K_e .

Показники довговічності:

вібродугове наплавлення – $K_d = 0,98$;

хромування – $K_d = 1,72$;

залізнення – $K_d = 0,91$.

Усі три методи забезпечують допустимий рівень довговічності (понад 80% міжремонтного ресурсу), що дає підстави оцінювати їх за економічною доцільністю:

Показники техніко-економічної ефективності:

вібродугове наплавлення – $K_e = 0,256$;

хромування – $K_e = 0,087$;

залізнення – $K_e = 0,837$.

Аналіз наведених даних свідчить, що найбільш оптимальним з економічного та технологічного погляду є метод залізнення, який і було обрано як базовий для усунення дефекту зношення шийки.

На підставі обґрунтованого вибору технології виконується побудова маршрутної карти процесу та здійснюються подальші техніко-технологічні розрахунки, що забезпечують ефективне відновлення поверхонь деталі №21080-3104014 – маточини переднього колеса автомобіля.

2.2 Технологічна послідовність усунення дефектів

Для ефективного усунення кожного з виявлених пошкоджень розроблено структуровану послідовність операцій, що охоплює окремі технологічні етапи залежно від характеру дефекту. Розглянемо технологію ремонту для дефекту №1 – двосторонньої тріщини зі сколом, розташованої на дисковій частині маточини (твердість матеріалу – не більше HB 165).

Дефект №1 – усунення тріщини та сколу на дисковій поверхні.

1. Підготовчо-слюсарна операція. Провести механічну зачистку пошкодженої зони, включаючи краї тріщини та поверхню сколу. Зачищення здійснюється до металевого блиску для виявлення повної протяжності тріщини та забезпечення якісної підготовки до зварювання.

2. Свердлильна операція. На кінцях тріщини висвердлюються пілотні отвори діаметром $d=4,0 \div 4,1$ мм для запобігання подальшому розповсюдженню тріщини. Отвори розташовуються з кроком: $l = 10$, $l = 4$, $l = 6$, $l = 9$ – відповідно до фактичної геометрії дефекту та умов доступу.

3. Операція зварювання. Виконати зварювання дефектної ділянки методом напіваавтоматичного електродугового зварювання у середовищі захисного газу. Для досягнення високої якості шва рекомендується застосування флюсованого дроту типу ПАНЧ.

4. Завершальна слюсарна обробка. Після охолодження зварного з'єднання провести остаточну зачистку шва до рівня базової поверхні з урахуванням геометричних допусків. Контроль здійснюється візуально та за допомогою шаблонів.

5. Шліфувальна операція. Виконати шліфування поверхні зварного шва з формуванням фаски у відповідність до початкового профілю дискової частини. Досягається мінімізація шорсткості для забезпечення балансу деталі під час обертання.

Усунення дефекту №2 – Пошкодження різьбової частини (твердість HB не перевищує 165).

Для відновлення різьбового з'єднання передбачено наступну послідовність технологічних операцій:

1. Операція свердління. Виконати висвердлювання зруйнованої різьбової ділянки з дотриманням діаметра отвору $d=26,2^{+0,21}$ мм на глибину 12 мм. Процес повинен забезпечити точне розташування та геометрію посадочного отвору.

2. Слюсарна обробка. Після свердління необхідно усунути задирки, залишки корозії та інші дефекти поверхні, що можуть завадити подальшій обробці або спричинити концентрацію напружень.

3. Операція залізнення. Здійснити відновлення матеріалу отвору методом залізнення, формуючи наплавлений шар діаметром $d=20$ мм на глибину 12 мм. Контролювати рівномірність та адгезію наплавленого шару.

4. Вторинна операція свердління і нарізання різьби. Відновити різьбу розміром M22×1,5–7H до глибини 12 мм із подальшим формуванням фаски під кутом 45° з розміром $s=1,5$ мм.

Усунення дефекту №3 – Знос посадкової шийки під кульковий підшипник (твердість HB не більше 165).

Цей дефект усувається багатоступеневою технологічною обробкою, що включає наступні операції:

1. Попереднє шліфування. Здійснити обробку зношеної поверхні шийки до діаметра $d=35,7^{+0,064}$ мм для підготовки під наплавлення, забезпечивши правильну геометрію та зняття залишків зношеного шару.

2. Наплавлення.

Виконати відновлення металу шляхом наплавлення, досягаючи діаметра $d=36,4^{+0,41}$

мм. Забезпечити рівномірність шару з урахуванням подальшого припуску на обробку.

3. Проміжне шліфування.

Обробити поверхню до діаметра $d=36,1^{+0,038}$ мм, створюючи більш точну геометрію та покращуючи якість поверхні перед фінішною операцією.

4. Остаточне шліфування:

Завершальна операція шліфування здійснюється до остаточного розміру $d=36,0^{+0,018}$ мм, при цьому досягається необхідна шорсткість та концентричність.

5. Токарна обробка фаски. Сформувати фаску розміром $s=1,75 \times 45^\circ$ з дотриманням геометричних параметрів для забезпечення коректного встановлення підшипника.

2.3 Технологічний маршрут відновлення елемента

Під час формування технологічного маршруту відновлення пошкодженого елемента необхідно орієнтуватися на доцільність вибору операцій з урахуванням мінімізації виробничих витрат та часових ресурсів. Послідовність виконання повинна забезпечити технологічну безперервність та оптимальне навантаження на обладнання й персонал. Нижче представлено детальний маршрут із розподілом по операціях:

005 Слюсарна обробка (код 0190). Виконується попереднє очищення дефектної ділянки – усуваються забруднення та оксиди, зачищуються краї тріщини з метою підготовки до подальшої механічної обробки.

010 Свердлильна операція (код 4120).

Здійснюється свердління п'яти отворів діаметром $d = 4^{+0,1}$ мм на кінцях виявленої тріщини. Отвори розташовуються вздовж дефекту з дотриманням міжцентрових відстаней: 1 = 10 мм, 4 мм, 6 мм, 9 мм – починаючи з видимої частини тріщини до її завершення на зворотному боці.

015 Зварювальні роботи (код 9100). Проводиться заварювання тріщини відповідно до обраного способу дугового або газового зварювання, з дотриманням технології наплавлення та температурного режиму.

020 Слюсарна обробка (код 0190). Після завершення зварювання виконується механічне вирівнювання шва до рівня основного металу шляхом зачистки, з метою забезпечення однакової висоти поверхні.

025 Шліфувальна операція (код 4130). Обробляється фаска в місці зварювання шляхом шліфування до заданих геометричних параметрів та необхідного рівня шорсткості, для забезпечення відповідності відновленої поверхні вимогам технічної документації.

030 Свердлильна операція (код 4120). На завершальному етапі здійснюється формування різьбового з'єднання: висвердлюється отвір із контролем розміру $d = 26,2^{+0,21}$ мм на глибину 12 мм, що забезпечує подальше збирання конструктивного вузла.

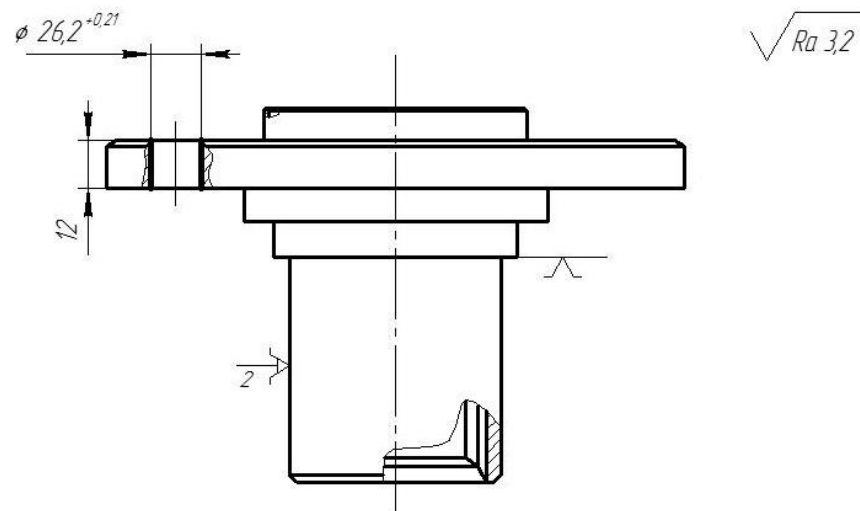


Рис. 2.1. Процес свердління маточини у ході механічної обробки.

035 Слюсарна операція (код 0190). Провести очистку поверхні від залишкових задилок, оксидних плівок та інших дефектів, що могли утворитися після попередніх етапів обробки, з метою забезпечення чистоти поверхні перед наплавленням.

040 Операція залізнення (код 7144). Виконати наплавлення металевого шару, дотримуючись геометричних параметрів: діаметр відновлюваної

поверхні $d = 20$ мм, глибина наплавлення – 12 мм. Забезпечити рівномірність шару та адгезію наплавленого матеріалу до основного металу.

045 Свердлильна обробка (код 4120). Провести нарізання метричної внутрішньої різьби $M22 \times 1,5-7H$ на глибину 12 мм, після чого здійснити зенкування вхідної фаски з розміром $s = 1,5$ мм під кутом 45° для зменшення концентрації напружень і полегшення монтажу сполучного елемента.

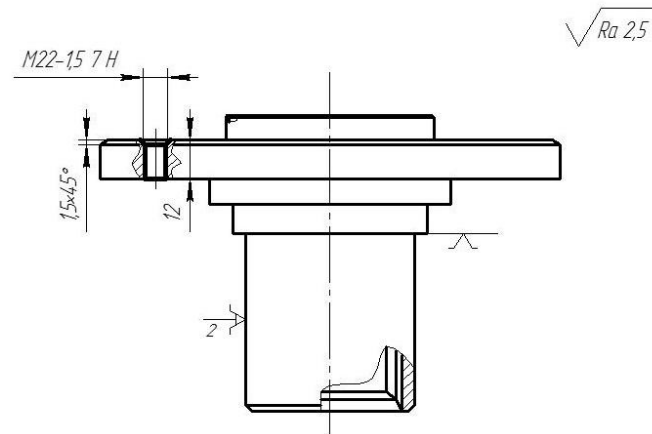


Рис. 2.2. Процес свердління маточини на етапі механічної обробки

050 Шліфувальна операція (код 4130). Здійснити прецизійне шліфування шийки маточини з дотриманням заданих геометричних параметрів. Остаточний діаметр обробки повинен відповідати значенню $d = 35,7 + 0,064$ мм, при цьому довжина оброблюваної ділянки має становити $l = 45$ мм. Особливу увагу слід приділити забезпеченню високої точності та відповідного класу шорсткості поверхні, що є критичним для забезпечення надійності подальшого з'єднання.

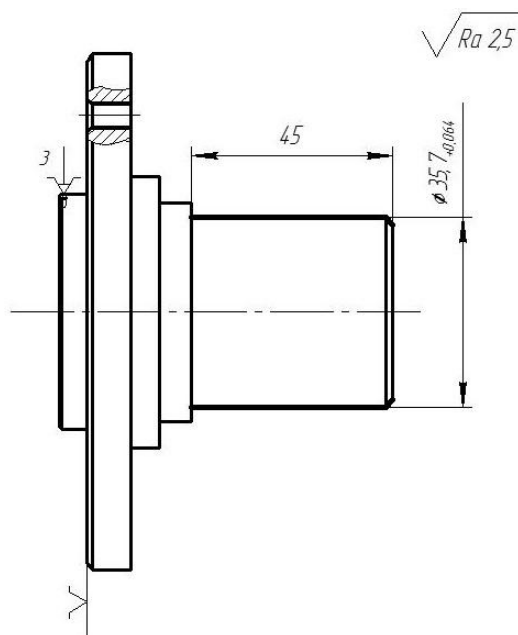


Рис. 2.3. Етап шліфування маточини в процесі відновлення деталі.

055 Операція наплавлення (код 9300). Виконати наплавлення металу на поверхню шийки з дотриманням діаметра $d = 36,4 \pm 0,41$ мм та довжини наплавлюваної зони $l = 45$ мм. При проведенні наплавлення необхідно забезпечити рівномірну товщину шару та високий рівень зчеплення з базовим матеріалом, що є критично важливим для подальшої обробки.

060 Шліфувальна обробка (код 4130). Здійснити попереднє шліфування відновленої шийки з доведенням її розмірів до $d = 36,1 \pm 0,041$ мм по всій довжині 45 мм. Метою є забезпечення необхідного припуску для остаточної фінішної обробки, а також досягнення відповідного класу точності та параметрів поверхні.

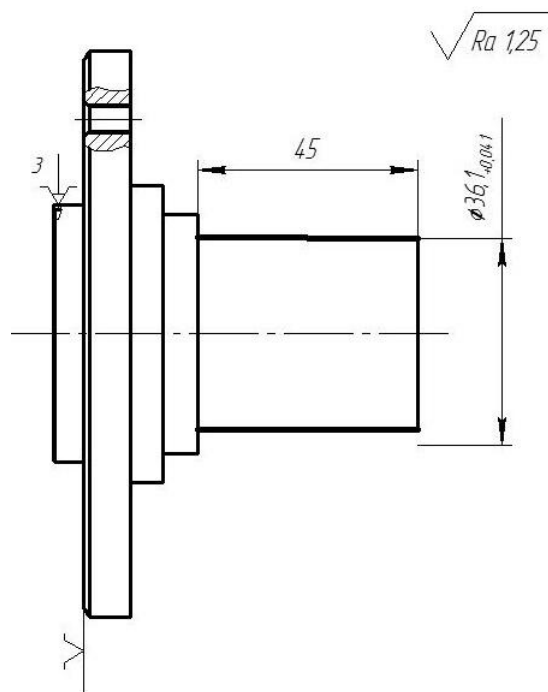


Рис. 2.4. Завершальна шліфувальна обробка маточини в процесі відновлення.

065 Шліфувальна операція (код 4130). Здійснити завершальне шліфування поверхні шийки з досягненням остаточного діаметра $d = 36^{+0,018}$ мм при довжині оброблюваної ділянки $l = 45$ мм. У ході даної операції необхідно забезпечити високоточне дотримання геометричних параметрів та мінімальний допуск на шорсткість, що є критичним для відновлення функціональної придатності з'єднання та забезпечення необхідного ресурсу деталі.

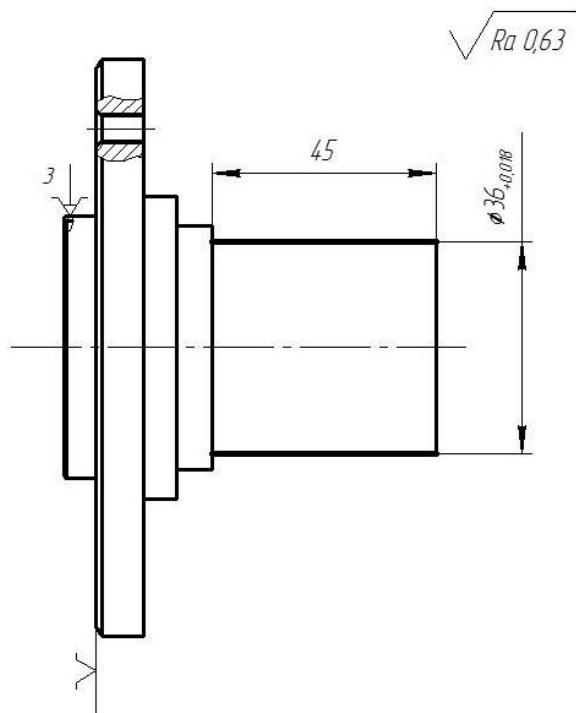


Рис. 2.5. Обробка маточини на завершальному етапі: операція формування фаски.

070 Токарна операція (код 4110). Виконати обробку фаски на крайці отвору з дотриманням геометричних параметрів: розмір фаски $s = 1,75$ мм під кутом 45° . Операція проводиться з метою усунення гострих крайок, покращення точності посадки з'єднаних елементів і зниження напружень у зоні переходу. Необхідно забезпечити чистоту поверхні та відповідність заданим параметрам креслення.

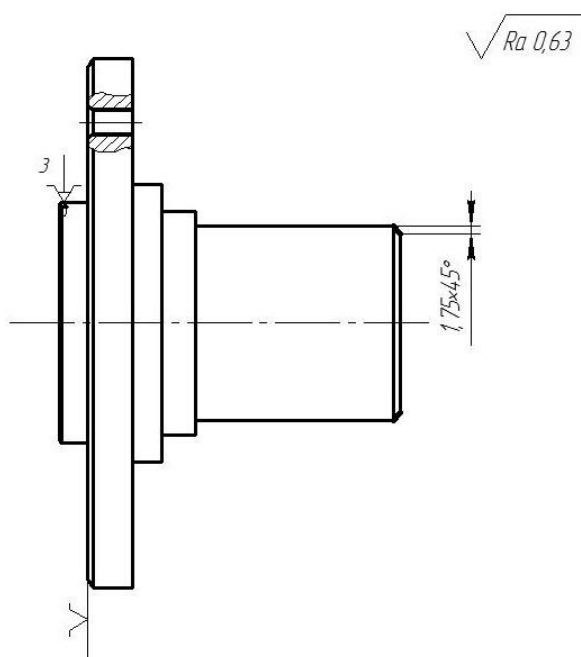


Рис. 2.6. Процес токарної обробки маточини в ході відновлення деталі.

На даному етапі виконується токарна обробка поверхонь маточини з метою надання їм необхідної геометричної форми та точнісних характеристик відповідно до технічних вимог. Основна задача операції – сформувати циліндричну поверхню з заданими параметрами діаметра, довжини й фасок, забезпечивши при цьому мінімальний допуск по відхиленню форми та розміру. Окрім того, токарна обробка дозволяє усунути залишкові деформації після попередніх технологічних впливів, таких як наплавлення або зварювання, і підготувати поверхню до подальших операцій шліфування або зборки.

2.4 Обґрунтування вибору обладнання та виконавців для реалізації технологічного процесу

Процес підбору технологічного оснащення є критичним етапом у розробленні маршруту відновлення деталі, оскільки саме правильний вибір устаткування, пристосувань і кваліфікованих фахівців забезпечує відповідність геометричних і функціональних параметрів оброблених поверхонь технічним вимогам. У таблиці нижче систематизовано інформацію щодо виконавців і необхідного обладнання для кожної з 14 операцій технологічного циклу.

Операція 005 – Слюсарна обробка (код 0190). Виконавець: слюсар 2-го розряду (код 17474). Оснащення: Слюсарний верстак. Спеціалізоване пристосування. Ручна шліфувальна машина ІЭ-2008.

Операція 010 – Свердлильна обробка (код 4120). Виконавець: свердлувальник 3-го розряду (код 17335). Оснащення: Радіально-свердлильний верстат 2Е52. Спеціальне пристосування. Свердло Ø4 мм типу Р6М5.

Операція 015 – Електрозварювання (код 9100). Виконавець: зварник ручного дугового зварювання 2-го розряду (код 19161). Оснащення: Стіл зварника ССН-3. Зварювальна установка типу А-825М. Електродний дріт ПАНЧ-11, Ø1,8 мм. Спеціалізоване пристосування.

Операція 020 – Слюсарна обробка (код 0190). Виконавець: слюсар 2-го розряду (код 17474). Оснащення: ідентичне операції 005.

Операція 025 – Шліфувальна обробка (код 4130). Виконавець: шліфувальник 2-го розряду (код 18873). Оснащення: Круглошліфувальний

верстат 3У142. Самоцентруючий патрон. Обертовий центр. Абразивний круг ПП 500×50×305 25А 40Н СМ2. Індикаторна скоба С1-50.

Операція 030 – Свердлильна обробка (код 4120). Виконавець: свердлувальник 2-го розряду (код 17335). Оснащення: Верстат 2Е52. Спеціальне пристосування. Свердло Ø24,2 мм Р6М5.

Операція 035 – Слюсарна обробка (код 0190). Виконавець: той самий, що й в операціях 005 та 020. Операція 040 – Залізнення (код 7144). Виконавець: гальванік 3-го розряду (код 11637). Оснащення: Установка для електролітичного осадження. Гальванічний розчин. Спеціальне пристосування. Штангенциркуль ШЦ-1-125-0,1.

Операція 045 – Свердлильна обробка (код 4120). Виконавець: свердлувальник 2-го розряду (код 17335). Оснащення: Верстат 2Е52. Зенківка Р6М5. Мітчик машинно-ручний Р6М5. Різьбовий калібр.

Операція 050 – Шліфувальна обробка (код 4130). Виконавець: шліфувальник 3-го розряду (код 18873). Обладнання: як у попередніх шліфувальних операціях.

Операція 055 – Наплавлення (код 9300). Виконавець: зварювальник-оператор на напівавтоматах 3-го розряду (код 19158). Оснащення: Агрегат дугового наплавлення А-577-У. Сталева наплавочна проволока СВ-08ГС. Штангенциркуль ШЦ-1-125-0,1.

Операція 060 – Шліфувальна обробка (код 4130). Виконавець: шліфувальник 4-го розряду (код 18873). Абразивний круг: ПП 500×50×305 15А 40Н СТ1 6 К1.

Операція 065 – Шліфувальна обробка (код 4130). Виконавець: шліфувальник 5-го розряду (код 18873). Абразивний круг: ПП 500×50×305 24А 25Н СМ2.

Операція 070 – Токарна обробка (код 4110). Виконавець: токар 3-го розряду (код 18217). Оснащення: Токарно-гвинторізний верстат 16К20. Прохідний різець Т15К6. Штангенциркуль ШЦ-1-125-0,05.

2.5 Розрахунок технологічних припусків

Розрахунок припусків є ключовим етапом технологічного проектування, оскільки дає змогу точно визначити обсяг матеріалу, який необхідно зняти в процесі обробки, а також обсяг, що підлягає наплавленню для усунення дефектів. Такий аналіз спрямований на забезпечення відновлення геометричних параметрів деталі та подовження її експлуатаційного ресурсу. Методика розрахунку базується на нормативних даних з відповідної літератури та технологічних таблиць.

У межах даного технологічного процесу виконується визначення припусків для всіх етапів обробки шийки, призначеної для встановлення кулькового підшипника. Номінальний діаметр після остаточної обробки повинен відповідати значенню $d = 36_{+0,018}$ мм, де допуск $\delta_o = +0,018$ мм відповідає 6-му квалітету точності згідно з вимогами стандарту.

Реальний розмір деталі до відновлення, що є гранично допустимим без проведення ремонту, складає $d_{др} = 35,96$ мм. Таким чином, припуск на відновлення шляхом наплавлення становить $(36,00 - 35,96) = 0,04$ мм мінімум, без урахування припуску на остаточної механічної обробки. Цей показник слугує основою для визначення товщини шару, що підлягає нанесенню, з урахуванням резерву на шліфування та забезпечення точності посадки підшипника.

Шліфування шийки з метою відновлення правильної геометрії до умовного діаметра $d_{зг}$;

Наплавлення металу на зношену поверхню до розрахункового діаметра $d_{нар}$;

Попереднє шліфування наплавленого шару до проміжного значення d_1 ;

Остаточне шліфування, яке забезпечує вихідний розмір $d_2 = d_d = 36_{+0,018}$ мм.

Для забезпечення точності та передбачуваності процесу необхідно визначити припуски на кожен технологічний етап. Приймаються такі значення припусків:

На первинне шліфування для корекції геометрії – $z_{гф} = 0,25$ мм;

На обробку після наплавлення (механічний припуск) – $z_{min} = 0,4$ мм;

На попереднє шліфування після наплавлення – $z_1 = 0,25$ мм;

На чистове шліфування для досягнення остаточного розміру – $z_2 = 0,1$ мм.

Таким чином, остаточний розмір шийки d_2 , який формується під час останнього технологічного переходу (чистове шліфування), відповідає номінальному розміру $d_d = 36 + 0,018$ мм.

Для визначення діаметра після попереднього шліфування (d_1) використовується спеціальна розрахункова формула, що враховує сукупність припусків, прийнятих на попередніх стадіях. Це дозволяє точно задати проміжний розмір, що слугуватиме базою для фінішної обробки та забезпечить дотримання технологічної точності відповідно до стандартів.

$$d_1 = d_2 + z_2 \quad (2.1)$$

$$d_1 = 36 + 0,1 = 36,1.$$

5. Визначення сумарного припуску на механічну обробку. Для точного планування технологічного процесу відновлення деталі необхідно обчислити загальний припуск на обробку. Цей параметр розраховується із застосуванням спеціально виведеної формули, яка враховує сукупність усіх технологічних припусків, пов'язаних з виправленням форми, видаленням дефектного шару, а також забезпеченням геометричної точності на фінішних етапах обробки. Отримане значення дозволяє обґрунтовано визначити базові розміри для наступних переходів та забезпечити відповідність заданим допускам, що критично важливо для відновлення функціональності елемента.

$$z_{\text{заг}} = z_1 + z_2; \quad (2.2)$$

$$z_{\text{заг}} = 0,25 + 0,1 = 0,35.$$

6. Визначення діаметра заготівлі. Розрахунок діаметра заготівлі виконується із застосуванням спеціально розробленого розрахункового рівняння, що враховує всі необхідні припуски на обробку, технологічні особливості методу відновлення та вимоги до кінцевої точності.

$$d_{\text{зг}} = d_{\text{др}} - z_{\text{гф}}; \quad (2.3)$$

$$d_{\text{зг}} = 35,96 - 0,25 = 35,71.$$

7. Обчислення товщини наплавленого шару. Для забезпечення точного відновлення геометричних параметрів шийки маточини проводиться розрахунок товщини шару металу, що підлягає наплавленню. У цьому випадку

як вихідний розмір приймається діаметр поверхні після первинного шліфування, що дорівнює $d_{зг} = 35,7$ мм.

Обчислення товщини наплавлення $h_{нар}$ здійснюється з використанням спеціально виведеної формули, яка враховує різницю між необхідним остаточним діаметром і фактичним розміром після попередньої обробки, а також сумарний припуск на механічне зняття шару.

$$h_{нар} = (d_d - d_{зг}) + z_{заг}; \quad (2.4)$$

$$h_{нар} = (36 - 35,7) + 0,35 = 0,65$$

8. Перевірка відповідності товщини наплавлення мінімальному припуску та визначення розміру після відновлення. На даному етапі здійснюється порівняння розрахованої товщини наплавленого шару $h_{нар}$ із нормативним значенням мінімального припуску на механічну обробку після залізнення z_{min} , яке, згідно з табличними даними, становить 0,4 мм.

У нашому випадку $h_{нар} = 0,65$ мм, що перевищує мінімально допустиме значення ($0,65 > 0,4$ мм), тобто умова дотримання мінімального припуску виконується.

$$d_{нар} = d_{зг} + h_{нар}; \quad (2.5)$$

$$d_{нар} = 35,7 + 0,65 = 36,35.$$

9. Уточнення припуску на першу операцію механічної обробки. Враховуючи, що діаметр після нанесення відновлювального шару приймається рівним $d_{нар} = 36,4$ мм, відповідно товщина наплавлення становить $d_{нар} = 0,7$ мм, що забезпечує достатній обсяг матеріалу для наступної обробки.

$$z_1 = d_{нар} - d_1; \quad (2.6)$$

$$z_1 = 36,4 - 36,1 = 0,3$$

10. Встановлення допусків на розраховані розміри. Після завершення розрахунку номінальних діаметрів на окремих етапах відновлення необхідно визначити допуски, які регламентують допустимі межі відхилень для кожного технологічного переходу. Це є важливою умовою для забезпечення сумісності, надійності та точності відновленої деталі в подальшій експлуатації.

Зокрема, для діаметра після попереднього шліфування, який становить $d_1 = 36,1$ мм, допуск приймається відповідно до 8-го квалітету точності, що згідно з нормативами становить $\delta_2 = 0,038$ мм.

Щодо діаметра після наплавлення $d_{\text{нар}} = 36,4$ мм, допуск визначається не за стандартною квалітетною системою, а розраховується за спеціалізованою формулою, яка враховує технологічні припуски на подальшу обробку, термічні деформації після наплавлення та характеристики наплавленого матеріалу. Цей підхід забезпечує науково обґрунтовану точність у встановленні граничних відхилень і дозволяє підвищити ефективність процесу відновлення з урахуванням реальних умов виробництва.

$$\delta_{\text{нар}} = (0,2 \dots 0,3) h_{\text{нар}}; \quad (2.7)$$

$$\delta_{\text{нар}} = (0,2 \dots 0,3) \cdot 0,7 = 0,14 \dots 0,21;$$

11. Узагальнення розмірів поверхонь на кожному етапі обробки згідно з технологічним маршрутом. На основі проведених розрахунків визначено остаточні розміри ділянок оброблюваної поверхні шийки маточини на кожному переході технологічного процесу. Значення розмірів наведено з урахуванням відповідних квалітетів точності та допусків, установлених на основі.

Попереднє шліфування з метою корекції геометрії: Встановлюється діаметр $d_{\text{зг}} = 35,7$ мм, Допуск за 9-м квалітетом – $\delta_1 = 0,064$ мм, Тоді фактичний діаметр після шліфування становить $d = 35,7 - 0,064 = 35,636$ мм.

Наплавлення металу для формування відновленої поверхні: Приймається номінальний діаметр $d_{\text{нар}} = 36,4$ мм, Допуск за технологічними міркуваннями $\delta_{\text{нар}} = +0,41$ мм, Отже, отримуємо: $d = 36,4^{+0,41}$ мм.

Попереднє шліфування наплавленої поверхні: Встановлюється діаметр $d_1 = 36,1$ мм, Допуск згідно з 8-м квалітетом – $\delta_2 = 0,038$ мм, Отже, розмір після обробки: $d = 36,1 - 0,038 = 36,062$ мм.

Остаточне шліфування для досягнення розміру під підшипник: Заданий діаметр $d_d = 36$ мм, Допуск за 6-м квалітетом – $\delta = 0,018$ мм, Таким чином, розмір після фінішної обробки: $d = 36 - 0,018 = 35,982$ мм.

Отримані значення повністю відповідають розрахованим припускам і забезпечують дотримання геометричних і посадкових параметрів у межах допустимих технологічних і експлуатаційних відхилень.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок елементів підвіски автомобіля

3.1.1 Геометрична конфігурація підвіски

Схема підвіски (див. рисунок 3.1) характеризується такими основними параметрами:

Кут поздовжнього нахилу осі повороту $\delta_0 = 13^\circ$;

Кут відхилення осі демпфувальної стійки (амортизатора з пружиною) відносно осі стійки $\alpha = 7^\circ$.

Плече обкотки колеса $R_0 = -0,005$ м (від'ємне значення свідчить про внутрішнє плече).

Відстань від дорожньої поверхні до центру нижньої кульової опори $d = 0,18$ м.

Кут встановлення поперечного важеля $\beta = 3,5^\circ$.

Конструктивна довжина амортизаційної стійки $(c + \theta) = 0,612$ м, де $\theta = 0,134$ м. — відстань від осі колеса до точки кріплення стійки у верхньому опорному підшипнику.

Параметри окремих елементів, прийняті за даними прототипу.

Елемент	Позначення	Значення
Діаметр штока амортизатора	$D_{ш}$	0,022 м
Діаметр поршня амортизатора	$D_{п}$	0,032 м
Зовнішній діаметр циліндра стійки	$D_{цил}$	0,052 м
Висота циліндра стійки	$H_{цил}$	0,29 м
Діаметр дроту пружини	$d_{пруж}$	12,9 мм

Наведені геометричні дані лягають в основу подальших розрахунків деформаційних і силових характеристик підвіски, а також вибору жорсткості пружних елементів та параметрів демпфування.

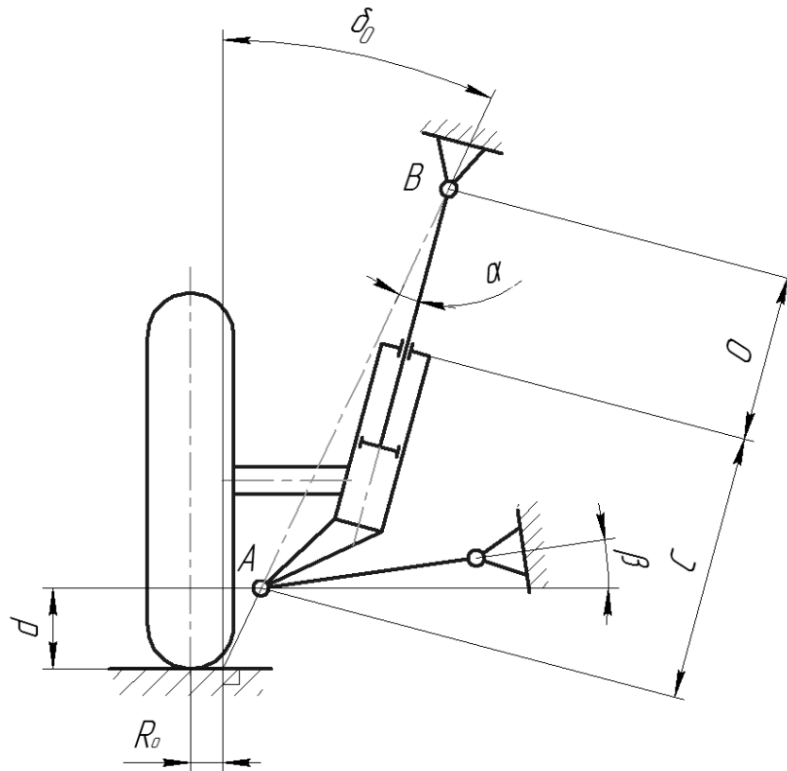


Рис. 3.1. Конструктивно-геометричні параметри підвіски в умовах статичного навантаження автомобіля

У статичному положенні транспортного засобу ключовим елементом аналізу напруженого стану підвіски є поперечний рычаг. Його геометрія визначає характер розподілу навантаження, що передається від колісної системи на кузов.

Відстань від центра нижньої шарової опори до умовно небезпечного перерізу рычага становить $l_{\text{рич}} = 0,054\text{м}$.

Характеристики поперечного перерізу рычага в цій критичній зоні.

Висота перерізу $h = 0,028\text{м}$;

Ширина перерізу: $b = 0,022\text{м}$.

Зазначені параметри використовуються у подальшому для розрахунків міцності, а також при визначенні згинального моменту, нормальних напружень і жорсткісних характеристик елемента підвіски.

Шток і нижній рычаг виконано із сталі 40 (допустиме нормальне напруження $[\sigma] = 300\text{ МПа}$), пружина із сталі 65С2ВА (допустиме дотичне напруження $[\tau_{\text{пруж}}] = 1100\text{ МПа}$).

3.1.2 Розрахунок характеристик пружних елементів підвіски

Для забезпечення ефективної роботи пружних елементів підвіски необхідно визначити максимальне статичне навантаження, що припадає на одне колесо транспортного засобу. Це значення є критичним для подальшого підбору жорсткості пружини, її геометричних параметрів і розрахунку деформацій.

Розрахунок здійснюється із застосуванням спеціально розробленої формули, яка враховує масу навантаженої осі, розподіл ваги автомобіля, конструктивні особливості шасі та коефіцієнт нерівномірності навантаження.

$$M_{\text{нод}} = 0,5 \cdot k_{\varphi} \cdot M_a \quad (3.1)$$

де k_{φ} – коефіцієнт зчпної ваги; для передньоприводного повністю завантаженого автомобіля $k_{\varphi} = 0,36$.

$$M_{\text{нод}} = 0,5 \cdot 0,35 \cdot 1910 = 334,25 \text{ кг}$$

Далі визначаємо еквівалентну жорсткість підвіски, приведену до площини колеса. Для цього використовується спеціалізоване розрахункове рівняння, яке враховує особливості кінематики підвіски, кутові відхилення важелів, а також конструктивні характеристики пружного елемента.

$$C_{\text{нод}} = \omega^2 \cdot M_{\text{нод}} \quad (2.2)$$

де ω – кутова частота власних коливань підресорної частини, $\omega = 7 \dots 10$; приймаємо $\omega = 7$;

$$C_{\text{нод}} = 7^2 \cdot 334,25 = 16378,25 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

З метою повної оцінки ефективності роботи підвіски виконується розрахунок її статичного прогину та динамічного ходу. Для цього застосовуються спеціально виведені аналітичні залежності, які враховують конструктивні характеристики пружного елемента, величину навантаження на колесо та жорсткість системи в цілому.

$$f_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{нод}} \cdot g}{C_{\text{нод}}} \quad (3.3)$$

$$f_{\partial} = 0,5 \cdot f_{cm} \quad (3.4)$$

$$f_{cm} = \frac{334,25 \cdot 9,81}{16378,25} = 0,2 \text{ м}$$

$$f_{\partial} = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1 \text{ м}$$

Наступним етапом є визначення величини ходу відбою — максимального переміщення елемента підвіски у напрямку розтягування, що виникає при динамічному розвантаженні колеса. Для розрахунку цього параметра використовується спеціально сформульована математична модель, яка враховує конструктивну висоту підвіски, положення амортизаторної стійки та геометричні обмеження кінематичних ланок.

$$f_{om} = (0,8...0,9) \cdot f_{cm} \quad (3.5)$$

$$f_{om} = 0,8 \cdot 0,1 = 0,16 \text{ м}$$

Для забезпечення коректної та надійної роботи підвіски в межах допустимих деформацій необхідно обчислити частину загального ходу, яка припадає на роботу буфера стискання та буфера відбою. Ці елементи відіграють ключову роль у гасінні залишкових коливань та обмеженні крайнього переміщення підвіски в обидва боки — як при сильному стисканні, так і при різкому розвантаженні колеса.

$$f_{\text{буф ст}} = (0,25...0,4) \cdot f_{\partial} \quad (3.6)$$

$$f_{\text{буф от}} = (0,1...0,2) \cdot f_{cm} \quad (3.7)$$

$$f_{\text{буф ст}} = 0,3 \cdot 0,1 = 0,03 \text{ м}$$

$$f_{\text{буф от}} = 0,2 \cdot 0,2 = 0,04 \text{ м}$$

На наступному етапі проводимо визначення енергоємності підвіски — величини, що характеризує максимальне динамічне навантаження, яке спроможна сприймати підвісна система без порушення функціональних властивостей та цілісності її елементів.

Для розрахунку використовується спеціально виведена аналітична формула, яка враховує конструктивну жорсткість пружного елемента, довжину робочого ходу, масу навантаженої частини автомобіля та граничні

деформаційні можливості демпфувальних компонентів.

$$Q_{\max} = R_{z \max} = M_{\text{нод}} \cdot g \cdot k_{\delta} \quad (3.8)$$

де k_{δ} – коефіцієнт динамічності; $k_{\delta} = 2,5$.

$$Q_{\max} = R_{z \max} = 334,25 \cdot 9,81 \cdot 2,5 = 8197,5 \text{ Н}$$

Для подальшого аналізу взаємодії елементів підвіски з дорожнім покриттям необхідно визначити жорсткість шин, що виступають як додатковий пружний елемент у загальній системі пружності автомобіля.

Розрахунок виконується для випадку, коли внутрішній тиск у шині становить $p' = 0,25 \text{ МПа}$:

$$C_{\text{ш}}' = z \cdot \frac{F \cdot g}{\frac{D_{\text{ш}}}{2} - r_{\text{см}}} \quad (3.9)$$

де z – поправочний коефіцієнт, для шин серії «70» $z = 1,3$.

$$C_{\text{ш}}' = 1,3 \cdot \frac{475 \cdot 9,81}{\frac{0,61}{2} - 0,28} = 242307 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Оскільки жорсткість пневматичної шини прямо пропорційно залежить від значення її внутрішнього тиску, для визначення величини жорсткості при робочому (заданому) тиску доцільно застосувати спеціалізовану розрахункову формулу. Цей вираз дозволяє врахувати зміну пружних властивостей шини відповідно до змінного тиску повітря, що особливо важливо при моделюванні вертикальної динаміки колеса та підвіски.

Застосування такої формули забезпечує отримання науково обґрунтованого результату, необхідного для подальших аналітичних розрахунків, зокрема при оцінці загальної жорсткості пружної системи автомобіля, уточненні частоти власних коливань несучої системи або побудові кінематичних моделей взаємодії колеса з дорожнім полотном.

$$C_{\text{ш}} = C_{\text{ш}}' \cdot \frac{p}{p'} \quad (3.10)$$

де p – робочий внутрішній тиск, $p = 0,18 \text{ МПа}$.

$$C_{ш} = 242307 \cdot \frac{0,18}{0,25} = 174461 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Для подальшого аналізу коливальних процесів та уточнення розрахункової моделі підвіски необхідно визначити приведену жорсткість пружини. Цей параметр дозволяє еквівалентно відобразити реальну жорсткість пружного елемента з урахуванням геометричних та кінематичних факторів установки.

Розрахунок проводиться з використанням спеціально адаптованої формули, яка дає змогу скоригувати жорсткість відповідно до фактичного кута нахилу осі пружини, її положення в конструкції підвіски та особливостей силового впливу.

$$C_{прив} = \frac{C_{ш} \cdot C_{под}}{C_{ш} - C_{под}} \quad (6.11)$$

$$C_{прив} = \frac{174461 \cdot 17885}{174461 - 17885} = 26760 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

З метою аналізу кінематичних властивостей пружно-демпфувальної системи розрахуємо передаточне число по ходу — величину, яка характеризує співвідношення між вертикальним переміщенням колеса та відповідною деформацією пружного елемента.

Розрахунок цього параметра виконується із застосуванням спеціально розробленої формули, яка враховує геометричну будову підвіски, кути нахилу амортизаторної стійки, а також точку прикладання силових дій.

$$i_x = \frac{1}{\cos(\delta_0 - \alpha)} \quad (3.12)$$

$$i_x = \frac{1}{\cos(13^\circ - 7^\circ)} = 1,006$$

Для визначення передаточного числа по силі, яке відображає співвідношення між силовим навантаженням на пружний елемент підвіски та вертикальним зусиллям, прикладеним до колеса, застосовується графоаналітичний підхід, що базується на механічному балансі системи.

Згідно з теоремою про три сили, для забезпечення умов статичної

рівноваги плоскої системи тіл необхідно, щоб три прикладені сили перетиналися в одній точці. У даному випадку це:

- вертикальна сила реакції R_z , прикладена в точці контакту шини з дорогою;
- сила $P_{\text{рич}}$, що діє вздовж осі нижнього поперечного важеля;
- сила P_v , спрямована вздовж осі амортизаційної стійки.

З урахуванням цієї умови на рисунку 3.1 виконується побудова силової діаграми, а на рисунку 3.2 — графічна побудова відповідного трикутника сил, що дозволяє визначити кутові співвідношення між векторами та в подальшому обчислити шукане передаточне число.

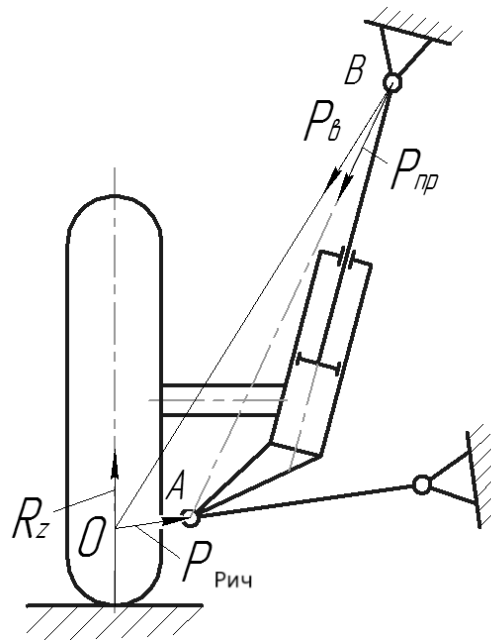


Рис. 3.2. Схематичне зображення дії сил у статичному положенні підвіски.

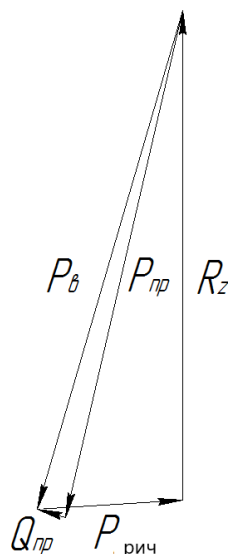


Рис. 3.3. Графічна побудова трикутника сил для аналізу статичного режиму підвіски.

У статичному режимі роботи підвіски результуюча сила, прикладена до стійки зі сторони верхньої опори, може бути умовно розкладена на дві складові компоненти. Одна з них — це сила $P_{пр}$, яка діє вздовж осі пружини та передається безпосередньо на її витки. Інша — це сила $Q_{пр}$, яка сприймається штоком у напрямній втулці та поршнем у середині амортизатора.

Після побудови відповідних силових векторів на основі геометрії реальної конструкції та трикутника сил (рис. 3.4), за допомогою графоаналітичного методу визначається відношення довжини вектора сили $P_{пр}$ до довжини вектора вертикальної реакції R_z .

Це відношення чисельно дорівнює передаточному числу по силі, яке характеризує вплив вертикального навантаження на силу, що діє вздовж осі пружини. Значення цієї величини обчислюється з використанням спеціально сформульованого розрахункового виразу, який забезпечує точність подальших розрахунків динамічних характеристик підвіски та дозволяє врахувати кінематичну структуру елементів конструкції.

$$i_y = \frac{l_{P_{np}}}{l_{R_z}} \quad (3.13)$$

$$i_y = \frac{84,97}{80} = 1,062$$

Для забезпечення заданих характеристик пружно-демпфувальної системи та коректного функціонування підвіски в умовах експлуатаційних навантажень необхідно визначити жорсткість пружини. Цей параметр є одним із базових у розрахунку динамічної поведінки транспортного засобу та безпосередньо впливає на плавність ходу, стабільність і стійкість при русі.

$$C_{пруж} = C_{прив} \cdot i_x \cdot i_y \quad (3.14)$$

$$C_{пруж} = 26760 \cdot 1,006 \cdot 1,062 = 28590 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

З метою перевірки працездатності елементів підвіски в різних режимах навантаження проводимо аналіз її міцнісних характеристик за умов як статичної дії сили, так і максимального динамічного навантаження.

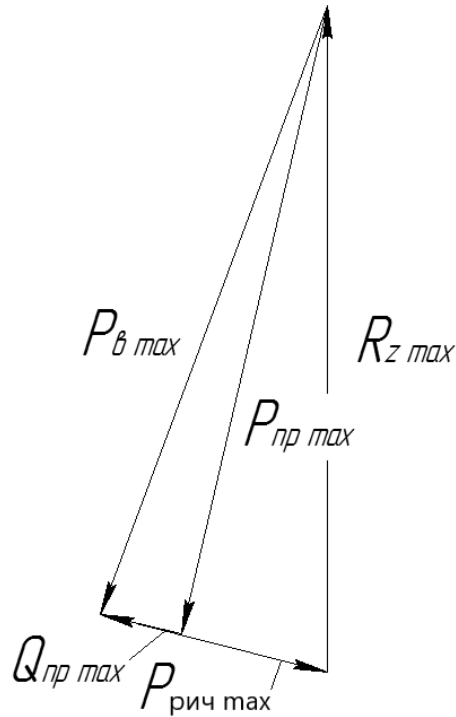


Рис. 3.4. Трикутник сил у режимі максимального динамічного навантаження.

Для аналізу роботи елементів підвіски в умовах граничного динамічного навантаження виконується побудова трикутника сил, що відображає реальний розподіл силових дій у деформованому стані системи.

З урахуванням змін у конфігурації підвіски, які виникають під впливом інтенсивних навантажень (наприклад, під час наїзду на перешкоду або проходження нерівностей на високій швидкості), необхідно окремо визначити передаточне число по силі саме для цього режиму.

Розрахунок проводиться за спеціально сформульованим аналітичним виразом, який враховує нову орієнтацію силових векторів у системі та дозволяє коректно оцінити вплив вертикального навантаження на зусилля, що діє вздовж осі пружного елемента.

$$i_{y \max} = \frac{l_{P_{pr} \max}}{l_{R_z \max}} \quad (6.15)$$

$$i_{y \max} = \frac{77,6}{80} = 0,97$$

У процесі аналізу навантажувальної здатності пружного елемента

підвіски необхідно визначити величину максимальної динамічної сили, яка виникає в умовах екстремальної експлуатації транспортного засобу. Це значення є критичним для оцінки міцності, вибору конструкційних параметрів та перевірки ресурсу пружини.

Розрахунок виконується із застосуванням спеціально виведеної формули, яка враховує вплив інерційних сил, прискорення, характеристик маси навантаженої частини та передаточного числа по силі в деформованому стані системи.

$$P_{np \max} = \frac{f_d \cdot C_{пруж}}{i_x} + M_{nod} \cdot g \cdot i_{y \max} \quad (3.16)$$

$$P_{np \max} = \frac{0,1 \cdot 28590}{1,006} + 334,25 \cdot 9,81 \cdot 0,97 = 3022 \text{ Н}$$

З метою аналізу напруженого стану пружного елемента підвіски проводиться розрахунок дотичного (зсувного) напруження, яке виникає в матеріалі пружини під дією максимальної сили стиснення. Цей показник є ключовим критерієм при перевірці умови міцності та визначенні допустимого рівня навантаження.

Розрахунок виконується з використанням спеціально розробленої формули, яка враховує геометричні характеристики витків пружини, прикладене навантаження, діаметр дроту та вплив поправочних коефіцієнтів, що коригують реальні умови роботи на кручення.

$$\tau_{пруж} = \frac{8 \cdot P_{np \max} \cdot D_{пруж} \cdot 10^{-3} \cdot k_{пруж}}{\pi \cdot (d_{пруж \min} \cdot 10^{-3})^3} \leq [\tau_{пруж}] \quad (3.17)$$

де $d_{пруж \min}$ – мінімальний діаметр проволочки; $k_{пруж}$ – коефіцієнт, враховуючий вплив кривизни витка; $k_{пруж} = 1,12$; приймаємо $D_{пруж} = 140 \text{ мм}$.

$$d_{пруж \min} = d_{пруж} - 0,05 = 12,9 - 0,05 = 12,85 \text{ мм}$$

$$\tau_{пруж} = \frac{8 \cdot 3022 \cdot 0,14 \cdot 10^{-3} \cdot 1,12}{3,14 \cdot (12,85 \cdot 10^{-3})^3} = 1052 \text{ МПа} \leq [\tau_{пруж}] = 1100 \text{ МПа}$$

Оскільки розрахункові параметри жорсткості задовольняють умову міцності та відповідають вимогам до пружного елемента, можна зробити

висновок, що вибрані конструктивні характеристики пружини є технічно обґрунтованими й придатними для подальшого використання в системі підвіски.

На наступному етапі виконується визначення кількості робочих витків пружини. Це значення має вирішальне значення для забезпечення заданої жорсткості пружного елемента, а також впливає на рівномірність розподілу навантаження по витках і довговічність елемента в умовах циклічних навантажень.

$$n_{\text{пруж р}} = \frac{G \cdot d_{\text{пруж}}^4}{8 \cdot C_{\text{пруж}} \cdot 10^{-3} \cdot D_{\text{пруж}}^3} \quad (3.18)$$

$$n_{\text{пруж р}} = \frac{7,8 \cdot 10^4 \cdot 12,9^4}{8 \cdot 28590 \cdot 10^{-3} \cdot 140^3} = 6,74 \approx 7$$

Після визначення числа робочих витків, необхідного для досягнення заданої жорсткості, наступним кроком є встановлення повного числа витків пружини. Це значення включає не лише активні (робочі) витки, що безпосередньо беруть участь у пружній деформації, а й додаткові — опорні або технологічні витки, які забезпечують правильне розміщення і кріплення пружини в конструкції.

Для обчислення загальної кількості витків використовується спеціально адаптована формула, яка враховує конструктивні особливості кінцевих зон, тип опор (шліфовані або не шліфовані кінці), а також умови навантаження.

$$n_{\text{пруж}} = n_{\text{пруж р}} + 1,5 \quad (3.19)$$

$$n_{\text{пруж}} = 7 + 1,5 = 8,5$$

3.1.3 Розрахунок характеристик направляючих елементів підвіски

На цьому етапі виконується визначення максимальної гальмівної сили, що діє на переднє колесо транспортного засобу. Розрахунок проводиться з метою подальшого аналізу навантаження на направляючі елементи підвіски, а також для перевірки їхньої працездатності в умовах граничних динамічних

навантажень.

Розрахунок здійснюється із застосуванням спеціалізованої формули, яка враховує масу автомобіля, величину коефіцієнта зчеплення, динамічне навантаження на передню вісь, а також ефективність гальмівної системи.

$$P_{\text{тор}} = M_{\text{под}} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{h_g \cdot \varphi_{\text{тор}}}{a} \right) \quad (3.20)$$

де $\varphi_{\text{тор}}$ – коефіцієнт зчеплення, $\varphi_{\text{тор}} = 0,8$; $h_g = 0,58$ м – висота центру тяжіння для повністю завантаженого автомобіля.

$$P_{\text{тор}} = 334,25 \cdot 9,81 \cdot \left(1 + \frac{0,58 \cdot 0,8}{1,495} \right) = 4297 \text{ Н}$$

Для проведення оцінки навантаження на важіль як одного з ключових направляючих елементів підвіски, необхідно визначити силу, що на нього діє під час роботи системи. Цей розрахунок дозволяє встановити фактичне навантаження, яке передається на шарнірні з'єднання та опори, що особливо важливо при аналізі міцності та жорсткості конструкції.

З метою виконання розрахунку будується відповідна розрахункова схема (див. рисунок 3.5), яка відображає характер прикладених сил, їхні напрямки та геометричне розміщення елементів підвіски. Далі, для визначення значення шуканої сили, застосовуються рівняння статички, які ґрунтуються на умовах рівноваги для плоскої системи сил.

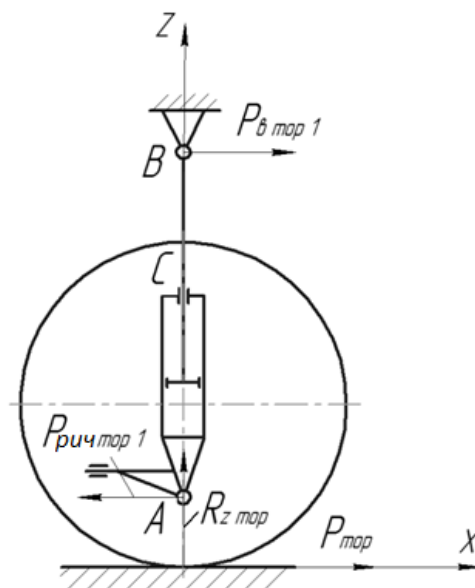


Рис. 3.5. Схема взаємодії сил у підвісці під час гальмування.

При аналізі дії сил у системі підвіски в умовах гальмування необхідно враховувати, що така система розглядається як статично визначна. Це означає, що для її розрахунку можна застосовувати класичні умови рівноваги, згідно з якими:

алгебраїчна сума моментів усіх сил відносно довільної точки дорівнює нулю;

алгебраїчна сума проекцій усіх прикладених сил на будь-яку координатну вісь також дорівнює нулю.

Для подальшого аналізу складемо рівняння моментів сил, прикладених до елементів конструкції, відносно заданої точки В. Це дозволить отримати величину сили, яка діє на важіль, та згодом перейти до розрахунку напруженого стану елемента.

$$P_{\text{мор}} \cdot (d + (c + 0) \cdot \cos \delta_0) - P_{\text{рич_мор1}} \cdot (c + 0) \cdot \cos \delta_0 = 0$$

На цьому етапі розрахунку необхідно отримати значення сили, що діє на відповідний елемент підвіски. Для цього застосовуємо спеціально сформульований розрахунковий вираз, який враховує геометричні параметри системи та умови прикладення навантажень.

$$P_{\text{рич_мор1}} = \frac{P_{\text{мор}} \cdot (d + (c + 0) \cdot \cos \delta_0)}{(c + 0) \cdot \cos \delta_0} \quad (3.21)$$

$$P_{\text{рич_мор1}} = \frac{4297 \cdot (180 + 612 \cdot \cos 13^\circ)}{612 \cdot \cos 13^\circ} = 5595 \text{ Н}$$

Для визначення величини згинаючого моменту, який виникає у важелі під час дії зовнішнього навантаження, застосуємо спеціально розроблену формулу. Вона враховує як величину діючої сили, так і плече її прикладання відносно обраної точки.

$$M_{\text{рич}} = P_{\text{рич_мор1}} \cdot l_{\text{рич}} \quad (3.22)$$

$$M_{\text{рич}} = 5595 \cdot 0,054 = 302 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для перевірки міцності нижнього важеля підвіски автомобіля застосовується спеціально розроблена формула, що дозволяє врахувати основні чинники, які впливають на його навантаження. Зокрема, вона дає змогу

визначити напруження, що виникає в критичному перерізі елемента, та порівняти його з допустимими значеннями.

$$\sigma_{pич} = \frac{M_{pич}}{W_{x_pич}} \leq [\sigma] \quad (3.23)$$

Оскільки нижній важіль конструктивно має форму прямокутного поперечного перерізу, його момент опору визначається із застосуванням відповідної інженерної формули. Такий розрахунок є необхідним для аналізу міцності елемента в умовах навантаження, що викликає згин.

$$W_{x_pич} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (3.24)$$

$$W_{x_pич} = \frac{0,022 \cdot 0,028^2}{6} = 2,875 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\sigma_{pич} = \frac{302}{2,875 \cdot 10^{-6}} = 105 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 300 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

3.1.4 Розрахунок характеристик демпфувального елемента

На наступному етапі необхідно визначити коефіцієнт демпфування підвіски. Для цього застосовуємо спеціалізовану розрахункову формулу, яка враховує кінематичні особливості підвіски, масу нагруженої частини автомобіля та характеристики амортизаторної стійки. Отримане значення використовують для коректного налаштування демпфувальної сили та забезпечення оптимального балансу між комфортом руху й керованістю транспортного засобу.

$$K_n = 2 \cdot \psi \cdot \sqrt{C_{нод} \cdot M_{нод}} \quad (3.25)$$

де ψ – коефіцієнт аперіодичності, $\psi = 0,2 \dots 0,3$; приймаємо $\psi = 0,2$;

$$K_n = 2 \cdot 0,2 \cdot \sqrt{16378,25 \cdot 334,25} = 936 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

Визначення коефіцієнта опору амортизатора здійснюється на основі спеціалізованої аналітичної формули, яка враховує кінематичні та динамічні

характеристики підвіски. Цей коефіцієнт характеризує ступінь енергоємності амортизаційного елемента та його здатність поглинати коливання, що виникають під час руху автомобіля нерівними дорогами.

$$K = K_n \cdot i_x^2 \quad (3.26)$$

$$K = 936 \cdot 1,006^2 = 947 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

Для розрахунку коефіцієнтів опору амортизатора при фазах стиску та відбою використовується спеціально розроблена формула, яка дозволяє врахувати специфіку роботи амортизатора на різних етапах його циклу.

$$K_c = \frac{(0,1 \dots 0,25) \cdot 2 \cdot K}{(1,1 \dots 1,25)} \quad (3.27)$$

$$K_0 = 2 \cdot K - K_c \quad (3.28)$$

$$K_c = \frac{0,2 \cdot 2 \cdot 947}{1,15} = 329 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

$$K_0 = 2 \cdot 947 - 329 = 1565 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

Для оцінювання зусиль тертя, що виникають в амортизаційному елементі під час фаз стиску та відбою, доцільно скористатися спеціально адаптованою формулою, яка враховує умови спрацювання розвантажувальних клапанів. Розрахунок таких сил дає змогу кількісно оцінити вплив опору тертя на загальну демпфуючу здатність підвіски та забезпечує основу для точного налаштування характеристик амортизатора згідно з вимогами до динамічної поведінки транспортного засобу.

$$R = V_k \cdot K \quad (6.29)$$

де V_k – коефіцієнт аперіодичності, $V_k = 0,25 \dots 0,3$; приймаємо $V_k = 0,25$;

$$R_c = 0,25 \cdot 329 = 82 \text{ Н}$$

$$R_0 = 0,25 \cdot 1565 = 391 \text{ Н}$$

У сучасних конструкціях легкових автомобілів коливальні процеси кузова відбуваються з поступовим затуханням, що характеризується демпфувальним коефіцієнтом у межах від $\psi = 0,15$ до $0,35$. Для цілей інженерного розрахунку за

типової експлуатаційної моделі, як правило, використовується усереднене значення коефіцієнта демпфування, що дорівнює $\psi = 0,2$. Такий підхід дозволяє забезпечити оптимальну відповідність між комфортом руху та ефективністю демпфування коливань.

Прийmemo $\psi = 0,2$; хід амортизатора масляного $-h = 125\text{mm}$; $g1 = 535$ кг – частина маси автомобіля, що приходить на передній амортизатор, $g2 = 420$ кг – частина маси автомобіля, що приходить на задній амортизатор.

Частотну характеристику роботи амортизатора, зокрема для передньої та задньої підвіски, визначають у герцах з використанням спеціально розробленого аналітичного виразу.

$$\phi_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g1}{h_{\square}}} \text{ Гц} \quad (3.30)$$

$$\phi_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g2}{h_{\square}}} \text{ Гц} \quad (3.31)$$

$$\phi_0 = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{535}{125}} = 3,3$$

$$\phi_0 = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{535}{125}} = 2,9$$

3.1.5 Оцінювання теплонапруженого стану амортизатора

Для перевірки ефективності роботи амортизатора в умовах тривалого теплового навантаження необхідно провести розрахунок його теплового стану. Цей аналіз виконується із застосуванням спеціально виведеного аналітичного виразу, що дозволяє визначити допустимість температурного режиму експлуатації амортизатора та прийнятність його конструктивних параметрів у контексті забезпечення термостійкості системи.

$$t_{амор} = \frac{N_{рас}}{427 \cdot k_{\tau} \cdot S_{амор}} + t_0 < [t_{амор}] \quad (6.32)$$

де k_τ – коефіцієнт тепловіддачі, $k_\tau = 45...60 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{с}$; приймаємо $k_\tau = 50$; t_0 – температура навколишнього середовища, $t_0 = 40^\circ \text{C}$; $[t_{\text{амор}}]$ – максимальна температура нагріву стінок амортизатора, $[t_{\text{амор}}] = 100...110^\circ \text{C}$;

Потужність, яку розсіює амортизатор під час роботи, обчислюється на основі спеціалізованого розрахункового виразу, що дає змогу точно оцінити рівень енергетичних втрат, пов'язаних із процесом гасіння коливань.

$$N_{\text{рас}} = 0,5 \cdot (K_c + K_0) \cdot V_k^2 \quad (6.33)$$

$$N_{\text{рас}} = 0,5 \cdot (329 + 1565) \cdot 0,25^2 = 59 \text{ Вт}$$

Площу теплообмінної поверхні стінок амортизатора визначають за спеціально підібраним аналітичним виразом, що враховує геометричні параметри корпусу та забезпечує достатню точність для подальшої оцінки теплових процесів.

$$S_{\text{амор}} = \pi \cdot D_{\text{цил}} \cdot \left(H_{\text{цил}} + \frac{D_{\text{цил}}}{2} \right) \quad (7.34)$$

$$S_{\text{амор}} = 3,14 \cdot 0,052 \cdot \left(0,29 + \frac{0,052}{2} \right) = 0,0516 \text{ м}^2$$

$$t_{\text{амор}} = \frac{64}{427 \cdot 50 \cdot 0,0516} + 40 = 40,06^\circ \text{C} < [t_{\text{амор}}]$$

З отриманих розрахункових результатів встановлено, що переважна частка теплової енергії, яка утворюється в процесі демпфування, ефективно передається в навколишнє середовище.

Розрахунок поршня гідравлічного амортизатора здійснюється на основі аналітичних залежностей, що застосовуються для визначення напруженого стану круглих пластин. Зокрема, оцінка запасу міцності за критерієм згину виконується з урахуванням припустимих граничних значень напружень: для згинального напруження приймається обмеження $\sigma_z = \sigma_\tau \leq 1800 \text{ МПа}$, а максимальне напруження, яке виникає у поршні, становить $\sigma_{\text{max}} = 700 \text{ МПа}$. Для масляних амортизаторів допустиме дотичне напруження σ_τ обмежується величиною 1400 МПа . Визначення запасу міцності здійснюється із

застосуванням спеціально адаптованої формули:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\max}}. \quad (3.35)$$

$$n_{\sigma} = \frac{1400}{700} = 2.$$

Запас міцності за напруженнями кручення за умови $\tau_z = \tau_{\tau} \leq 700$ МПа; $\tau_{\max} = 50$ МПа, у нашому випадку τ_{τ} дорівнює 500 МПа:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{\tau}}{\tau_{\max}}. \quad (3.36)$$

$$n_{\tau} = \frac{500}{50} = 10.$$

Комплексну оцінку міцності поршня здійснюють шляхом визначення загального запасу міцності, що розраховується на основі спеціально виведеної аналітичної залежності.

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq |n|. \quad (3.37)$$

$$n = \frac{2 \cdot 10}{\sqrt{2^2 + 10^2}} = 1,96 \geq |n|.$$

Розрахований загальний коефіцієнт запасу міцності має відповідати критерію допустимості, тобто забезпечувати виконання умови експлуатаційної надійності конструкції в реальних умовах навантаження. Це свідчить про те, що значення запасу міцності повинне бути не нижчим за нормативне, встановлене відповідними стандартами та вимогами до елементів амортизатора.

$$|n| \geq 2. \quad (3.38)$$

4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Вплив шуму на організм людини і розробка заходів по зниженню рівня шуму в цеху

Шум є одним з найбільш розповсюджених факторів зовнішнього середовища, що несприятливо впливають на людину. При гігієнічній оцінці під терміном «шум» мають на увазі всякий неприємний чи небажаний звук (чи сукупність звуків) поза залежністю від його характеру і природи виникнення.

Шум характеризують наступні ознаки:

рівень сили чи звуку голосності шуму. Ніж голосніше шум, тим більше дратівна дія він робить;

частотний склад шуму. Шуми з перевагою звуків високих частот (скрегіт, різкий свист, дзенькіт металу і т.п.) більш турбують, чим низькі, стугонливі шуми;

ритмічність шуму. При рівномірному ритмі несильний шум може діяти заспокійливо, що присипляє (стукіт коліс у вагоні потяга, цокання годин і т.п.). При нерівномірному ритмі шум діє подразливо, тому що людина знаходиться в постійному чеканні його поновлення.

Людина з нормальним слухом сприймає звуки з частотою від 20 до 16000 герців (Гц), тобто від 20 до 16000 коливань у секунду. Ці коливання і називаються власне звуком. Звуки з частотою менш 20 Гц називаються інфразвуками, з частотою вище 16000 Гц – ультразвуками. Вони не сприймаються нашим органом слуху.

Вухо має найбільшу чутливість в області частот від 500 до 5 000 Гц. Слуховой поріг на цих частотах досягає найменшої величини.

Як при більш низьких, так і при більш високих частотах крива порога чутності круто підвищується. Верхня границя слухового діапазону – поріг болючого відчуття – мало залежить від частоти.

Як складний звук, шум може бути розкладений на прості складові його тони з указівкою сили і частоти кожного тону. Графічне зображення складу шуму називається спектром шуму і є найважливішою його характеристикою. Спектр шуму вказує розподіл коливальної енергії по звуковому діапазоні частоти.

В залежності від рівня і спектра шуму розрізняється кілька ступенів його впливу на людину:

шум 120–140 дБ здатний обумовити механічне ушкодження органа слуху;

шум 100–120 дБ на низьких частотах і 80–90 дБ на середніх і високих частотах може викликати необоротні зміни в органі слуху і привести до зниження слуху і розвитку приглухуватості;

шум більш низьких рівнів утрудняє розбірливість мови, може впливати на нервову систему людини, підвищувати стомлюваність, знижувати продуктивність праці, заважати нормальному відпочинку і розумовій праці.

Сила звуку на порозі болючого відчуття перевищує силу звуку на порозі чутності в 107 разів. Орган слуху охоплює настільки широкий діапазон сприйняття звукової енергії завдяки тому, що не дробить її на мізерно малі величини. Як більш голосна сприймається лише та сила звуку, що більше попередньої на 26 відсотків. Однаковий приріст голосності органом слуху відзначається тільки в тому випадку, якщо сила звуку змінюється в однакове число раз, а не на якесь число одиниць.

Шум шкідливо впливає не тільки на орган слуху, але і на весь організм у цілому, і в першу чергу на центральну нервову систему. Люди, що працюють в умовах шуму, скаржаться на швидку стомлюваність, головний біль, неврастенію. При впливі шуму на організм може також відбуватися ряд несприятливих змін з боку різних внутрішніх органів: підвищується тиск крові, чи учащається замедлюється ритм серцевих скорочень, знижується секреторна здатність слинних і шлункових залоз, знижується кислотність шлункового соку. У людини послаблюється увага, страждає, пам'ять, можуть виникнути різні захворювання периферичної нервової системи (неврози,

розлади чутливості). У результаті може значно знизитися продуктивність праці. Тому боротьбі із шумом на підприємствах повинне бути приділена особлива увага.

4.2 Органи державного нагляду за охороною праці на підприємстві

Відповідно до Закону України „Про охорону праці” (ст. 44) державний нагляд за додержанням законодавчих та інших нормативних актів про охорону праці здійснюють:

- комітет по нагляду за охороною праці України (Держнагляд-охоронпраці);
- державний комітет України з ядерної та радіаційної безпеки;
- органи державного пожежного нагляду управління пожежної охорони Міністерства внутрішніх справ України;
- органи та заклади санітарно-епідеміологічної служби Міністерства охорони здоров'я України.

Вищий нагляд за додержанням і правильним застосуванням законів про охорону праці здійснюється Генеральним прокурором України і підпорядкованими йому прокурорами.

Органи державного нагляду за охороною праці не залежать від будь-яких господарських органів, об'єднань громадян, політичних формувань, місцевих державних адміністрацій і Рад народних депутатів та діють відповідно до положень, що затверджуються Кабінетом Міністрів України.

Посадові особи органів державного нагляду за охороною праці (державні інспектори) мають право:

- безперешкодно в будь-який час відвідувати підконтрольні підприємства для перевірки дотримання законодавства про охорону праці, одержувати від власника необхідні пояснення, матеріали та інформацію з даних питань;
- надсилати керівникам підприємств, а також їх посадовим особам, керівникам структурних підрозділів Ради Міністрів Республіки Крим, місцевих Рад народних депутатів, міністерств та інших центральних органів державної

виконавчої влади, обов'язкові для виконання розпорядження (приписи) про усунення порушень і недоліків в галузі охорони праці;

- зупиняти експлуатацію підприємств, окремих виробництв, цехів, дільниць, робочих місць і обладнання до усунення порушень вимог щодо охорони праці, які створюють загрозу життю або здоров'ю працюючих;

- притягати до адміністративної відповідальності працівників, винних у порушенні законодавчих та інших нормативних актів про охорону праці;

- надсилати власникам, керівникам підприємств подання про невідповідність окремих посадових осіб займаній посаді, передавати в необхідних випадках матеріали органам прокуратури для притягнення їх до кримінальної відповідальності.

Органи державного нагляду за охороною праці встановлюють порядок опрацювання і затвердження власниками положень, інструкцій та інших актів про охорону праці, що діють на підприємствах, розробляють типові документи з цих питань.

Власник повинен безплатно створити необхідні умови для роботи представників органів державного нагляду за охороною праці.

Посадові особи органів державного нагляду за охороною праці несуть відповідальність за виконання покладених на них обов'язків згідно з законодавством.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У межах дослідження виконано детальний аналіз конструктивних елементів підвіски та їх впливу на кінематичні та динамічні характеристики автомобіля. Особливу увагу приділено параметрам пружних, направляючих та демпфувальних елементів, що дозволило встановити їх оптимальні значення для підвищення ефективності роботи підвіски.

У технологічному розділі обґрунтовано вибір методів відновлення деталей підвіски, представлено поетапну технологічну послідовність усунення дефектів, а також обрано відповідне обладнання й інструмент для реалізації ремонтного процесу. Розраховано припуски на обробку, що забезпечують якісне відновлення геометричних параметрів елементів конструкції.

Проведено повноцінні розрахунки механічних навантажень на ключові елементи підвіски з урахуванням гальмування та дії динамічних навантажень. Запропоновано модифікації нижнього важеля, пружини й амортизатора, які дозволяють зменшити теплове навантаження та підвищити довговічність амортизуючих властивостей системи.

Розглянуто заходи щодо зниження шкідливого впливу шуму на працівників цеху, а також проаналізовано роботу органів державного нагляду в контексті охорони праці, що свідчить про комплексний підхід до організації безпечного виробництва.

Отримані результати мають практичну цінність і можуть бути використані при розробці рекомендацій з удосконалення підвісок у комерційному автотранспорті. Виконана робота демонструє здатність автора самостійно виконувати інженерно-аналітичні дослідження, що відповідає вимогам до бакалаврського рівня підготовки.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. О.Л. Ляшук, Ю.І. Пиндус, М.Г. Левкович, Гупка А.Б., Хорошун Р.В. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра за освітнім рівнем «бакалавр галузі знань 27 «Транспорт» спеціальність 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2022. – 61 с.
2. Технічний контроль стану дорожніх машин / Малишев В., Кущевська Н., Петренко Т, Докуніхін В. - Університет "Україна", 2022. 252 с
3. Підручник з будови автомобіля. Видання третє. Виправлене й доповнене – Моноліт 2021 – 288 с
4. Коноваленко О.Д., Черниш А.А. Ідентифікація транспортних засобів: навчальний посібник. – Харків: Мадрид, 2020. – 259 с.
5. Кошель С. О.,Березін Л. М., Кошель Г. В. Технічна механіка. Розділ "Теорія механізмів і машин" -Центр навчальної літератури (ЦУЛ) 2020 – 156 с.
6. Кисликов В.Ф., В.В. Лущик Будова і експлуатація автомобілів. Підручник - Либідь м.Київ, 2018 – 400с.
7. Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с
8. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с
9. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с
10. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник. — Харків : Точка, 2016. – 232 с.
11. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
12. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.

13. Войналович, О. В., Марчиниша, Є. І., Кофто, Д. Г. (2020).
Охорона праці в галузі (автомобільний транспорт): навчальний посібник.
Харків: ХНАДУ. 695 с.
14. Ткаченко І. Г., Левкович М. Г. Конспект лекцій з дисципліни
«Надійність транспортних засобів». Тернопіль : ТНТУ, 2024. 118 с.
15. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів:
Підручник. – 8-те вид. - К.: Либідь, 2018. – 400 с.
16. Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. – К.:
Либідь, 2016. – 400 с. 5. Ю.А.
17. О.П. Строков, М.Г. Макаренко, В.Ф.Фролов Технічне
обслуговування та ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів.
Підручник: У 2 кн. К.: Грамота, 2005.