

Форма № 24

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний інститут, Транспортний факультет
 (повне найменування інституту, назва факультету)

Автомобілі
 (повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
 до дипломного проєкту (роботи)

Магістр
 (ступінь вищої освіти)

на тему Обґрунтування параметрів травмобезпечного пристрою рульового керування автомобіля категорії М1

Виконав: студент II курсу, групи T-119м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
 (код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
Колісні та гусеничні транспортні засоби

Батрух Р.О.
 (прізвище та ініціали)

Керівник Кубич В.І.
 (прізвище та ініціали)

Рецензент Острогляд О.О.
 (прізвище та ініціали)

2020

Форма № 25

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
 (повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний
 Кафедра Автомобілі
 Ступінь вищої освіти Магістр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
 Освітня програма (спеціалізація) Колісні та гусеничні транспортні засоби
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Сосик А.Ю.

« 13 » 12 2020 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Батрух Роман Олександрович(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи): Обґрунтування параметрів травмобезпечного пристрою рульового керування автомобіля категорії М1

керівник проєкту (роботи) к.т.н. доцент Кубіч В.І.(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 06 » листопада 2020 року № 312

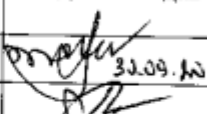
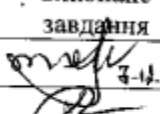
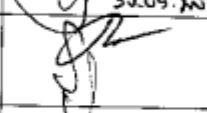
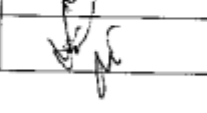
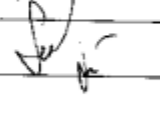
2. Строк подання студентом проєкту (роботи): 8 грудня 2020 року3. Вихідні дані до проєкту (роботи): Типові конструкції травмобезпечних пристроїв

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
 - аналіз стану питань у дослідженнях спрямованих на використання травмобезпечних пристроїв в автомобілебудуванні;

- техніко- експлуатаційна характеристика травмобезпечного механізму;- обґрунтування методів дослідження та попередній розрахунок травмобезпечного пристрою рульового механізму;- аналітичний розрахунок норми надійності та розрахунок на зминання;- економічні аспекти витрат на виконання досліджень;- охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
презентація на аркушах А4

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймав виконане завдання
Дослідницький	к.т.н. доцент Кубіч В.І.	 30.09.20	 30.09.20
Економічний	професор Пожусва Т.О. професор Левченко Н.М.		
Охорона праці	к.т.н. доцент Лазуткін М.І.		

7. Дата видачі завдання « 30 » вересня 2020 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Срок виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Узгодження теми дослідження		
2	Здійснення аналізу літературних джерел щодо обраного напрямку дослідження		
3	Аналіз конструкції об'єкту дослідження		
4	Аналітичні розрахунки норми надійності		
5	Аналітичні розрахунки фізичних параметрів об'єкту дослідження		
6	Економічні аспекти витрат на виконання досліджень		
7	Розробка заходів щодо охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях		
8	Оформлення пояснювальної записки та представлення роботи до захисту		

Студент(ка)

Керівник проєкту (роботи)

Батрух Р.О.

(прізвище та ініціали)

Кубіч В.І.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 114 с., 6 табл., 24 рис., 53 джерела.

ТРАВМОБЕЗПЕКА, РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ, МІЦНІСТЬ, КЕРМО, ЕНЕРГОПОГЛИНАЮЧИЙ ПРИСТРІЙ, ЗНОС, ВИПРОБОВУВАННЯ, ТИСК, ЗМИНАННЯ, МОДЕЛЬ, ЕЛЕМЕНТ, КОНСТРУКЦІЯ.

Інженерно технічний об'єкт – травмобезпечний елемент рульового керування переднепривідного автомобіля категорії М1.

Мета дослідження – розробка заходів щодо обґрунтування параметрів травмобезпечного рульового керування з поліпшеними експлуатаційними властивостями.

Об'єкт дослідження – процес навантаження травмобезпечного елемента.

Предмет дослідження – міцність матеріалів та показники надійності перфорованого травмобезпечного валу під час нормальних та критичних навантажень.

Методи дослідження – аналіз та узагальнення інформації; розрахунок норми надійності перфорованого валу; розрахунок норм надійності травмобезпечних систем при критичних навантаженнях; розрахунок перфорованого на кручення та зминання.

Задачі дослідження:

- здійснення аналізу конструкції пристроїв травмобезпечного рульового керування та окремих їх елементів;

- проведення аналізу експлуатаційної надійності окремих елементів що застосовані в пристрої травмобезпечного рульового керування;

- розглянути та запропонувати техніко–експлуатаційну характеристику травмобезпечного елемента з поліпшеними експлуатаційними властивостями;

- обґрунтувати рішення щодо застосування травмобезпечного елемента в конструкції рульового керування;

- провести розрахунок норми надійності обраного елемента;

- виконати розрахунок травмобезпечного валу на зминання та кручення;

- розглянути параметри та матеріалу травмобезпечного елемента;

- визначити витрати на проведення науково дослідної роботи та розрахована економічна ефективність дослідницької роботи;

- розробити заходи технічної безпеки, на місцях проведення дослідницької роботи, а також з заходами забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці і пожежної безпеки.

Напрямок дослідження полягає в поширенні наукових підходів щодо визначення та обґрунтування експлуатаційних властивостей та параметрів травмобезпечного елемента автомобіля категорії М1.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	10
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАНЬ У ДОСЛІДЖЕННЯХ СПРЯМОВАНИХ НА ВИКОРИСТАННЯ ТРАВМОБЕЗПЕЧНИХ ПРИСТРОЇВ В АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ.....	11
1.1 Із історії розвитку автомобілебудування.....	11
1.2 Загальний аналіз пристроїв травмобезпечного рульового керування та окремих їх елементів.....	12
1.2.1 Особливості роботи елементів.....	12
1.2.2 Особливості компонування рульових механізмів з травмобезпечними пристроями в автомобілях категорії М1.....	15
1.2.3 Застосування демпфуючих елементів у складі травмобезпечних пристроїв.....	18
1.3 Аналіз експлуатаційної надійності окремих елементів котрі застосовуються в пристрої травмобезпечного рульового керування.....	19
1.3.1 Прояви змін конструктивних параметрів травмобезпечних пристроїв під час експлуатації.....	19
1.3.2 Прояви змін властивостей матеріалу з якого виготовлений елемент травмобезпечного пристрою.....	21
1.4 Аналіз патентної інформації щодо вдосконалення травмобезпечних пристроїв.....	21
1.5 Формулювання основних категорій наукового дослідження.....	24
1.6 Висновки до розділу 1.....	25
РОЗДІЛ 2. ТЕХНІКО–ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАВМОБЕЗПЕЧНОГО МЕХАНІЗМУ.....	26
2.1 Вимоги нормативних документів щодо травмобезпечних пристроїв.....	26

2.2 Опис конструкції травмобезпечного пристрою, що досліджується.....	27
2.2.1 Аналіз конструкції рульового механізму автомобіля – прототипу.....	27
2.2.2 Обґрунтування рішення щодо застосування травмобезпечного елементу в конструкції рульового керування.....	30
2.3 Складання графічної моделі навантажень у пристрої, що досліджується.....	31
2.4 Попередній розрахунок норми надійності травмобезпечного пристрою, що досліджується	33
2.5 Висновки до розділу 2.....	34
РОЗДІЛ 3 ОБґРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПОПЕРЕДНІЙ РОЗРАХУНОК ТРАВМОБЕЗПЕЧНОГО ПРИСТРОЮ РУЛЬОВОГО МЕХАНІЗМУ	35
3.1 Загальна характеристика методів дослідження.....	35
3.2 Методи випробувань травмобезпечних пристроїв рульових керувань.....	37
3.3 Методи розрахунків на міцність елементів конструкції травмобезпечних пристроїв.....	43
3.4 Розрахунок травмобезпечного рульового пристрою запропонованої конструкції.....	44
3.5 Методика розрахунків на втомну міцність матеріалу елемента травмобезпечного пристрою	47
3.6 Методика побудування характеристики руйнувань матеріалу елемента травмобезпечного пристрою.....	56
3.7 Висновки до розділу 3.....	61
РОЗДІЛ 4. АНАЛІТИЧНІ РОЗРАХУНКИ НОРМИ НАДІЙНОСТІ ТА РОЗРАХУНОК НА ЗМИНАННЯ.....	62
4.1 Розрахунок норми надійності обраного елемента.....	62

4.1.1 Розрахунок норми надійності при роботі травмобезпечного елемента в режимі №1.....	63
4.1.2 Розрахунок норми надійності при роботі травмобезпечного елемента в режимі №2.....	72
4.2 Розрахунок полого трубчатого валу.....	76
4.3 Розрахунок травмобезпечного валу на зминання.....	78
4.4 Обґрунтування параметрів та матеріалу травмобезпечного елемента.....	81
4.4.1 Геометричні розміри і форма елемента.....	82
4.4.2 Вибір матеріалів відповідно до умов експлуатації.	
Порівняльна оцінка.....	83
Висновки до розділу.....	85
РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ ВИТРАТ НА ВИКОНАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	87
5.1 Визначення трудомісткості та тривалості НДР.....	87
5.2 Визначення витрат на проведення НДР.....	90
5.2.1 Визначення витрат на матеріали.....	90
5.2.2 Розрахунок заробітної плати.....	91
5.2.3 Внески на соціальні заходи.....	92
5.4 Розрахунок економічної ефективності роботи.....	92
Висновки до розділу 5.....	94
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	95
6.1 Аналіз потенційних небезпек.....	95
6.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки.....	96
6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	96
6.4 Заходи пожежної безпеки.....	103
6.5 Організація цивільного захисту на промисловому об'єкті.....	104

Висновки до розділу 6.....	106
ВИСНОВКИ.....	107
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	109

ВСТУП

У зв'язку з розвитком автомобілебудування та поліпшення якості, надійності і технічних характеристик автомобіля, тема використання травмобезпеки є не достатньо розглянутою. На сьогоднішній день пасивні та активні елементи займають провідну роль у виготовленні авто, що полегшує використання автомобілів, а так само зберігає життя водієві.

Травмобезпечні пристрої є доступним способом для забезпечення зниження травм внаслідок аварії, але опис надійності, у більшості виготовлених на сьогоднішній день деталей – відсутній. Що підштовхує на дослідження, аналіз і опис даної теми.

Наявний у вітчизняному автомобілебудуванні досвід використання автомобіля, з використанням травмобезпечних пристроїв, не отримав достатнього розвитку. Істотним стримуючим фактором для вітчизняного автомобілебудування є те, що недостатньо вивчені особливості в характерних і специфічних елементах автомобіля, наявні рекомендації щодо формування концепції розподілу і вибору елементів травмобезпеки, , але в ряді випадків використання неметалевих запчастин є суперечливим. Відсутні інженерні методи розрахунку специфічних травмобезпечних елементів, а також розрахунку коефіцієнта тертя у рухомих вузлах , та довговічності таких запчастин.

Актуальність науково-дослідних робіт в напрямку вивчення травмобезпечних елементів в конструкції рульового керування автомобіля, аналізу матеріалу, аналізу навантажень та сил які діють на вузол, а також технічних вимог до них, розробки інженерних методів розрахунку, що забезпечують необхідний технічний рівень на ранніх стадіях проектування елементів, стає, очевидною.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАНЬ У ДОСЛІДЖЕННЯХ СПРЯМОВАНИХ НА ВИКОРИСТАННЯ ТРАВМОБЕЗПЕЧНИХ ПРИСТРОЇВ В АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ

1.1 Із історії розвитку травмобезпечних пристроїв

Тенденція збільшення вимог до наявності елементів пасивної безпеки в загальній комплектації автомобіля почала набирати обертів досить давно. У 1905 р. німецький інженер-механік Фредерік Р. Сіммс встановив на автомобілях «Simms-Welbeck» перші бампери, в яких були встановлені пневматичні елементи для поглинання енергії удару. До 1950 років автомобілі поступово ставали не просто предметом розкоші, а звичайним засобом пересування, що вимагають підвищення безпеки водія і пасажирів шляхом впровадження різних систем і приладів, які в майбутньому стали називатися пасивними.

В кінці 1940 р. компанія Volvo розробила концепцію високоміцного каркаса («житлової капсули»), що зменшує силу удару. На початку 1950 р. співробітник компанії Daimler-Benz Бела Барені, в майбутньому визнаний «батьком пасивної безпеки автомобіля», пропонує революційну на той час ідею створення безпечного салону.

Концепція була комбінацією удароміцної «житлової капсули», яка мала досить вільного простору для пасажирів і зминаючихся при ударі енергопоглинаючих зон, що знаходяться в передній і задній частинах автомобіля. Першим же автомобілем, в який повноцінно були закладені принципи пасивної безпеки, запропоновані Барені, став Mercedes– Benz W111 вийшов на ринок в 1959 р. У 1967 р. все той же Барені пропонує прототип рульової колонки зі складним елементом, яка в разі зіткнення не наносила водієві сильних каліцтв.

Також складну рульову колонку використовували на автомобілях Формули-1. Лише з 1968 р. уряд США на законодавчому рівні змусив всіх автовиробників Америки, використовувати в автомашинах технологію складної рульової колонки. Але на відміну від Американських автомобілів, в інших країнах встановлення цієї технології набуло поширення лише після гибелі легендарного автогонщика Айртона Сенни [1].

1.2 Загальний аналіз пристроїв травмобезпечного рульового керування та окремих його елементів

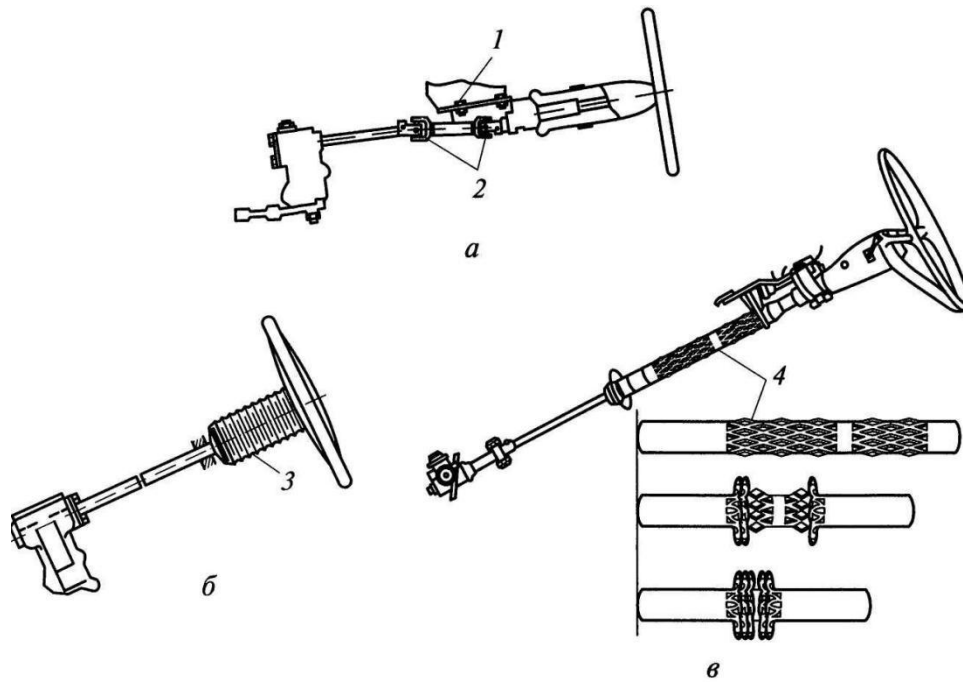
1.2.1 Особливості роботи елементів

Травмобезпечний рульовий механізм являється одним із елементів пасивної безпеки автомобіля.

Рульовий механізм може бути причиною серйозної травми водія при лобовому зіткненні автомобіля з перешкода. Травма може бути нанесена при зминанні передньої частини автомобіля. Водій може отримати травму також при різкому переміщенні вперед в результаті лобового зіткнення.

Існують травмобезпечні рульові механізми різноманітних конструкцій. Основна вимога до них – поглинання енергії удару, тобто, зниження зусилля, яке наносить травму водію.

По-перше, для надання рульовим механізмам травмобезпечних якостей встановлювали рульове колесо з утопленою маточиною і двома ступицями, що дозволило значно знизити тяжкість отриманих пошкоджень при ударі. В подальшому, крім цього, стали встановлювати спеціальний енергопоглинаючий елемент [2].



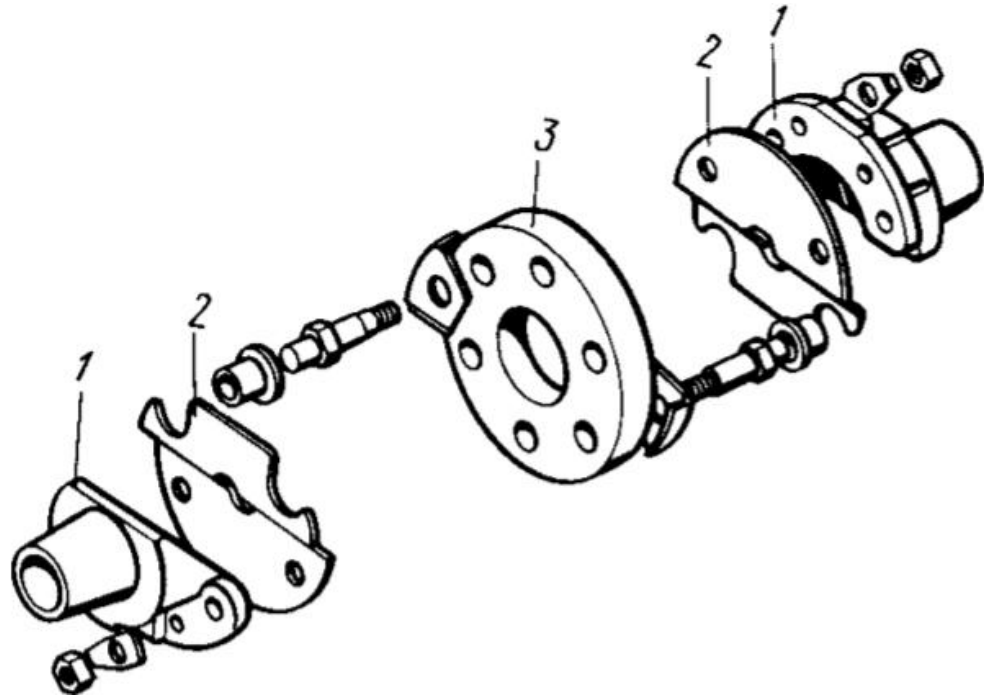
а – рульовий вал, який складається з трьох частин; б – рульовий вал з енергопоглинаючим пристроєм сифонного типу; в – рульовий вал з перфорованою трубою; 1 – кронштейн; 2 – карданний шарнір; 3 – циліндр; 4 – труба

Рисунок 1.1 – Травмобезпечні рульові механізми легкового автомобілю

В ряді зарубіжних конструкцій енергопоглинаючим елементом рульового механізму слугує сифон, з'єднуючий рульове колесо з рульовим валом (рисунок 1.1, б), або сам рульовий вал, в верхній частині представляючий собою перфоровану трубу (рисунок 1.1, в). На рисунку показані послідовні фази деформації перфорованої труби і максимальна деформація, котра для цієї конструкції значна.

Також існує рульовий механізм легкового автомобіля (рисунок 1.1, а), рульовий вал якого складається з трьох частин, з'єднаних карданными шарнірами 2, а роль енергопоглинаючого пристрою виконує спеціальне кріплення рульового валу до кузова автомобіля. При лобовому зіткненні, коли передня частина автомобіля деформується, рульовий вал складається і незначно переміщається до салону кузова автомобіля. При цьому кронштейн

1 кріплення рульового валу деформується і отримує частину енергії удару [3].



1 – фланець; 2 – запобіжна пластина; 3 – резинова муфта

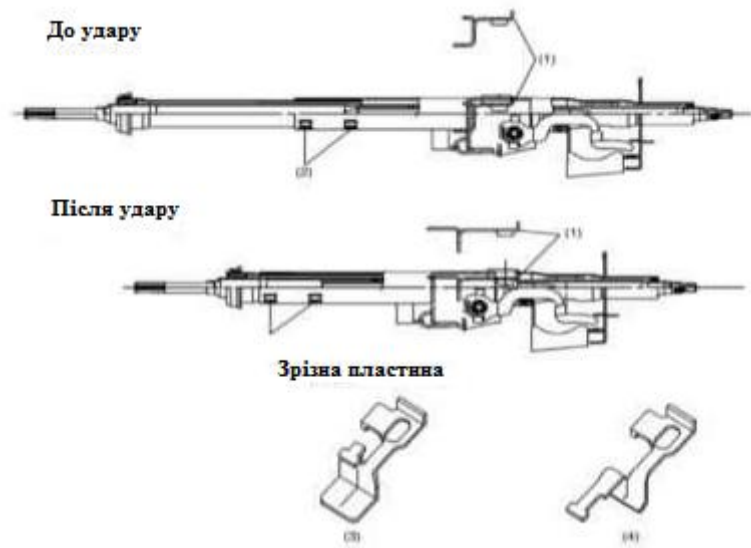
Рисунок 1.2 – Травмобезпечний рульовий механізм автомобіля ГАЗ– 3102

На автомобілі ГАЗ– 3102 енергопоглинаючий елемент травмобезпечного рульового механізму представляє собою резинову муфту, встановлену між верхньою і нижньою частинами рульового валу (рисунок 1.2) [4].

Деяке застосування знайшли енергопоглинаючі елементи рулевих механізмів, в котрих дві частини рульового валу з'єднуються за допомогою деяких продольних пластин, приварюваних до кінців з'єднуємих валів і які деформуються при ударі. Такий енергопоглинаючий пристрій носить назву “японський ліхтарик”.

З метою погашення енергії удару який зміщується при лобовому зіткненні назад силового агрегату в трубку рульової колонки встановленні кулачкові фіксатори, які руйнуються при перевищенні виникаючого перевантаження деякого певного значення. При руйнуванні фіксаторів вони

стикаються мисками один з одним, сприймаючи на себе згинаюче колонне навантаження(рисунок 1.3).



1 – зрізна пластина; 2 – кулачкові фіксатори; 3 – зрізна пластина перед ударом; 4 – зрізна пластина після удару

Рисунок 1.3 – Принцип дії ударопоглинаючої рульової колонки

Еще одним пристроєм, покликаним поглинати енергію продольного удару являється зрізна пластина, яка встановлюється між рульовою колонкою і закріпленням на несучій балці кронштейном фіксуючого механізму регулювання висоти положення колонки. При перевищенні виникаючого перевантаження деякого певного значення упор пластини зрізується, динамічно поглинаючи енергію удару.

1.2.2 Особливості компонування рулевих механізмів з травмобезпечними пристроями в автомобілях категорії М1

В типажі автомобілів категорії М1 існують такі компоновки розташування ведучих коліс [3].

Задній привод: конструкція трансмісії автомобіля, коли обертальний момент, створюваний двигуном, передається на задні колеса.

Передній привод: конструкція трансмісії автомобіля, коли обертальний момент, створюваний двигуном, передається на передні колеса.

Повний привід: всі колеса ведучі.

Для передньопривідних автомобілів використовують рульовий вал що складається з трьох частин (Лачетти, KIA Спектра, Рено Логан), еластичні резинові муфти (ВАЗ– 2108, ВАЗ– 2110).

Для задньопривідних автомобілів використовують проміжний рульовий вал, еластичні резинові муфти, (ВАЗ– 2104, ГАЗ– 24, ГАЗ– 3102), а також розрізні муфти (ЗАЗ– 968М). В зарубіжних варіантах ГАЗ– 3102 зустрічається використання сильфону який з'єднує рульове колесо з рульовим валом; сам рульовий вал в даному виконанні представляє перфоровану трубу.

Для повнопривідних автомобілів використовують рульовий вал, що складається з трьох частин (ВАЗ– 2121)

За типом розташування двигунів розрізняють [3]:

- задньомоторна компоновка;
- центральномоторна компоновка;
- передньомоторна.

В задньомоторній компоновці двигун виконан ззаду, за задньою віссю. Ведучі колеса задні (в рідких випадках привід повний). Двигун і трансмісія об'єднані в один компактний агрегат, однак тут ведучі і керовані колеса розділені, що спрощує конструкцію. Багажник розташований спереду. Зазвичай задня вісь являється більш навантаженою, ніж передня. Це покращує прохідність, але в той же час створює схильність до заносу (ЗАЗ– 968М).

В центральномоторній (середньомоторній) компоновці двигун виконан ззаду, перед задньою віссю. Це покращує баланс навантаження на передню і задню вісь (50:50); крім того, зменшується момент інерції при обертанні навколо вертикальної вісі, що покращує кут повороту автомобіля. Існують два варіанти розташування двигуна в базі: продольне, наприклад у більшості

моделей Ferrari та Lamborghini(задній привід), і поперечне Honda NSX і Toyota MR2(задній привід). Другий тип компоновки більш компактний і дає можливість використовувати силовий агрегат від масових передньопривідних автомобілей. На деяких японських мікротранспортних засобах автобусної компоновки, двигун розміщено в межах колісної бази під столом салона. Таку компоновку вважають також середньомоторною.

В передньомоторній компоновці двигун розташований зпереду. Ведучі колеса можуть бути як передні(ВАЗ– 2108, ВАЗ– 2110, Лачетти, KIA Спектра, Рено Логан, ЗАЗ– 1102, ЗАЗ– 1103,) так і задні(ВАЗ– 2104, ГАЗ– 24, ГАЗ– 3102), а також повнопривідні(ВАЗ– 2121,УАЗ– 3160).

Для задньомоторної компоновки розташування двигуна, із використанням заднього приводу використовують встановлення розрізних муфт, як елементу травмобезпеки.

Для центральномоторної компоновки з переднім приводом використовують використовують рульовий вал, що складається з трьох частин; з заднім приводом використовують проміжний рульовий вал.

Для передньомоторної компоновки з переднім приводом використовують рульовий вал що складається з трьох частин; із заднім приводом використовують проміжний рульовий вал, еластичні резинові муфти, розрізні муфти, сильфон який з'єднує рульове колесо з рульовим валом, рульовий вал в виді перфорованої труби.

Висновок. В конструкції автомобілів із задньомоторною компоновкою та задніми ведучими колесами, присутній лише один варіант виконання травмобезпечного механізму – це встановлення розрізних муфт. В конструкції автомобілів із центральномоторною компоновкою та передніми ведучими колесами,використовують складний рульовий вал що складається з трьох частин. В конструкції автомобілів із центральномоторною компоновкою та задніми ведучими колесами, використовують проміжний рульовий вал, еластичні резинові муфти, розрізні муфти. В конструкції автомобілів із передньомоторною компоновкою та передніми ведучими

колесами, використовують рульовий вал що складаються з трьох частин. В конструкції автомобілів їх передньомоторною компоновкою та задніми ведучими колесами використовують проміжний рульовий вал, еластичні резинові муфти, розрізні муфти.

Існують також моделі автомобілів в який травмобезпечний елемент відсутній: Передньомоторні передньоприводні (ЗАЗ– 1102, ЗАЗ– 1103, ЗАЗ– 1105) та передньомоторні повноприводні (УАЗ– 3160).

В ході аналізу травмобезпечних елементів, було виявлено наявність конструкцій автомобілей, в яких травмобезпечність не достатня в зв'язку з відсутністю травмобезпечних механізмів. Також було виявлено конструкції елементів, в яких встановлені елементи травмибезпеки не являються достатніми.

1.2.3 Застосування демпфуючих елементів у складі травмобезпечних пристроїв

В конструкції травмобезпечних механізмів рульового керування часто зустрічаються використання енергопоглинаючих елементів. Це можуть бути еластична резинова муфта (рисунок 1.2, 3), енергопоглинаючий сильфон (рисунок 1.1, б, 3), перфорована труба (рисунок 1.1, в, 4).

Енергопоглинаючий сильфон являє собою виріб з резини виконаний у виді гофр, для надання йому достатньої жорсткості при нормальних навантаженнях і ефективного поглинання енергії при критичних. Його встановлюють як елемент травмибезпеки в рульову колонку, якщо це вважає доцільним підприємець– виготівник.

Перфорована труба представляє собою певний відрізок рульового валу, на який нанесені отвори певного діаметру з утворенням хвильових перетинів між ними, для утворення гофр. Це збільшує надійність при нормальних навантаженнях та покращує показники сповільнення зминання при критичних навантаженнях. Замість такого елемента може також бути замінений елементом схожим за дією – гофрованим циліндром (рисунок 1.5).

Еластична резинова муфта, слугує основним енергопоглинаючим елементом травмобезпечного пристрою показаного на рисунку 1.2. Під час нормальних навантажень утримує запобіжні пластини на вихідній позиції, а при критичних навантаженнях навпаки дозволяє запобіжним пластинам з'єднатися. Також має властивість поглинати вібрації рульового механізму під час нормальної роботи, в силу того що вона виконана з резини.

1.3 Аналіз експлуатаційної надійності окремих елементів котрі застосовуються в пристрої травмобезпечного рульового керування

1.3.1 Прояви змін конструктивних параметрів травмобезпечних пристроїв під час експлуатації

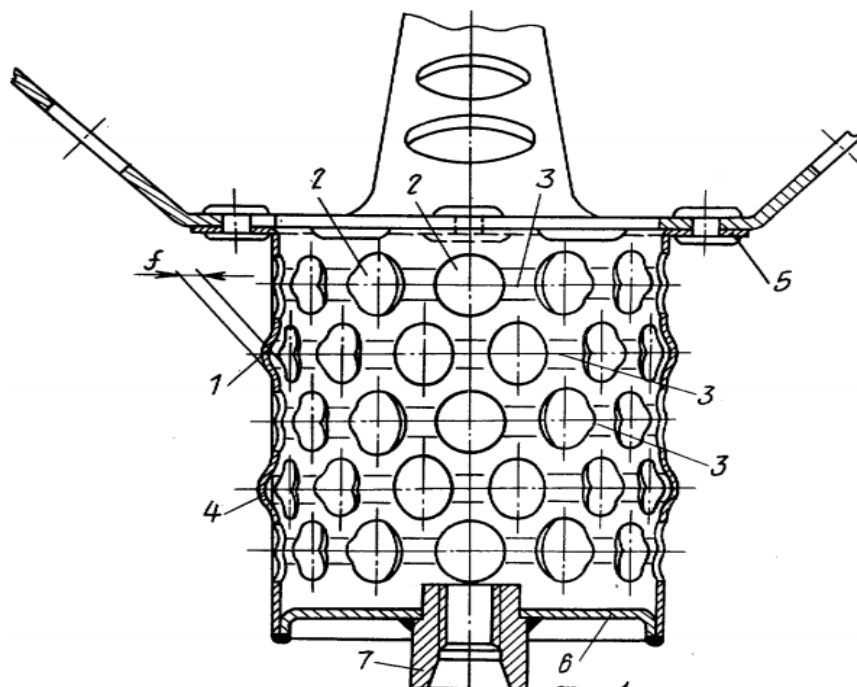
Травмобезпечний складний рульовий вал має схильність до корозії, особливо в зимній час: волога яку водій заносить зі своїм взуттям під дією тепла потрапляє в простір за педалям, де і знаходиться вал. Вузол іржавіє, закисає та зношується. Внаслідок цього можуть статися такі ситуації коли виникає хруст та стук при повороті руля; при повороті руль застрягає в одному положенні. Отже він може вийти з ладу навіть під час нормальної роботи, а при критичному навантаженні, ударі в ДТП, має значні шанси некоректно спрацювати за рахунок втрачених демпфуючих властивостей механізму травмобезпечного елемента внаслідок корозії [1].

Травмобезпечний перфорований вал часто виконують з листового металу. Під час нормального використання піддається вібрації та навантаженням на скручення. Задля забезпечення нормальної роботи при звичайних навантаженнях та руйнуванню при критичних навантаженнях, листовий метал проходить значну кількість необхідних процесів обробки (гідроабразивне різання, плазмове різання, лазерне різання, згинання, штампування тощо). Ці процеси забезпечують дотримання елемента нормам безпеки, але з часом перфорований вал стає більш піддатливим до

руйнування, через втрату пружної деформації. Також використання стількох процесів обробки не дозволяє цьому елементу травмобезпеки бути дешевим.



Рисунок 1.4 – Корозія на шліцьовому з'єднанні травмобезпечного валу (одна з причин хрусту під час повороту керма)



1 – циліндрична поверхня; 2 – отвори; 3 – перемички металу; 4 – вигини металу; 5 – кільцевий фланець; 6 – нижній фланець; 7 – втулка кріплення елемента в зборі з рульовим колесом на рульовому валу; f – прогин перемичок

Рисунок 1.5 – Один з варіантів виконання енергопоглинаючого пристрою в складі травмобезпечного рульового керування

Гофровані демпфуючі елементи являють собою більш технологічні аналоги перфорованих валів. Їх встановлення зумовлено простотою заміни травмобезпечного елемента та спрощенню обслуговування. При критичному навантаженні їх енергопоглинаючі властивості виявляються як достатні для забезпечення безпеки водія.

1.3.2 Прояви змін властивостей матеріалу з якого виготовлений елемент травмобезпечного пристрою

Рульова колонка зазвичай знаходиться під дією малодинамічних сил скручення. Саме цьому надають увагу виробники при випробуванні на надійність роботи травмобезпечного пристрою. Адже під час нормальних навантажень елемент травмобезпечного пристрою рульового керування витримує сили супротиву коліс та різні вібраційні деформації під дією яких працює рульове колесо, а при критичному навантаженню – поглинає енергію удару та руйнується [7].

Перфоровані рульові вали виготовляють з листового металу. Вони мають ті самі недоліки що й інші металічні пристрої, а саме: втрату початкових властивостей супротиву силам деформації на скручення з часом та схильність до корозії. Поступовий перехід з рульових валів на гофровані циліндри підняли планку якості. Поступова заміна металу на полімери у виготовленні травмобезпечного елемента може корисно впливати на його зміни властивостей з плином часу.

1.4 Аналіз патентної інформації щодо вдосконалення травмобезпечних пристроїв

Пошук та обробка патентної інформації щодо розгляду запропонованих технічних рішень відносно розвитку (вдосконалення) конструкції травмобезпечного рульового керування дав можливість визначити наступні деклараційні документи [5, 6, 8, 9, 10, 11, 12, 13].

Визначений перелік питань, що в них розглядаються дав можливість сформулювати наступні напрямки, за якими здійснюється вдосконалення конструкції, це:

- підвищенню ефективності травмобезпечності [5, 9, 10, 11, 12, 13];
- забезпечення автоматичної надійної фіксації руля у відрегульованому положенні [7];
- поліпшення плавності поглинання енергії при зіткненні [5, 6];
- підвищення надійності рульового керування [6,8];

При цьому, за першим напрямком досягається наступна мета збільшення травмобезпечності рульового керування і спрощення його виготовлення технологічними методами.

При цьому автори запропонували наступне [5]:

- демпфуючий елемент рульового колеса виконаний з листового металу методом холодної формовки в виді об'ємного елемента в виді круглого майданчика з круглим центральним отвором [5].

- верхня частина рульового валу з'єднана з рульовим колесом за допомогою травмобезпечного елемента який являє собою енергопоглинаючий пристрій що виконано із манжетної мембрани [9].

- у кожусі рульової колонки виконаний продольний паз, ширина якого вибрана менше діаметру рульового валу [10].

- гофри кронштейна розташовані променеподібно по дузі окружності, центр якої суміщений з центром шарніра рульового валу, при цьому поперечні гофри виконані з перемінним поперечним перетином і в напрямку від центру шарніра рульового вала [11].

- демпфер являється кільцевим, а виступи, що взаємо чередуються продовжуються радіально і включають основу і подальший кінець, що має довжину більшу ніж довжина основи [12].

- травмобезпечний пристрій роз'єднання виконано в карданному шарнірі, при цьому фланець одної з вилок шарніра виконаний під кутом до центральної вісі вилки, на похилій поверхні фланця вилки закріплена своїм

фланцем клемова втулка, причому фланець втулки виконаний під кутом до осьової частини втулки, на фланці клемової втулки виконані відкриті канавки для можливого переміщення в них елементів кріплення, клемова частина втулки з'єднана з карданним валом [13].

За іншим напрямком досягається наступна мета – досягти більшої ергономічності та зручності керування.

При цьому авторами запропоновано:

- регульована рульова колонка в розблокованому стані має можливість в певних межах переміщатися і нахилитися паралельно поздовжній площині симетрії рульової колонки відносно несучого корпусу [7].

За третім напрямком досягається наступна мета – поліпшення наслідків від удару під час ДТП.

При цьому авторами запропоновано:

- демпфуючий елемент рульового колеса виконаний з листового металу методом холодної формовки в виді об'ємного елемента в виді круглого майданчика з круглим центральним отвором [5].

- перемички в поперечному до осі удару циліндру напрямі виконані вигнутими у виді гофр [6].

За четвертим напрямком досягається наступна мета – поліпшення властивостей що впливають на керованість автомобіля.

При цьому авторами запропоновано:

- збільшення товщини металічної полоси або площі металу між отворами шляхом скорочення кількості отворів на перфорованому елементі [6].

- травмобезпечний механізм виконаний у вигляді трьох пар важелів, що розташовані під рівними кутами один до одного, трьох пружин і кільця розпору [8].

1.5 Формулювання основних категорій наукового дослідження

З розглянутих деклараційних документів та патентної інформації слідує наступне: проведення досліджень та розробок щодо підвищення надійності а також спрощення виготовлення травмобезпечного перфорованого валу – є раціональним і корисним.

Так, в результаті проведеного аналізу питань щодо досліджень спрямованих на використання полімерів в механізмах автомобілів можливо сформулювати наступні наукові категорії.

Мета дослідження – розробка заходів щодо обґрунтування параметрів травмобезпечного рульового керування з поліпшеними експлуатаційними властивостями.

Об’єкт дослідження – процес навантаження травмобезпечного елемента.

Предмет дослідження – міцність матеріалів та показники надійності перфорованого травмобезпечного валу під час нормальних та критичних навантажень.

Методи дослідження – аналіз та узагальнення інформації; розрахунок норми надійності перфорованого валу; розрахунок норм надійності травмобезпечних систем при критичних навантаженнях; розрахунок перфорованого на кручення та зминання.

Задачі дослідження:

- здійснення аналізу конструкції пристроїв травмобезпечного рульового керування та окремих їх елементів;
- проведення аналізу експлуатаційної надійності окремих елементів що застосовані в пристрої травмобезпечного рульового керування;
- розглянути та запропонувати техніко-експлуатаційну характеристику травмобезпечного елемента з поліпшеними експлуатаційними властивостями;

- обґрунтувати рішення щодо застосування травмобезпечного елемента в конструкції рульового керування;
- провести розрахунок норми надійності обраного елемента;
- виконати розрахунок травмобезпечного валу на зминання та кручення;
- розглянути параметри та матеріалу травмобезпечного елемента;
- визначити витрати на проведення науково дослідної роботи та розрахована економічна ефективність дослідницької роботи;
- розробити заходи технічної безпеки, на місцях проведення дослідницької роботи, а також з заходами забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці і пожежної безпеки;

Напрямок дослідження полягає в поширенні наукових підходів щодо визначення та обґрунтування експлуатаційних властивостей та параметрів травмобезпечного елемента автомобіля категорії M1.

1.6 Висновки до розділу 1

В даному розділі виконано наступне.

Розглянута історія розвитку травмобезпечних пристроїв, що дозволило визначити доцільність погляду на цьому.

Загальний аналіз пристроїв травмобезпечного рульового керування та окремих його елементів показав неповністю вичерпані енергопоглинаючі можливості.

Також було виконано наступне:

- аналіз експлуатаційної надійності окремих елементів котрі застосовуються в пристрої травмобезпечного рульового керування;
- аналіз патентної інформації щодо вдосконалення травмобезпечних пристроїв.

РОЗДІЛ 2 ТЕХНІКО– ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАВМОБЕЗПЕЧНО МЕХАНІЗМУ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1

2.1 Вимоги нормативних документів щодо травмобезпечних пристроїв

Рульове керування, котре не піддавалося поломці і залишкової деформації, як в цілому, так і його елементів, деталей і кріплення має слугувати опорою для водія при посадці або виході з автомобіля, а також, коли водій підводиться, щоб зайняти зручне становище на сидінні.

Рульове керування, включаючи змонтовані на ньому прибори і устаткування, не повинно мати виступів і нерівностей з гострими краями, які можуть збільшити вагу наслідків удару або зачепити одяг водія при керуванні автомобілем, а також при посадці або виході з нього.

Площа перетину рульового управління і його частин, розташована викладених перпендикулярно напрямку можливого удару, повинна забезпечувати розподіл сили удару на можливо більшу поверхню тіла водія.

Верхні частини рульового вала і рульової колонки не повинні в процесі зіткнення переміщатися назад паралельно поздовжньої осі автомобіля більш ніж на 12,7 см (5 дюймів) щодо точки кузова, чи не порушеної деформацією.

Сила дії рульового управління на людину при зіткненні не повинна перевищувати 1135 кгс.

У разі деформації або поломки рульового колеса інших деталей рульового управління при зіткненні не має виникати гострих кутів і виступів.

Маточина (ступиця) рульового колеса повинна бути втоплена або мати якомога більш у поверхню і м'яку накладку.

2.2 Опис конструкції травмобезпечного пристрою, що досліджується

2.2.1 Аналіз конструкції рульового механізму автомобіля-прототипу

Конструкція рульового валу нічим не регламентується, кожен виробник може робити її такою, якою вважає за необхідне від конкретної компоновки машини і специфіки розташування рульового колеса та інших елементів трансмісії. Була розглянутий і обраний рульовий механізм автомобіля типу М1, який є поширеним на території України – а саме ВАЗ 2108. Також цей тип рульового механізму може використовуватися на таких автомобілях як ВАЗ 2109, ВАЗ 2110, ВАЗ 2112, ВАЗ 2113 та інших автомобілях лінійки ВАЗ [14].

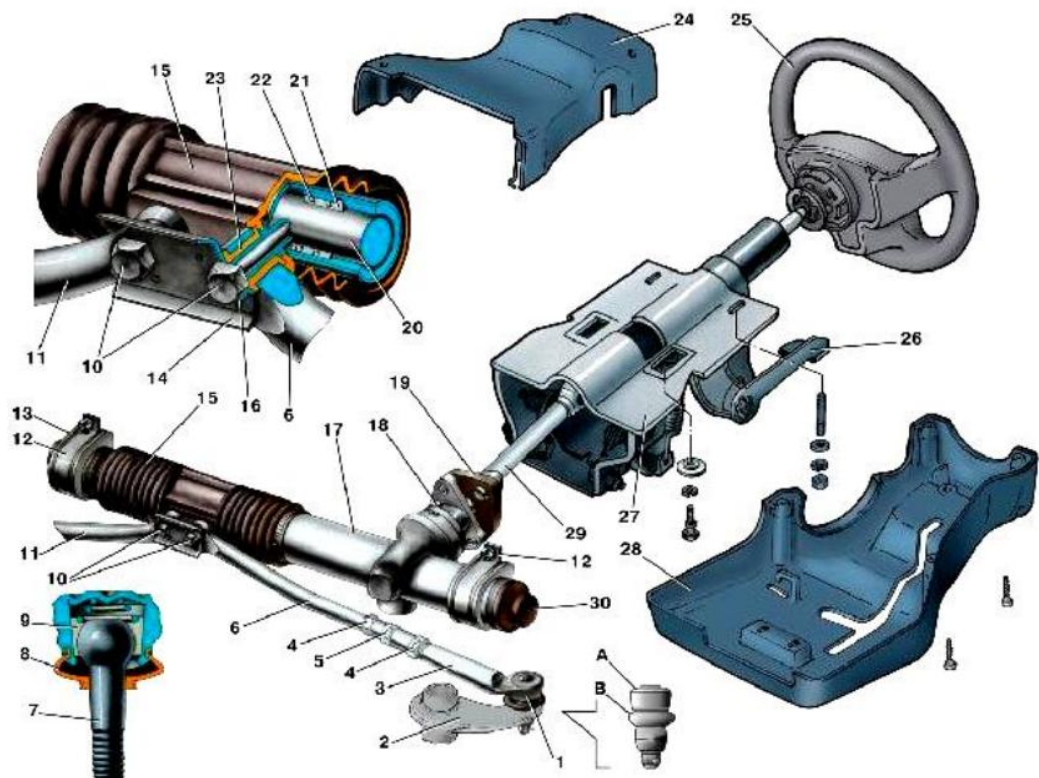
Рульовий механізм ВАЗ 2108 (рисунок 2.1) складається з основних елементів [15]:

- рульовий механізм в зборі;
- рульова колонка в зборі;
- рульові тяги;

Рульовий механізм в зборі з рульовими тягами кріпиться в моторному відсіці до щитка передку кузова двома скобами через резинові опори. Болти кріплення – вварні, по два з кожної сторони щита передка. Картер рульового механізму – литий, з алюмінієвого сплаву. В ньому на двох підшипниках встановлена приводна шестірня, котра знаходиться в зачепленні з рейкою. Передній підшипник (на торці валу) – роликовий, задній (ближче до рульового валу) – кульковий. Від осьового переміщення вал фіксується кульковим підшипником: його внутрішня обойма утримується на валу стопорним кільцем, а зовнішня прижимається до торця гнізда підшипника в картері, рульового механізму гайкою на валу приводної шестерні. У виточці гайки знаходиться ущільнююче кільце, а між гайкою і стопорним кільцем – захисна шайба. Відвертанню гайки перешкоджає зубчата стопорна шайба.

Гайка закрита захисним чохлом (пильником), що насаджений на вал приводної шестерні. На пильнику і картері рульового механізму мають помітки для установки рейки в середнє положення (для правильного збирання рульового механізму).

Рейка підтискується до зубів приводної шестерні пружинної через металокерамічний упор, ущільнений в картері резиновим кільцем. Пружина в свою чергу, піджимається регульовочною гайкою зі стопорним кільцем, утворюючим супротив її відвертання.

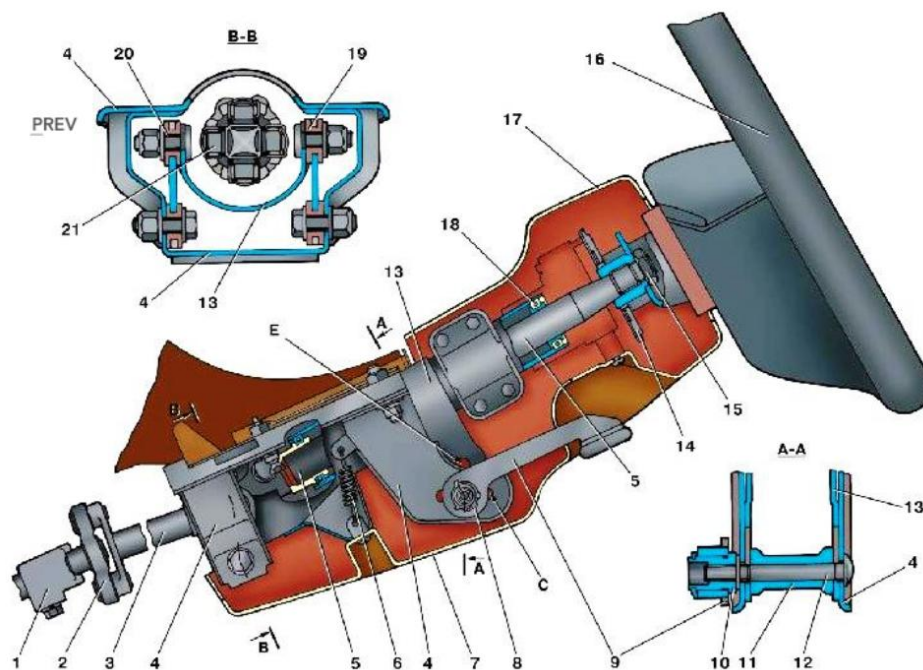


- 1 – кульовий шарнір накієчника рульової тяги; 2 – поворотний важіль; 3 – накієчник рульової тяги; 4 – контргайка; 5 – тяга; 6,11 – внутрішні накієчники рульових тяг; 7 – палець кульового шарніру; 8 – захисний ковпачок; 9 – вкладиш кульового пальця; 10 – бовти кріплення рульових тяг до рейки; 12 – скоба кріплення рульового механізму; 13 – опора рульового механізму; 14 – з'єднувальна пластина; 15 – захисний чохол; 16 – стопорна пластина; 17 – картер рульового механізму; 18 – стяжний болт; 19 – з'єднувальна еластична муфта; 20 – рейка; 21 – опорна втулка рейки; 22 – демпфуюче кільце; 23 – гумометалічний шарнір; 24 – облицьовувальний кожух(верхня частина); 25 – рульове колесо; 26 – важіль регулювання положення рульової колонки; 27 – кронштейн кріплення валу рульового керування; 28 – облицьовувальний кожух(нижня частина); 29 – проміжний вал рульового керування; 30 – захисний ковпачок; А – поверхня корпусу кульового шарніра; В – поверхня поворотного важеля

Рисунок 2.1 – Рульове керування автомобіля категорії М1

З лівої сторони на картер рульового механізму надітий захисний ковпак, з правої – запресована труба з продольним пазом, закрита захисним гофрованим чохлом. Через той паз і отвори в захисному чохлі проходять розпорні втулки гумо-металічних шарнірів внутрішніх наконечників рульових тяг, котрі переміщуються по пазу при роботі рульового механізму. Тяги закріплені на рейці болтами, проходячими через з'єднувальну пластину і розпорні втулки гумо-металічних шарнірів.

Вал рульового керування з'єднаний з приводною шестернею через еластичну муфту. Верхня частина валу спирається на кульковий підшипник. На верхньому кінці валу на шліцах закріплено гайкою рульове колесо в сборі з демпфером.



1 – нижній фланець еластичної муфти; 2 – еластична муфта; 3 – проміжний вал рульового керування; 4 – кронштейн кріплення вала рульового керування; 5 – верхній вал рульового керування; 6 – відтяжна пружина; 7 – облицьовувальний кожух; 8 – стопорне кільце; 9 – важіль регулювання положення рульової колонки; 10 – регулювальна втулка важеля; 11 – розпорна втулка; 12 – стяжний болт; 13 – труба кронштейну вала рульового керування; 14 – тримач контактних пластин; 15 – гайка кріплення рульового колеса; 16 – рульове колесо; 17 – облицьовувальний кожух; 18 – підшипник вала рульового керування; 19 – втулка опорної частини; 20 – розпирна втулка; 21 – хрестовина карданного шарніру; 22 – С,Е – вікна регулювання положення рульової колонки

Рисунок 2.2 – Рульова колонка в зборі

Рульовий привод складається з двох складаємих рульових тяг і поворотних важелів телескопічних стійок передньої підвіски (поворотній важіль приварений до стійки): Рульова тяга складається з внутрішнього (довшого) наконечника зовнішнього (троякого), а також регульованої тяги (муфти) з внутрішніми різьбами різного напрямлення і шестигранником під ключ. Довжина тяги регулюється навертанням регулювочної тяги на наконечники (при відпущених контргайках наконечників).

2.2.2 Обґрунтування рішення щодо застосування травмобезпечного елемента в конструкції рульового керування

Відомі такі види травмобезпечних пристроїв:

- складний рульовий вал (рисунок 1.1, а);
- енергопоглинаючий сильфон (рисунок 1.1, б);
- перфорований рульовий вал (рисунок 1.1, в);
- гофрований циліндр (рисунок 1.5);
- резинова муфта (рисунок 1.2);
- розрізна пластина (рисунок 1.3).

Виходячи з аналізу даних типів травмобезпечних елементів, вважаю доцільним вибрати перфорований рульовий вал, бо вважаю розвиток саме цієї моделі перспективним.

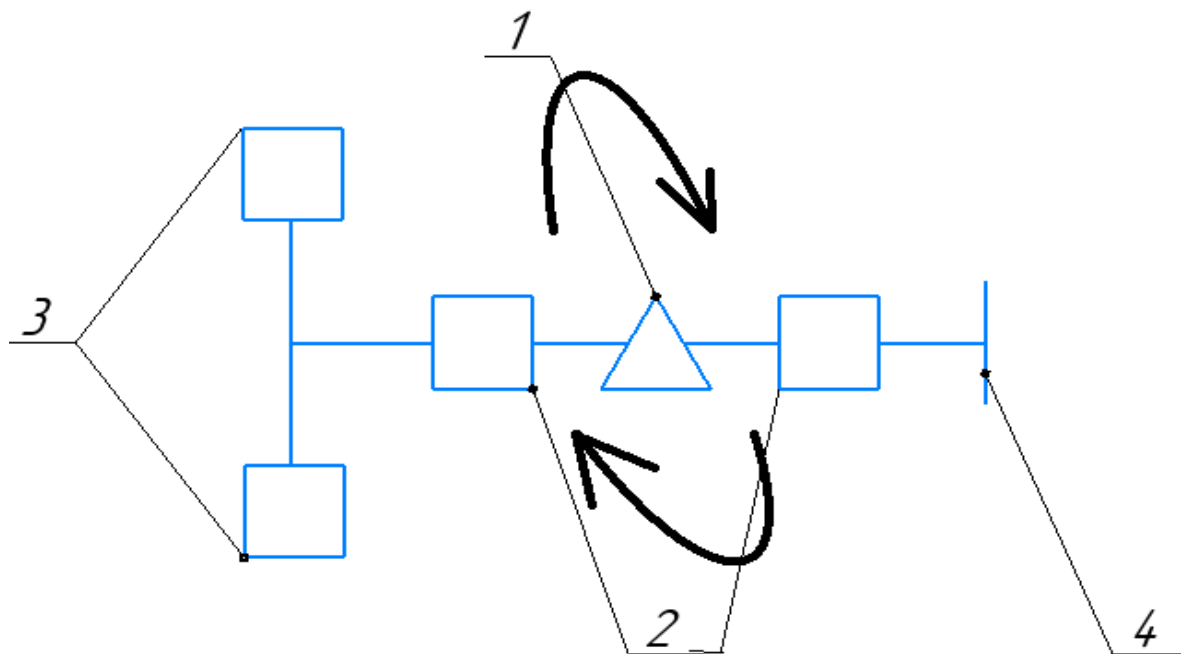
Матеріал який використовують для виготовлення перфорованих циліндрів – це листовий метал. Але в якості альтернативного варіанту можливе виготовлення цього елемента з полімеру та алюмінію.

Я вважаю доцільним розглянути як матеріал елемента алюміній та полімер, за їх найбільш перспективні варіанти в плані таких конструкційних властивостей як ресурс на пружні деформації та деформації на скручування.

2.3 Складання графічної моделі навантажень у пристрої, що досліджується

Модель навантаження валу рульового керування автомобіля ВАЗ 2108 на даний час відсутня, тому виходячи з аналізу з'єднання, можна зробити висновок що механізм відчуває на собі зворотно поступальні та вібраційні навантаження.

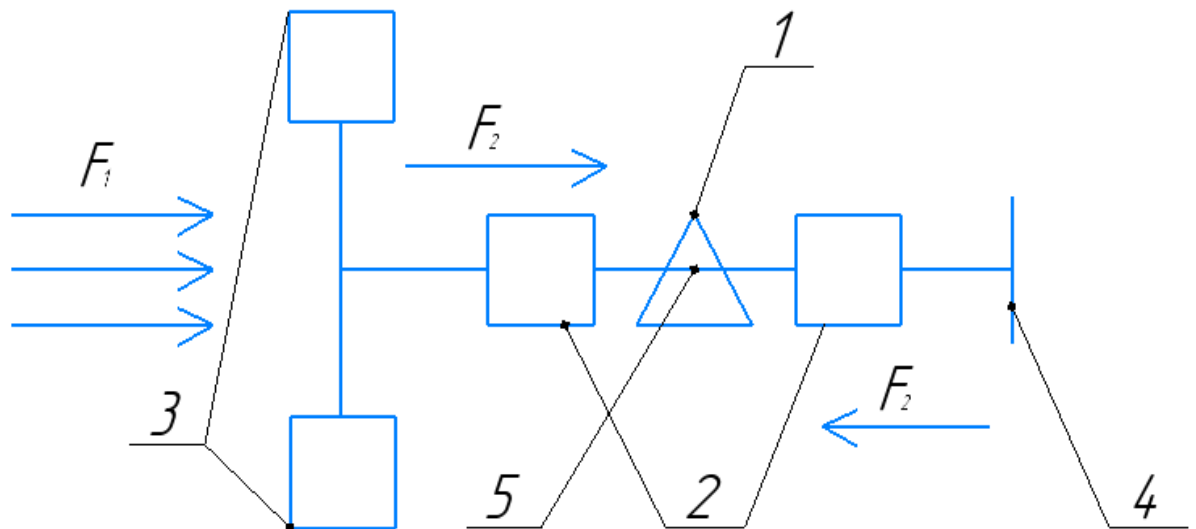
Виходячи вже з цього можна змоделювати розподіл сил на рульовий вал при нормальних навантаженнях (під час нормальної роботи). Для простоти розуміння створена схема роботи рульового валу при звичайних навантаженнях (рисунок 2.3) та при критичному навантаженні (рисунок 2.4).



1 – вузол, що руйнується; 2 – рульові вузли що не руйнуються;

3 – колеса; 4 – рульове колесо

Рисунок 2.3 – Принципова схема травмобезпечної рульової колонки під час звичайних навантажень



1 – енергопоглинаючий елемент що був зруйнований в наслідок дій критичних сил зіткнення; 2 – неруйнівні рульові вузли; 3 – колеса;
 4 – рульове колесо; 5 – зона дотику неруйнівних частин валу;
 F_1 – сили що виникають під час зіткнення; F_2 – сили що діють на енергопоглинаючий елемент під час його руйнування

Рисунок 2.4 – Принципова схема травмобезпечної рульової колонки під час критичних навантажень

На рисунку 2.4 також показані обертально поступальні сили що діють на рульове кермо та на рульовий вал.

На рисунку 2.5 показанні сили що діють на рульове кермо та енергопоглинаючий елемент під час критичного навантаження (зіткнення з перешкодою).

Для визначення напружень будується тривіально проста схема валового з'єднання що складається з:

- верхньої частини рульового валу;
- полімерної гофрованої частини;
- нижньої частини рульового валу;

Виходячи з конструкції і роботи травмобезпечного механізму рульової колонки, можна зробити висновок що вектори сил під час звичайного навантаження працюють на скручення, а під час критичного навантаження – на зминання. Для розрахунку і визначення граничних навантажень буде покладена дана схема.

2.4 Побудова та аналіз структурної моделі травмобезпечного пристрою що досліджується

Структурна модель пристрою що досліджується, наведена на рисунку 2.5.

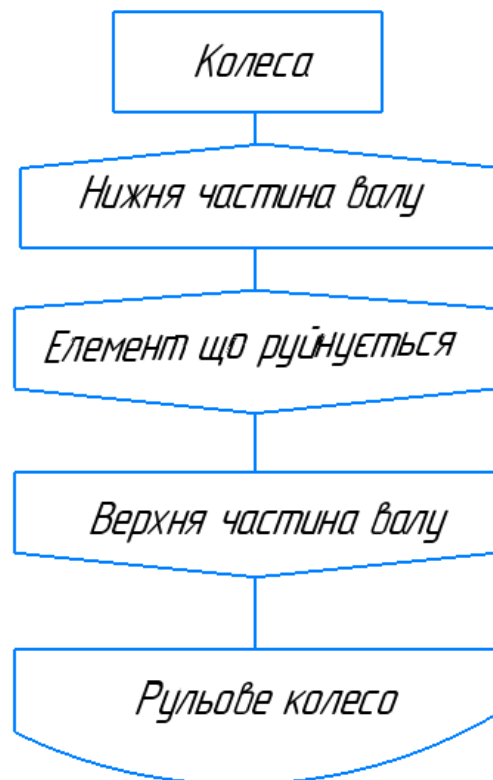


Рисунок 2.5 – Структурна модель зі сторони рульового валу

На підставі наведеного, мною проаналізовані нормативні документи [15, 16] в яких позначенні основні елементи травмобезпечних пристроїв, а саме: гофрований циліндр, перфорований вал, енергопоглинаючий сильфон.

Було розглянуто компонування перфорованого циліндру та знайдено рішення до введення іншого матеріалу в конструкцію (а саме полімеру та алюмінію). Проведений аналіз нормативних документів та компонувань дали мені можливість обґрунтувати мій вибір.

2.5 Висновки до розділу 2

На підставі вивчених вимог нормативних документів щодо травмобезпечних пристроїв обрана типова необхідна конструкція.

Наведено опис рульового керування та конструкції травмобезпечного пристрою, що досліджується.

Складена графічна модель навантажень у пристрої, що досліджується для проведення подальших розрахунків.

Виконана побудова та аналіз структурної моделі травмобезпечного пристрою що досліджується.

На підставі зробленої роботи обрано тип травмобезпечного елемента. Також в цьому розділі мною були зроблені висновки щодо цільоспрямованості введення іншого матеріалу до конструкції травмобезпечного елемента.

РОЗДІЛ 3 ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Загальна характеристика методів дослідження

В даний час є велика кількість публікацій за окремим питанням, пов'язаних з розрахунком ресурсів деталей механічних систем, але фактично розрахункової оцінки показників надійності при проектуванні не проводиться. Відповідно до даних найбільший розвиток стосовно до деталей шасі автомобіля повинні отримати методи розрахунку на міцність і втому.

Що стосується попередньої оцінки ресурсу по зносу, то перспективними слід вважати методи, що враховують перетину монотонними слабо перемішаними випадковими реалізаціями зносу граничної межі, представленій в загальному випадку випадковою величиною (рисунок. 3.1). Реалізація зносу можуть бути отримані за результатами замірів при проведенні заводських, полігонних або експлуатаційних випробувань.

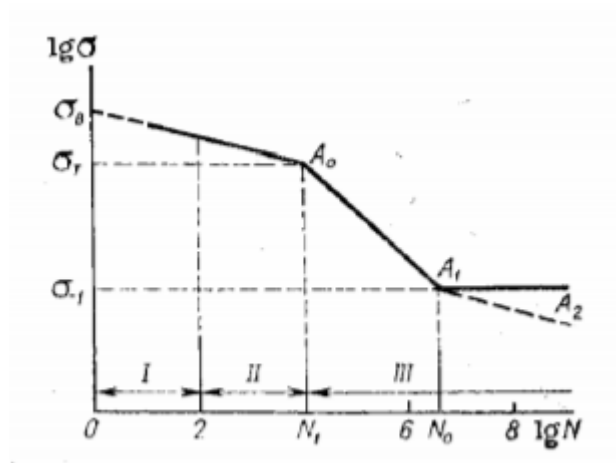


Рисунок 3.1 – Умовна діаграма залежності напруга – число циклів до руйнування

Наведена класифікація цікава, але не беззаперечна [19]. Наприклад, для розрахунку коефіцієнта запасу по статичній міцності не потрібно функції

розподілу навантажень. Під розрахунком за граничними станами розуміється детермінована оцінка, яка не потребує варіації кривих розподілу і тощо.

Тому, перш ніж приступити до розгляду розрахункових залежностей, необхідно коротко зупинитися на характеристиках конструкційних матеріалів при статичному навантаженні і змінних навантаженнях.

На рисунку 3.1 зображена умовна діаграма, на якій поєднані характеристики зразків з пластичного матеріалу при одноразовому і багатократному навантаженні. На осі ординат нанесені межа міцності σ_B , межа плинності σ_T і межа витривалості σ_{-1} , на осі абсцис – число циклів в логарифмічному масштабі. На діаграмі виділені три області, в яких руйнування матеріалів підпорядковується загальним закономірностям.

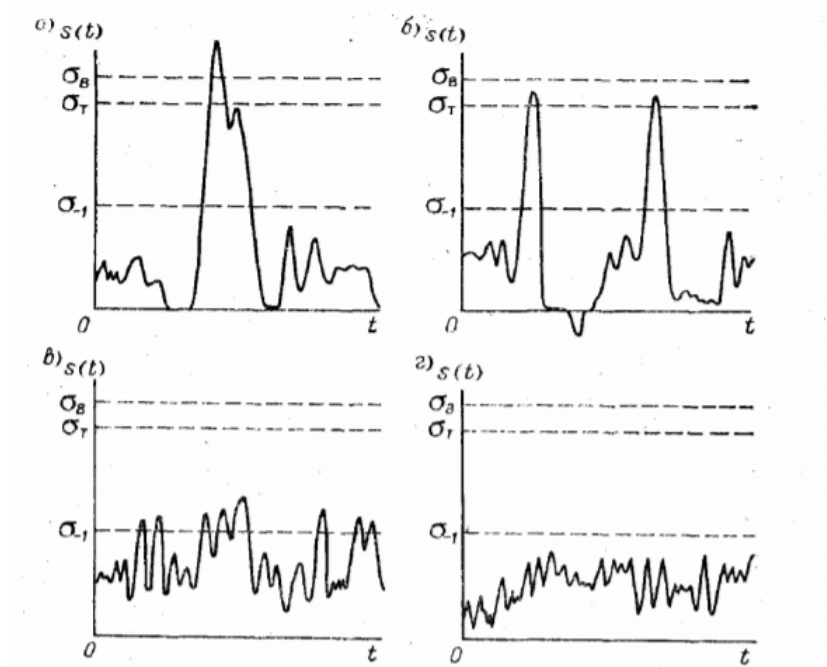
Перша область – статичного і повторно статичного руйнування – характеризується тим, що у зразків із пластичних матеріалів руйнування відбувається по шийці, що утворюється при додатку від одного до декількох десятків циклів навантаження. Слід звернути увагу, що σ_B , і σ_T , так само як і σ_{-1} , є випадковими величинами і підкоряються певним законам розподілу.

Друга область – малоциклової втоми – охоплює діапазон значень N від 10^2 до 10^4 — 10^8 циклів. При $N < 10^3$ циклів навантаження проявляються особливості статичного руйнування, при $N > 10^5$ — втомного руйнування.

Для високолегованих сталей $\sigma_B > 1500$ МПа, легких сплавів криві втоми не мають горизонтальної ділянки і продовжують знижуватися. Це явище спостерігається і у матеріалів, що мають горизонтальну ділянку 'кривої, але працюють в умовах корозії і підвищеної температури. залежності між σ і N можуть бути описані виразами (3.1) Порівняємо діаграму залежності σ — N з навантаженнями при експлуатації. При цьому виникає три класи завдань. До першого класу (рисунок 3.4) відносяться завдання відшукування хоча б одноразового перебільшення нестационарної навантаженням граничного стану σ_B , тобто згідно діаграмі розглядається область статичного руйнування.

Для транспортного машинобудування типовими є завдання першого і

третього класів, при цьому наведена класифікація повинна бути доповнена, принаймні, ще одним підкласом, що належать до сфери втомного руйнування, коли стаціонарний навантажувальний режим розташований нижче середнього значення σ_{-1} (рисунок 3.2, г).



а – статичний міцність; б – малоциклова втома;
в, г – стомлююче руйнування

Рисунок 3.2 – Класифікація задач розрахунку на міцність і втому

3.2 Методи випробувань травмобезпечних пристроїв рульових керувань

Випробовування автомобіля на зіткнення з бар'єром [16].

Кількість автомобілів, що випробовуються визначається програмою випробувань. Разом з автомобілем, представленим для проведення випробовування, виробнику необхідно надати організації, що проводить випробовування, технічну характеристику випробовування. Випробуванню піддається новий автомобіль в спорядженому стані, що пройшов обкатку згідно програмі випробовувань. Автомобіль повинен буди укомплектований

усіма агрегатами, приладдям та обладнанням в згідності технічними умовами підприємства–виготівника.

Автомобіль повинен знаходитися в повній технічній справності. Відкидні передні сидіння або спинки повинні бути закріплені в робочому положенні, що передумовлені конструкцією пристрою.

Місце проведення випробовувань повинно мати площу, достатню для встановлення бар'єру, розгінної дороги і безпечного розташування допоміжного обладнання, вимірювальної апаратури і персоналу.

Бар'єр повинен складатися з монолітного залізобетонного блоку шириною не менше 3м, висотою не менше 1,5 м, товщиною не менше 0,6 м і розташованого за ним насипу з щільного ґрунту масою не менше 90 т. Поверхня блока з котрою відбувається зіткнення автомобіля, повинна бути облицьована листом фанери товщиною 2 см [16].

Розгінна дорога повинна бути перпендикулярна бар'єру, мати вдосконалене покриття і на довжині не менш чим 10 метрів перед бар'єром повинна бути горизонтально і рівною. Під час випробовувань дорога повинна бути сухою і чистою. В зимній час дорога повинна бути очищена від снігу і льоду. Випробовування проводяться при швидкості вітру не більше 5 м/с [16].

Розгін автомобіля повинен проводитися за допомогою його силової установки і системи дистанційного або автоматичного керування чи за допомогою будь-якої прискорювальної установки із зовнішньою движучою силою.

Швидкість автомобіля в момент зіткнення з бар'єром повинна бути в межах від 48,3 км/год (30 миль/год) до 53 км/год (33 миль/год). Рух автомобіля в моменти безпосередньо попередні зіткненню і самого зіткнення з бар'єром повинно відбуватися по інерції [16].

При зіткненні середня продольна вертикальна площина автомобіля повинна бути перпендикулярна передній площині бар'єру, а відхилення її від середини попередньої площини бар'єру не повинно перевищувати 0,3 м.

Для виміру переміщення верхніх частин рульового валу і рульової колонки повинна використовуватися апаратура, яка забезпечує реєстрацію процесу, що протікає протягом 0,001 с і помітки часу початку дотику найбільш видвинутої вперед точки автомобіля з передньою площиною бар'єра [16].

Апаратура повинна забезпечувати реєстрацію процесу переміщення верхніх частин рульового валу і рульової колонки по часу або максимальну його величину з точністю до ± 5 мм.

Похибка показань апаратури, яка використовується для вимірювання швидкості автомобіля в процесі випробовувань, не повинна перевищувати більше 1 %.

Якщо виміряна фактична швидкість автомобіля в момент зіткнення його з бар'єром більше номінальної – 40 км/год (30 миль/год) але не більше 53 км/год (33 миль/год), то величина максимального переміщення верхніх частин рульового валу і рульової колонки повинна бути приведена до номінальної швидкості шляхом помноження на коефіцієнт:

$$K = \left(\frac{48.3}{v_{\text{факт}}} \right)^2, \quad (3.1)$$

де $v_{\text{факт}}$ – фактична швидкість автомобіля в момент зіткнення, км/год.

Рульове керування вважається безпечним, якщо величина максимального переміщення верхніх частин рульового валу і рульової колонки в процесі зіткнення автомобіля з бар'єром, відповідної швидкості 48,3 км/год, не перевищує 12,7 см (5 дюймів) [16].

Допускається одночасно з випробуванням безпечності рульового керування виконання інших випробовувань, які проводяться при зіткненні автомобіля з бар'єром за умови що інші випробовування не вносять зміни до результатів випробовувань відповідно до цього стандарту.

Випробовування енергопоглинаючого пристрою рульового керування при зіткненні з моделлю тулубу.

Кількість комплектів рульових керувань, що підляжать випробовуванням, встановлюється програмою випробовувань і повинно бути не менше двох.

Для випробовування повинно використовуватися нове, повністю укомплектоване і справне рульове керування, відрегульоване відповідно до діючої технічної документації. Місце проведення випробовувань повинно мати площу, достатню для встановлення бар'єру, розгінної дороги і безпечного розташування допоміжного обладнання, вимірювальної апаратури і персоналу [16].

При випробовуваннях повинна використовуватися модель тулубу людини, форма, маса і характеристики жорсткості конструкції котрої приведені ні кресленні.

Випробовувальна установка для приведення до руху моделі тулубу може бути маятникового або будь-якого типу і повинна забезпечувати на частині траєкторії перед і під час удару рух в вільному польоті. Основа моделі тулубу (рисунку 3.3 позиція 1) в вільному польоті повинно бути перпендикулярно напрямку руху.

Для випробовування рульове керування повинно бути змонтовано звичайним чином в кузові автомобіля відповідної моделі, у якого видалена верхня задня частина кузова до передніх сидінь, так щоб частина що залишилася даху та інші деталі не перешкоджали руху моделі тулубу за напрямом до рульового керування [16].

Передня частина кузова або рама з рульовим керуванням повинна бути жорстко закріплена на випробувальній установці.

Перший дотик моделі тулубу з рульовим керуванням повинен бути в точці, в котрій дотикається з рульовим керуванням людина з масою 75 кг і ростом 173 см, переміщуючийся вперед на сидіння, встановлене в крайньому видвинутому стані [16].

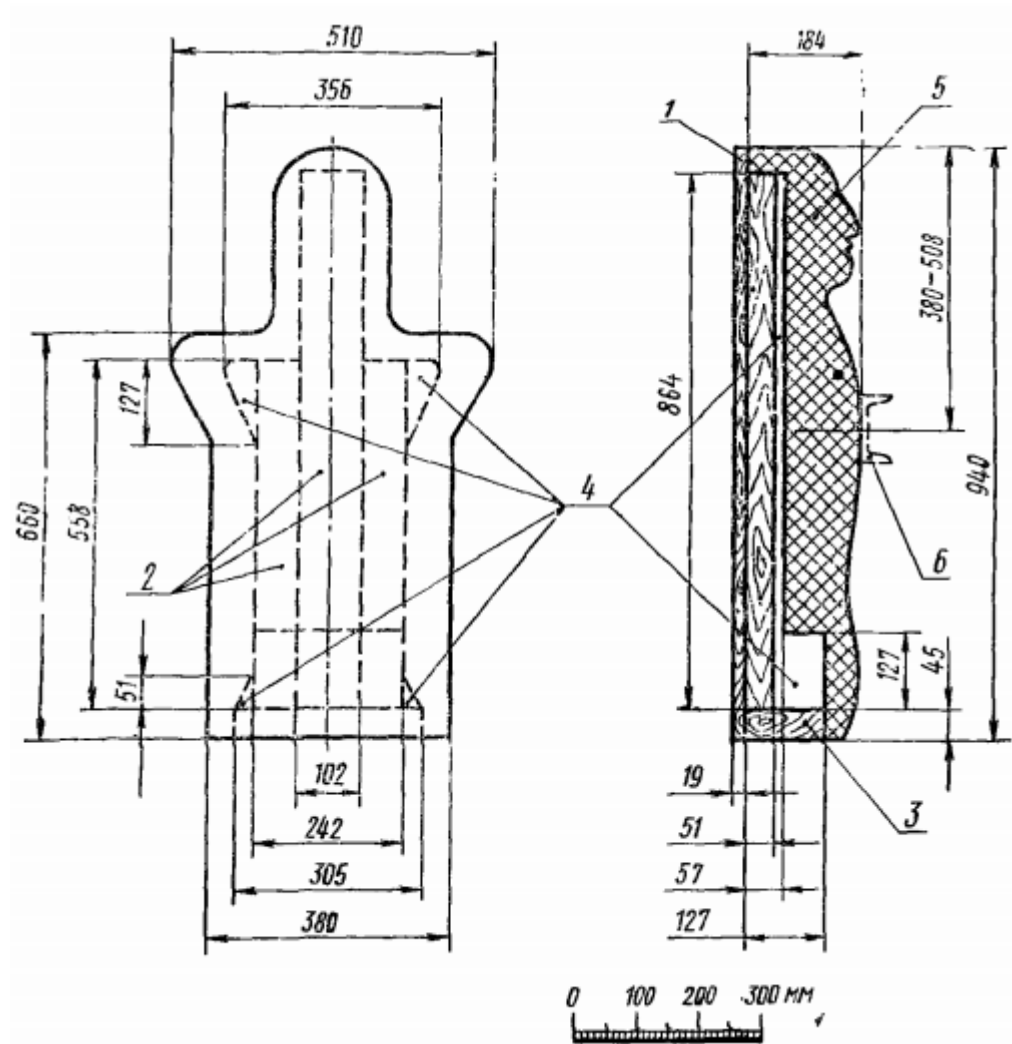
Одне з підлеглих до випробовувань рульових керувань повинно бути встановлено так, щоб точка контакту з моделлю тулуба приходилась на найбільш жорстку частину рульового колеса, а інше – на найменш жорстку.

Для виміру максимальної сили взаємодії рульового керування на модель тулуба в процесі удару повинна використовуватися апаратура, що забезпечує реєстрацію процесу, що протікає протягом 0.001с, і відмітки часу початку дотику моделі тулубу з рульовим керуванням.

Похибка показань апаратури для зміни сили дії рульового керування на модель тулубу не повинна перевищувати 2.5%. Апаратура повинна мати межу вимірів, що рівний 4000 кгс [16].

Похибка у визначенні швидкості переміщення моделі в момент безпосередньо попередній дотику з рульовим керуванням, не повинна перевищувати 2%. Швидкість повинна дорівнювати 24.1 ± 0.4 км/год (15 ± 0.25 миль/год).

Рульове керування слід вважати безпечним, якщо вимірювальна величина максимального зусилля в процесі випробовувань сила дії рульового керування на модель тулуба людини не перевищує 1135кгс [16].



1 – основа із фанери; 2 – незакріплені бруски із сосни; 3 – поперечина основи із соснового бруса; 4 – порожнини в облицюванні; 5 – облицювання із резини, прикріплена до основи за допомогою ременів або клейкими стрічками; 6 – швелер №10 по ГОСТ 8240– 72 для визначення міцності моделі тулубу

Рисунок 3.3 – Конструкція моделі тулубу

3.3 Методи розрахунків на міцність елементів конструкції травмобезпечних пристроїв

При розрахунку на міцність визначають навантаження, що діють на деталі рульового управління, і напруги, що виникають в деталях [17].

Навантаження в деталях рульового механізму і рульового приводу можна розраховувати, задаючи максимальне зусилля на кермовому колесі або визначаючи це зусилля по максимальному опору повороту керованих коліс автомобіля на місці. Ці навантаження є статичними. Однак при русі автомобіля по нерівній дорозі або при гальмуванні на дорозі з різними коефіцієнтами зчеплення у керованих коліс деталі рульового управління можуть відчувати динамічні навантаження. Тому динамічні навантаження необхідно враховувати за допомогою коефіцієнта динамічності

$k_d = 1,5 \dots 3,0$, який вибирається в залежності від типу і призначення автомобіля, а також умов його експлуатації.

За допомогою силового передавального числа рульового управління можна оцінювати легкість управління автомобілем по зусиллю на кермі, необхідного для повороту керованих коліс.

Зусилля на рульовому колесі для повороту автомобіля залежить від різних чинників – властивостей шин, кутів установки керованих коліс, стабілізації керованих коліс.

Зусилля на рульовому колесі регламентується Правилами № 79 ЄЕК ООН.

При проектуванні максимальне зусилля на кермовому колесі не повинно перевищувати 120 Н, а мінімальне – має бути не менше 60 Н. Обмеження мінімального зусилля на кермовому колесі необхідно для того, щоб водій відчував дорогу. При повороті керованих коліс на місці на асфальтобетонній поверхні максимальне зусилля на кермовому колесі не повинно перевищувати 400 Н. На легкість управління автомобілем впливає і рульове колесо. Діаметр рульового колеса залежить від типу автомобіля та

становить 380 мм... 425 мм для легкових і вантажних автомобілів малої вантажопідйомності і 440 мм... 550 мм для автобусів і інших вантажних автомобілів.

На першому етапі розрахунку необхідно визначитися з величиною крутного моменту на проміжному валу рульової колонки. Крутний момент на рульовому колесі дорівнює крутному моменту на валу проміжному:

$$M_{KP} = F \cdot l, \quad (3.2)$$

де F – максимальне зусилля на рульовому колесі;

l – плечі прикладання сили;

Зусилля на рульовому колесі для повороту на місті:

$$P_{P.K} = \frac{M_c}{u_w R_{P.K} h_{PY}}, \quad (3.3)$$

де u_w – кутова передавальне число рульового управління;

$R_{P.K.}$ – радіус рульового коліс;

$\eta_{p.y}$ – КПД рульового керування.

По заданому або знайденому зусиллю на рульовому колесі розраховують навантаження і напруги в деталях рульового керування [17].

3.4 Розрахунок травмобезпечного рульового пристрою

Для проведення розрахунку використано такі данні.

Вихідні данні:

Автомобіль категорії M_1 – ВАЗ – 2108. Технічні характеристики даного автомобіля наступні [20]:

- тип кузову – хэтчбэк;
- кількість дверей – 5;
- місць – 5;
- маса в спорядженому стані – 920 кг;

- повна маса 1600 кг;
- максимальна швидкість – 140 км/ч;
- габаритні розміри – 4006 x 1650 x 1402 .

Спершу необхідно визначитися з величиною крутного моменту на проміжному валу рульової колонки. Крутний момент на рульовому колесі рівний крутному моменту на валу проміжному:

$$M_{KP} = F \cdot I, \quad (3.4)$$

де F – максимальне зусилля на рульовому колесі, $F = 420,0$ [20];

I – плечі прикладання сили

$$I = R_{p.k} = 0.375 / 2 = 0.188 \text{ м.} \quad (3.5)$$

Отже:

$$M_{KP} = 420 \cdot 0.188 = 78.96. \quad (3.6)$$

Для подальших розрахунків приймаємо крутний момент 78,96 Нм.

Зусилля на рульовому колесі для повороту на місці:

$$P_{p.k} = \frac{M_c}{U_w R_{p.k} \cdot \eta_{py}}, \quad (3.7)$$

де u_w – кутове передавальне число рульового управління,

$u_w = 2,70$ [12];

$R_{p.k}$ – радіус рульового колеса, $= 0,375 / 2 = 0,188$ м [12];

$\eta_{p.y}$ – ККД рульового управління, $\eta_{p.y} = 0,92$ [15].

По заданому або знайденому зусиллю на кермі розраховують навантаження і напруги в деталях рульового управління:

$$P_{p.k} = \frac{78.96}{2.70 \cdot 0.188 \cdot 0.92} = \frac{78.96}{0.466992} = 32,87. \quad (3.8)$$

Травмобезпечна рульова колонка має гофроване з'єднання – 5x14x17 мм – довжина 53,0 мм, сталь 45 горячекатана, $\sigma_B = 585 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 325 \text{ МПа}$ [21].

Максимальний кут повороту рульового колеса від середнього положення до крайнього в кожну сторону в залежності від типу і призначення автомобіля знаходиться в межах 74° , що відповідає його 1,7 обертам [22].

У даному випадку рульовий вал виконаний перфорованим. Вал працює на кручення, навантажуючи моментом $M_{KP} = 78.96 \text{ Нм}$.

Напряга кручення перфорованого валу:

$$t_{KP} = \frac{M_{P.K} d_H}{0.2(d_H^4 - d_B^4)}, \quad (3.9)$$

де d_H і d_B – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри вала,
 $d_H = 0.027 \text{ м}$; $d_B = 0.019 \text{ м}$.

$$t_{KP} = \frac{78.96 \cdot 0.027}{0.2(0.027^4 - 0.019^4)} = 26.63 \quad (3.10)$$

Допустимі напруги крутіння рульового вала $[\tau_{KP}] = 100 \text{ МПа}$ [21].

Рульовий вал виконують зі сталі марок 20, 35, 45 [21].

Рульовий вал перевіряють також на жорсткість по куту закручування вала (рад):

$$q^I = \frac{2pL_{P.B}}{d_H G} \quad (3.11)$$

де $L_{P.B}$ – довжина вала, $L_{P.B} = 0.17 \text{ м}$;

G – модуль пружності другого роду.

$$q^I = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.17}{0.027 \cdot 2} = 1.97^\circ \quad (3.12)$$

Максимальний кут закручування рульового вала не повинен перевищувати $5 \dots 8^\circ$ на 1 м довжини вала [22].

3.5 Методика розрахунків на втомну міцність матеріалу елемента травмобезпечного пристрою

Основні положення

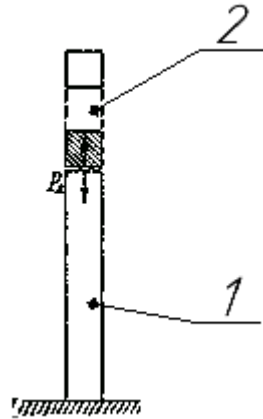
Явище удару виходить в тому випадку, коли швидкість розглянутої частини конструкції або дотичних з нею частин змінюється в дуже короткий період часу [19].

Таке явище відбуваються при куванні; удар відчують і проковувати виріб і шток молота з бойком, так як останній дуже швидко зупиняється при зіткненні з виробом. Під час удару між обома вдаряє деталями виникають досить великі взаємний тиск. Швидкість вдаряє тіла за дуже короткий проміжок часу змінюється і в окремому випадку падає до нуля; тіло зупиняється. Значить, на нього від наголошеної деталі передаються дуже великі прискорення, спрямовані в бік, протилежний його руху, т.е. Передається реакція, яка дорівнює добутку маси вдаряє тіла на це прискорення.

Позначаючи це прискорення через формулу:

$$P_d = \frac{Q}{g} a, \quad (3.13)$$

можна написати, що реакція, де Q – вага вдаряє тіла. Згідно із законом рівності дії і протидії на вдаряє. частина конструкції передається така ж сила, але назад спрямована (рисунок 3.4). Ці сили і викликають напруження в обох тілах.



1 – закріплене тіло; 2 – тіло що спричиняє удар; P_d – сила яка виникає під час напруження

Рисунок 3.4 – Розрахункова схема ударного напруження

Таким чином, в наголошеній частини конструкції виникають такі напруги, як ніби до неї додавалася сила інерції вдаряє тіла; ми можемо обчислити ці напруги, розглядаючи силу інерції P_d як статичне навантаження нашої конструкції. Утруднення полягає в обчисленні цієї сили інерції. Величини того проміжку часу, протягом якого відбувається падіння швидкості до нуля, ми не знаємо. Тому залишається невідомою величина прискорення a , а отже, і сили P_d . Таким чином, хоча обчислення напружень при ударі є окремим випадком завдання обліку сил інерції, однак для обчислення сили P_d і пов'язаних з нею напружень і деформацій тут доводиться застосовувати інший прийом і користуватися законом збереження енергії.

При ударі відбувається дуже швидке перетворення одного виду енергії в інший: кінетична енергія вдаряє тіла перетворюється в потенційну енергію деформації. Висловлюючи цю енергію в функції сили P_d або напруги, або деформацій отримуємо можливість обчислити ці величини.

Загальний прийом обчислення динамічного коефіцієнта при ударі.

Припустимо, що дуже жорстке тіло А вагою Q , деформацією якого можна знехтувати, падаючи з деякої висоти H , вдаряє по іншому тілу В, який спирається на пружну систему С (рисунок 3.5). В окремому випадку це може бути падіння вантажу на кінець призматичного стержня, інший кінець якого закріплений (поздовжній удар), падіння вантажу на балку, що лежить на опорах (вигинає удар), і тощо.

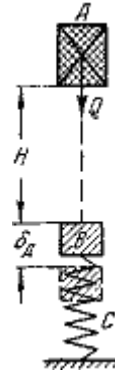


Рисунок 3.5 – Динамічна модель ударного навантаження

Протягом дуже короткого проміжку часу пружна система С випробує деяку деформацію. Позначимо через δ_d переміщення тіла В (місцевої деформацією якого нехтуємо) в напрямку удару. У згаданих окремих випадках при поздовжньому ударі за переміщення δ_d відповідно потрібно вважати поздовжню деформацію стрижня Δl_d , при згинатися ударі – прогин балки f_d в вдаряє перетині і т. П. В результаті удару в системі С виникнуть напруги (або – в залежності від виду деформації).

Вважаючи, що кінетична енергія T вдаряє тіла повністю переходить в потенційну енергію U_d деформації пружної системи, можемо написати:

$$T = U_d \quad (3.14)$$

Так як до моменту закінчення деформації вдаряє тіло пройде шлях $H + \delta_d$, то його запас енергії буде вимірюватися виробленої їм роботою A_d і буде дорівнює:

$$T = A_d = Q(H + \delta_d) \quad (3.15)$$

Обчислимо тепер U_d . При статичній деформації потенційна енергія U_c чисельно дорівнює половині твори діючої сили на відповідну деформацію:

$$U_c = \frac{1}{2} Q \delta_c \quad (3.16)$$

Статична деформація δ_c в ударяє перерізі може бути обчислена за законом Гука, який в загальному вигляді можна записати так:

$$\delta_c = q \cdot c \quad \text{або} \quad Q = c \delta_c$$

Тут c – деякий коефіцієнт пропорційності (званий іноді жорсткістю системи); він залежить від властивостей матеріалу, форми і розмірів тіла, виду деформації і положення наголошеного перетину. Так, при простому розтягуванні або стисненні

$$\delta_c = \Delta l_c = \frac{Ql}{EF}, \quad (3.17)$$

або

$$c = \frac{EF}{l}, \quad (3.18)$$

при вигині балки, шарнірно закріпленої по кінцях, зосередженої силою Q посередині прольоту

$$\delta_c = f_{c\max} = \frac{Ql^3}{48EJ}, \quad (3.19)$$

та

$$c = \frac{48EJ}{l^3}, \quad (3.20)$$

тощо.

Таким чином, вираз для енергії може бути переписано так:

$$U_c = \frac{1}{2} Q \delta_c = \frac{c}{2} \delta_c^2. \quad (3.21)$$

В основу цієї формули покладені дві передумови: а) справедливість закону Гука і б) поступовий – від нуля до остаточного значення – зростання сили Q , напруг і пропорційних їм деформацій.

Досліди з визначенням модуля пружності за спостереженнями над пружними коливаннями стрижнів показують, що і при динамічному дії навантажень закон Гука залишається в силі, і модуль пружності зберігає свою величину. Що стосується характеру наростання напруги і деформацій, то і при ударі деформація відбувається, хоча і швидко, але не миттєво δ_d ; поступово зростає протягом дуже короткого проміжку часу від нуля до остаточного значення; паралельно зростанню деформацій зростають і напруги P_d .

Реакція системи C на дію впав вантажу Q (назвемо її P_d) є наслідком розвитку деформації δ_d ; вона зростає паралельно δ_d від нуля до остаточної, максимальної величини і, якщо напруги P_d не перевищують межі пропорційності матеріалу, пов'язана з нею законом Гука:

$$\delta_d = \frac{P_d}{c}, \quad (3.22)$$

де c – згаданий вище коефіцієнт пропорційності, який зберігає своє значення і при ударі.

Таким чином, обидві передумови для правильності формули (3.21) приймаються і при ударі. Тому можна вважати, що вид формули для U_d при ударі буде той же, що і при статичному навантаженні системи C силою інерції P_d , тощо.

$$U_d = \frac{1}{2} P_d \delta_d = \frac{c}{2} \delta_d^2 = \frac{Q}{2\delta_c} \delta_d^2. \quad (3.23)$$

(Тут враховано, що за попереднім $c = Q \cdot \delta_c$.) Підставляючи значення T і U_d в рівняння (3.46), отримуємо:

$$Q(H + \delta_d) = \frac{Q}{2\delta_c} \delta_d^2, \quad (3.24)$$

або

$$\delta_d^2 - 2\delta_d \delta_c - 2H\delta_c = 0. \quad (3.25)$$

Звідси

$$\delta_d = \delta_c \pm \sqrt{\delta_c^2 + 2H\delta_c}, \quad (3.26)$$

або, утримуючи перед радикалом для визначення максимальної величини деформації системи в напрямку удару знак плюс, отримуємо:

$$\delta_d = \delta_c \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_c}}\right) = K_d \delta_c, \quad (3.27)$$

Так як напруження і зусилля по закону Гука пропорційні деформації, то:

$$p_d = p_c \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_c}}\right) = K_d p_c, \quad (3.28)$$

$$P_d = Q \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}}\right) = K_d Q. \quad (3.29)$$

З цих формул видно, що величина динамічних деформацій, напружень і зусиль залежить від величини статичної деформації, тобто від жорсткості і поздовжніх розмірів наголошеного тіла; нижче це додатково буде показано на окремих прикладах. Величина

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_c}}, \quad (3.30)$$

в даному випадку є динамічний коефіцієнт.

Замінюючи в цій формулі H на $\frac{v^2}{2g}$, де v – швидкість вдаряє тіла в початковий момент удару, отримуємо:

$$K_D = +1 \sqrt{+1 + \frac{v^2}{n\delta_c}}. \quad (3.31)$$

Крім того, так як

$$\frac{2H}{\delta_c} = \frac{QH}{\frac{1}{2}Q\delta_c} = \frac{T_0}{U_c}, \quad (3.32)$$

де $T_0 = QH$ – енергія вдаряє тіла до моменту початку удару, то вираз для динамічного коефіцієнта може бути представлено ще й у такому вигляді:

$$K_D = 1 \sqrt{1 + \frac{T_0}{U_c}}. \quad (3.33)$$

Якщо ми в формулах (3.59) і (3.60) покладемо $H=0$, тобто просто відразу докладемо вантаж Q , то $\delta_D = 2\delta_c$ і $p_D = 2p_c$; при раптовому додатку сили Q деформації і напруги вдвічі більше, ніж при статичній дії тієї ж сили.

Навпаки, якщо висота падіння вантажу H (або швидкість v) велика в порівнянні з деформацією δ_c , то в підкорінного вираження формул (3.29) – (3.34) можна знехтувати одиницею в порівнянні з величиною відношення $\frac{2H}{\delta_c}$. Тоді для δ_D і p_D виходять такі вирази:

$$\delta_D = \delta_c \left(1 + \sqrt{\frac{2H}{\delta_c}}\right), \text{ та } p_D = p_c \left(1 + \sqrt{\frac{2H}{\delta_c}}\right). \quad (3.34)$$

При дуже великій величині відношення $\frac{2H}{\delta_c}$ можна знехтувати і одиницею, що стоїть перед коренем, тобто написати:

$$\delta_D = \delta_c \sqrt{\frac{2H}{\delta_c}} \text{ та } p_D = p_c \sqrt{\frac{2H}{\delta_c}}. \quad (3.35)$$

Динамічний коефіцієнт в цьому випадку визначається за формулою

$$K_d = \sqrt{\frac{2H}{\delta_c}} = \sqrt{\frac{T_0}{U_c}}. \quad (3.36)$$

Необхідно відзначити, що в той час як зневага одиницею $2H$ в подкоренного вираженні допустимо вже при $\frac{2H}{\delta_c} \geq 10$ (неточність наближених формул буде не більше 5%). зневага одиницею, що стоїть перед коренем, допустимо лише при дуже великій величині відношення $\frac{2H}{\delta_c}$. Так, наприклад, для того щоб наближені формули (3.33) і (3.34) давали похибка не більше 10%, відношення $\frac{2H}{\delta_c}$ має бути більше 110.

Формули $\delta_d = K_d \delta_c$ і $p_d = K_d p_c$, в яких K_d виражається через $\frac{T_0}{U_c}$, можуть бути використані також для вирішення завдання про зустрічному ударі тіл, що рухаються з певною швидкістю, при визначенні напружень в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння, викликаних різким підвищенням тиску газу при спалаху горючої суміші та ін. На цій підставі їх можна вважати загальними формулами для розрахунку на удар.

Узагальнюючи сказане вище, можливо намітити наступний загальний прийом рішення задач на визначення напружень при ударі. Застосовуючи закон збереження енергії, треба:

- обчислити кінетичну енергію вдаряє тіла T ;
- обчислити потенційну енергію U_d тіл, що сприймають удар, під навантаженням їх силами інерції при ударі; потенційна енергія повинна бути виражена через напругу (Q_d, τ_d) в будь-якому перетині, через деформацію (подовження, прогин) або через силу інерції P_d вдаряє тіла;
- прирівняти величини U_d і T і з отриманого рівняння знайти або безпосередньо динамічна напруга, або деформацію, а по ній, користуючись

законом Гука, напруга або силу P_d і відповідні їй динамічні напруження і деформації.

Описаний загальний прийом розрахунку на удар передбачає, що вся кінетична енергія вдаряє тіла цілком переходить в потенційну енергію деформації пружної системи. Це припущення неточно. Кінетична енергія падаючого вантажу частково перетворюється в теплову енергію і енергію непружної деформації основи, на яку спирається система.

Разом з тим при високих швидкостях удару деформація за час удару не встигає поширитися на весь обсяг наголошеного тіла і в місці удару виникають значні місцеві напруги, іноді перевершують межа плинності матеріалу. Так, наприклад, при ударі свинцевим молотком по сталевій балці велика частина кінетичної енергії перетворюється в енергію місцевих деформацій. Подібне ж явище може мати місце навіть і в тому випадку, коли швидкість удару мала, але жорсткість або маса наголошеної конструкції велика.

Зазначені випадок відповідають великим величинам дробу $\frac{2H}{\delta_c}$. Тому можна сказати, що описаний вище метод розрахунку застосуємо, поки дріб $\frac{2H}{\delta_c}$ не перевищує певної величини. Більш точні дослідження показують, що помилка не перевищує 10% якщо $\frac{2H}{\delta_c} \leq 100$. Так як ця дріб може бути представлена у вигляді відношення $\frac{T_0}{U_c}$, то можна сказати, що викладений метод можна застосовувати, поки енергія удару перевищує не більше ніж в 100 разів потенційну енергію деформації, відповідну статичному навантаженні конструкції вагою вдаряє вантажу. Облік маси наголошеного тіла при ударі дозволяє дещо розширити межі застосовності цього методу в тих випадках, коли маса наголошеного тіла велика.

Ця методика може використана мною для визначення сталосної напруги, що може допомогти в поліпшенні міцності на скручення та

сповільнення зминання травмобезпечного елемента (перфорованого циліндру).

3.6 Методика побудування характеристики руйнувань матеріалу елемента травмобезпечного пристрою

Механічне руйнування в широкому сенсі включає в себе зміну широкого спектру характеристик або станів матеріалу конструктивного елемента, в результаті якого конструктивний елемент втрачає здатність функціонувати належним чином у складні конструкції [23]. Можливі види руйнування в цьому випадку можуть бути пов'язані з фізичними, хімічними або механічними процесами або з деякою сукупністю пов'язаних між собою зазначених процесів.

Під механічним руйнуванням елемента у вузькому сенсі звичайно розуміють досягнення деякими характеристиками напружено-деформованого стану (НДС) в матеріалі елемента критичного рівня в одній або декількох точках. Математичні моделі, що описують наступ руйнування матеріалу в зазначеному сенсі, зветься механічних теорій міцності [23].

Загальновизнано, що стан руйнування у вузькому сенсі для традиційних конструкційних матеріалів (сталевих, титанових, алюмінієвих і ін. сплавів) є фінальною стадією деформування матеріалу і визначається історією деформування, а також структурою і фізико-механічними характеристиками матеріалу. При розробці програмних засобів, що забезпечують комп'ютерне моделювання процесів руйнування конструкційних матеріалів при дії динамічних навантажень зі змінними швидкостями деформування, що використовуються математичні моделі механічних теорій міцності повинні відповідати певним вимогам по теоретичної та експериментальної обґрунтованості, ступеня трудомісткості оснащення експериментальними даними, ступеня складності та алгоритмічності в реалізації тощо.

При високих швидкостях деформацій в матеріалі можливі стану з перевантаженнями, при яких рівень поточного напруженого стану перевищує межу міцності. при короточасних перевантаженнях матеріал може набувати деякий рівень ушкоджень, (мікротріщин, мікропор, мікроструктурних порушень і тощо) знижують характеристики міцності матеріалу. Передбачається, що частково пошкоджений матеріал не містить макроскопічних руйнувань. Процес накопичення пошкоджень і макроскопічного руйнування в режимі перевантажень є істотно не рівноважних, тобто точно залежать від часу. Типовий приклад нерівномірного руйнування – «зколювального» руйнування.

При ударно-хвильових процесах деформування матеріал може відчувати режими знакозмінного навантаження зі складними траєкторіями деформування, викликані хвилями навантаження і розвантаження. При цьому накопичення пошкоджень, наступ руйнування і просторова орієнтація руйнування (компоненти нормалі до площі руйнування) і тип руйнування (відрив, зсув) пружньо-пластичні деформування матеріалу супроводжується появою деформаційною анізотропії матеріалу, динамічного ефекту Баушінгера. Анізотропія ПДВ істотно впливає на процеси накопичення пошкоджень і її слід враховувати при знакозмінному пружно деформації.

При проведенні прикладних розрахунків на міцність зазвичай постулюється, що вид динамічної діаграми деформування матеріалу визначається історією зміни сукупності фізико-механічних параметрів деформування (інтенсивність деформацій, швидкість деформацій, температура). при аналізі процесів динамічного руйнування набір зазначених фізико-механічних параметрів повинен бути доповнений характеристиками тензорів напруг і деформацій, що описують історію зміни ПДВ (жорсткість напруженого стану істотним чином залежать від історії деформування і динамічних характеристик матеріалу [23].

Більшість наведених у цій методиці моделей механічних теорій міцності в російськомовній літературі відносять до класичних однопараметричних теорій міцності.

Як параметри однопараметричних теорій міцності, що ідентифікують напружено–деформований стан (НДС) матеріалу при настанні руйнування, використовуються деякі скалярні величини, що представляють собою еквівалентні напруги, або еквівалентні деформації. Критерієм руйнування є досягнення зазначеними параметрами критичних значень, яким на діаграмі деформування відповідає стан руйнування. Іншими словами, в однопараметричних теоріях міцності критичні значення еквівалентних напружень, або еквівалентних деформацій є константами матеріалу. У математичних моделях склерономного (не залежного від часу) пружно-пластичного деформування добре себе виправдала гіпотеза «Єдиної кривої деформування». Відповідно до цієї гіпотези залежність інтенсивності напружень σ_i і від інтенсивності пластичних деформацій ξ_i^p описується однією і тією ж функцією для всіх видів ПДВ, але різної для різних матеріалів:

$$\sigma_i = f(\xi_i^p). \quad (3.37)$$

При динамічному деформуванні в рівнянні діаграми необхідно враховувати вплив швидкості деформування, що приводить до Залежно діаграми деформування від двох аргументів [23].

Для непропорційних траєкторій навантаження з проміжними розгрузками і наступними навантаженнями поточний рівень пошкоджень є функціоналом історії зміни інваріантів ПДВ (історії навантаження, включаючи швидкість деформацій). поверхня руйнування використовується в цьому випадку як елемент схеми підсумовування пошкоджень. Найбільш поширеними і часто використовуваними в прикладних розрахунках є алгоритми лінійного підсумовування пошкоджень.

Опис процесів руйнування			
Типові руйнування	Тип параметрів що описує руйнування	Параметри руйнувань	Критерії руйнування
1. Зсув 2. Смути адіабатного зсуву	Деформаційні (скалярна змінна)	ϵ_1 ϵ_3 γ_1 $\Delta \epsilon^p = \sqrt{\frac{2}{3} \Delta \epsilon_{ij}^p \Delta \epsilon_{ij}^p}$	$\epsilon_1 > \epsilon_{\max}$ $\epsilon_3 < \epsilon_{\min}$ $\gamma_1 > \gamma_{\max}$ $\sum \Delta \epsilon^p > \epsilon_{\max}^p$
3. Відрив 4. Відкол 5. Фазові переходи	Силові (скалярна змінна)	σ_1 P $\bar{\sigma} = \sqrt{1.5(\sigma'_{ij} \sigma'_{ij})}$ $\Delta K^\sigma = (\sigma_1 - \sigma_0)^2 \Delta t$	$\sigma_1 > \sigma_{\max}$ $P < P_{\min}$ $P > P_{\max}$ $\bar{\sigma} > \bar{\sigma}_{\max}$ $\sum \Delta K^\sigma > K_{\max}^\sigma$
6. Щілиноутворення 7. Роздрібнення (множинне руйнування)	Енергетичні. Комбіновані. (скалярна змінна)	1. А.Г. Иванов; 2. D.E. Grady; M.E. Kipp.; 3. J.W. Ju.; 4. D.R. Curran, L. Seaman, D.A. Shokey.; 5. Gurson A.L.	

Рисунок 3.6 – Комп'ютерні моделі руйнувань

На закінчення слід зазначити, що в прикладних дослідженнях рівняння граничних поверхонь в основному формулюються в просторі напружень [23].

Кількісні параметри характеризують пошкодження можливе використання або еквівалентних напруг, або пластичних деформацій. При цьому слід враховувати, що еквівалентні напруги і пластичні деформації знаходяться у взаємній залежності, яка визначається діаграмою деформування. Тому з алгоритмічної точки зору іноді виявляється зручніше використовувати параметр, що характеризує руйнування, величину приросту пластичних деформацій або швидкість пластичних деформацій, а граничну поверхню (поверхню руйнування) задавати в просторі напруг.

Виходячи з приведених методів, було прийнято рішення використати ці методи для випробовування обраного травмобезпечного пристрою рульового керування ВАЗ 2108.

Основні параметри що підлягають дослідженню:

– відносна деформація

$$\xi = \frac{\Delta l}{L}, \quad (3.38)$$

- сила напруження P , Н;
- площа перетину S ;
- внутрішнє напруження в тілі σ МПа;
- модуль пружності матеріалу

$$E = \frac{\sigma}{\xi}, \text{ МПа.} \quad (3.39)$$

Таким чином для запропонованих матеріалів і конструктивних особливостей модельних зразків можливо визначити основні закономірності дослідів:

$$\sigma = f(\xi), \quad (3.40)$$

$$E = f(K_m, K_\phi), \quad (3.41)$$

K_m – параметр матеріалу;

K_ϕ – параметр форми.

3.7 Висновки до розділу 3

В даному розділі мною було зроблено наступне:

Наведено загальна характеристика методів дослідження.

Описано методи випробувань травмобезпечних пристроїв.

Представлено методи розрахунків на міцність елементів конструкції травмобезпечних пристроїв.

Виконано розрахунок травмобезпечного рульового пристрою.

Обґрунтована методика розрахунків на втомну міцність матеріалу елемента травмобезпечного пристрою.

Наведена методика побудування характеристики руйнувань матеріалу елемента травмобезпечного пристрою.

Згідно з цими дослідженнями, вважаю доцільним зазначити наступне.

По-перше, до видів матеріалів з яких пропонується виконати травмобезпечний тонкостінний елемент слід внести такі матеріали як сталь, алюміній, полімери (наприклад фторпласт– 4).

По-друге, за отриманими результатами розробити рекомендації щодо їх впровадження до конструкції травмобезпечного елемента в конструкцію обраного автомобіля-прототипу.

РОЗДІЛ 4 АНАЛІТИЧНІ РОЗРАХУНКИ НОРМИ НАДІЙНОСТІ ТА РОЗРАХУНОК НА ЗМИНАННЯ

4.1 Розрахунок норми надійності обраного елементу

Оскільки визначено що з'єднання валів рульової колонки через травмобезпечний (демпфуючий елемент) доцільно розглядати по-перше, при експлуатаційних режимах навантаження (циклічні обертальні навантаження, які обумовлені малоамплітудними і низькочастотними деформаціями крутіння елементу навколо своєї осі), по-друге з іншої при миттєвому руйнуванні при розповсюдженні удару по передній частині кузова автомобіля при ДТП, то в першому випадку мова йде про надійність з'єднання, а в другому – про його ненадійність, або про надійність руйнування. Таким чином попередній розрахунок норми надійності необхідно виконати для двох режимів роботи з'єднання, що досліджується:

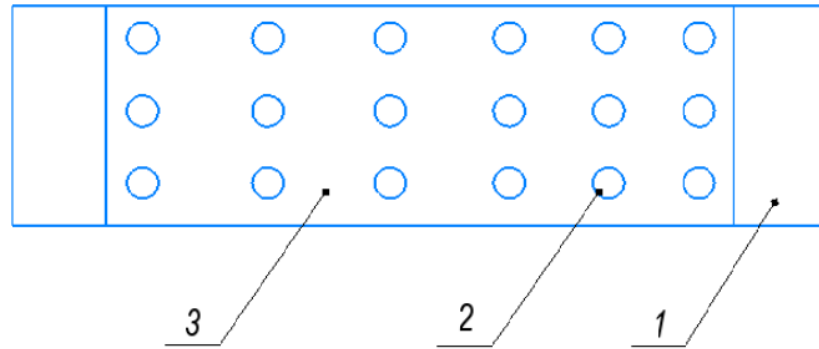
– режим №1, при якому з'єднання постійно експлуатується під час використання автомобіля за призначенням, та піддається циклічним навантаженням крутіння та продовжним навантаженням штовхання. При цьому в тілі матеріалу демпфуючого елементу накопичуються мікропошкодження, які при досягненні визначеної кількості циклів призведуть до зниження опору втомі (втомної довговічності), і як наслідок к можливої раптової відмови при здійсненні рулювання автомобілем;

– режим №2, при якому демпфуючий елемент миттєво руйнується без накопичення мікропошкоджень, а навпаки повинно створитися макропошкодження, що призведе до повного його руйнування. При цьому час, що відводиться на процес руйнування повинен бути як найменшим.

Для розрахунку норми надійності розробляють структурну модель, в якій враховують всі елементи, які беруть участь у передачі обертальних рухів з одного боку, и з іншого боку, які сприймають на собі реакційні сили та

моменти. Виходячи з цього необхідно задаватися вихідними даними для розрахунків.

Пропонується розглянути наступну модель травмобезпечного елемента (демпфуючого елемента), рисунок 4.1.



1 – вал; 2 – отвір; 3 – зона контролю змін

Рисунок 4.1 – Принципова схема перфорованого циліндру травмобезпечного рульового керування

4.1.1 Розрахунок норми надійності при роботі травмобезпечного елемента в режимі №1

У розрахунку надійності пропонується здійснити обчислення за теоретично позначеними вихідними даними. При цьому переслідується мета змодельовати характер зміни показників надійності як всього елемента, так і його окремих компонентів (це можуть бути отвори певної форми) у відповідності з їх кількістю N та окремим емпіричним одиночним показником, в якості якого розглядається інтенсивність відмов.

Так, наприклад задається ймовірність безвідмовної роботи $R(t_0)=0,99$ і інтенсивності відмов (мікропошкоджень) окремого компонента $\lambda_1(t) = 2,5 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл; $\lambda_2(t) = 2,9 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл; $\lambda_3(t) = 3,5 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл.

а) Середня кількість зон перфорації.

Кількість компонентів, наприклад отворів за рисунком 2.1 складає $N=18$. При цьому під інтенсивністю відмов розглядається інтенсивність утворення деякої кількості мікропошкоджень яка починає приводити до початку зниження опору втоми.

У відповідності з методикою проведення розрахунків показників норми надійності викладеної у роботі [24] показники надійності для моделі, що досліджується визначаються наступним чином. Оскільки кількість компонентів (отворів) складає $N=18$ і всі вони рівно надійні.

Інтенсивність відмови всього демпфуючого елемента, при $\lambda_1(t) = 2.5 \cdot 10^{-9}$ визначиться наступними чином (4.1):

$$\lambda(t) = 2.5 \cdot 10^{-9} \cdot 18 = 45 \cdot 10^{-9}, 1/\text{цикл.} \quad (4.1)$$

Напрацювання на відмову (початок зміни форми отвору) визначиться наступним чином (4.2):

$$T_{m1} = \frac{1}{\lambda_f} = \frac{1}{2.5 \cdot 10^{-9}} = 2.5 \cdot 10^9, \text{циклів.} \quad (4.2)$$

Уточнений теоретичний ресурс (довговічність) t_0 усього демпфуючого елемента визначиться у відповідності з розрахунком (4.3):

$$t_o = -\ln R(t_0) / \lambda = -\ln 0.99 / 45 \cdot 10^{-9} = -\frac{-0.01}{45 \cdot 10^{-9}} = 2,22 \cdot 10^5, \text{циклів.} \quad (4.3)$$

Ймовірність безвідмовної роботи i -го компонента R_i (початку зміни форми) визначиться у відповідності з розрахунком (4.4):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 t_0) = \exp(-2.5 \cdot 10^{-9} \cdot 2,22 \cdot 10^5) = 1,0. \quad (4.4)$$

Таким чином, при прогнозованій інтенсивності утворення деякої кількості мікро пошкоджень $\lambda_1(t) = 2.5 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл кількість циклів до початку руйнування буде складати $N(t_0) = 2,22 \cdot 10^5$, при цьому ймовірність роботи кожного з отворів до початку зміни форми буде складати $R_i = 1,0$.

Інтенсивність відмови всього демпфуючого елемента, при $\lambda_2(t) = 2.9 \cdot 10^{-9}$ визначиться наступними чином (4.5):

$$\lambda(t) = 2.9 \cdot 10^{-9} \cdot 18 = 52,2 \cdot 10^{-9}, 1/\text{цикл.} \quad (4.5)$$

Напрацювання на відмову (початок зміни форми отвору) визначиться наступним чином (6):

$$T_{m1} = \frac{1}{\lambda_f} = \frac{1}{2.9 \cdot 10^{-9}} = 2.9 \cdot 10^9, \text{циклів.} \quad (4.6)$$

Уточнений теоретичний ресурс (довговічність) t_0 усього демпфуючого елемента визначиться у відповідності з розрахунком (4.7):

$$t_0 = -\ln R(t_0) / \lambda = -\ln 0.99 / 52,2 \cdot 10^{-9} = -\frac{-0,01}{52,2 \cdot 10^{-9}} = 1,92 \cdot 10^5, \text{циклів.} \quad (4.7)$$

Ймовірність безвідмовної роботи i -го компонента R_i (початку зміни форми) визначиться у відповідності з розрахунком (8):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 t_0) = \exp(-2.9 \cdot 10^{-9} \cdot 1,92 \cdot 10^5) = 1,0. \quad (4.8)$$

Таким чином, при прогнозованій інтенсивності утворення деякої кількості мікро пошкоджень $\lambda_2(t) = 2.9 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл кількість циклів до початку руйнування буде складати $N(t_0) = 1,92 \cdot 10^5$, при цьому ймовірність роботи кожного з отворів до початку зміни форми буде складати $R_i = 1,0$.

Інтенсивність відмови всього демпфуючого елемента, при $\lambda_3(t) = 3.5 \cdot 10^{-9}$ визначиться наступними чином (4.9):

$$\lambda(t) = 3,5 \cdot 10^{-9} \cdot 18 = 63 \cdot 10^{-9}, 1/\text{цикл.} \quad (4.9)$$

Напрацювання на відмову (початок зміни форми отвору) визначиться наступним чином (4.10):

$$T_{m1} = \frac{1}{\lambda_f} = \frac{1}{3,5 \cdot 10^{-9}} = 3,5 \cdot 10^9, \text{циклів.} \quad (4.10)$$

Уточнений теоретичний ресурс (довговічність) t_0 усього демпфуючого елемента визначиться у відповідності з розрахунком (4.11):

$$t_0 = -\ln R(t_0) / \lambda = -\ln 0.99 / 63 \cdot 10^{-9} = -\frac{-0,01}{63 \cdot 10^{-9}} = 1,58 \cdot 10^5, \text{циклів.} \quad (4.11)$$

Ймовірність безвідмовної роботи i -го компонента R_i (початку зміни форми) визначиться у відповідності з розрахунком (4.12):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 t_0) = \exp(-3,5 \cdot 10^{-9} \cdot 1,58 \cdot 10^5) = 1,0. \quad (4.12)$$

Таким чином, при прогнозованій інтенсивності утворення деякої кількості мікро пошкоджень $\lambda_2(t) = 3,5 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл кількість циклів до початку руйнування буде складати $N(t_0) = 1,58 \cdot 10^5$, при цьому ймовірність роботи кожного з отворів до початку зміни форми буде складати $R_i = 1,0$.

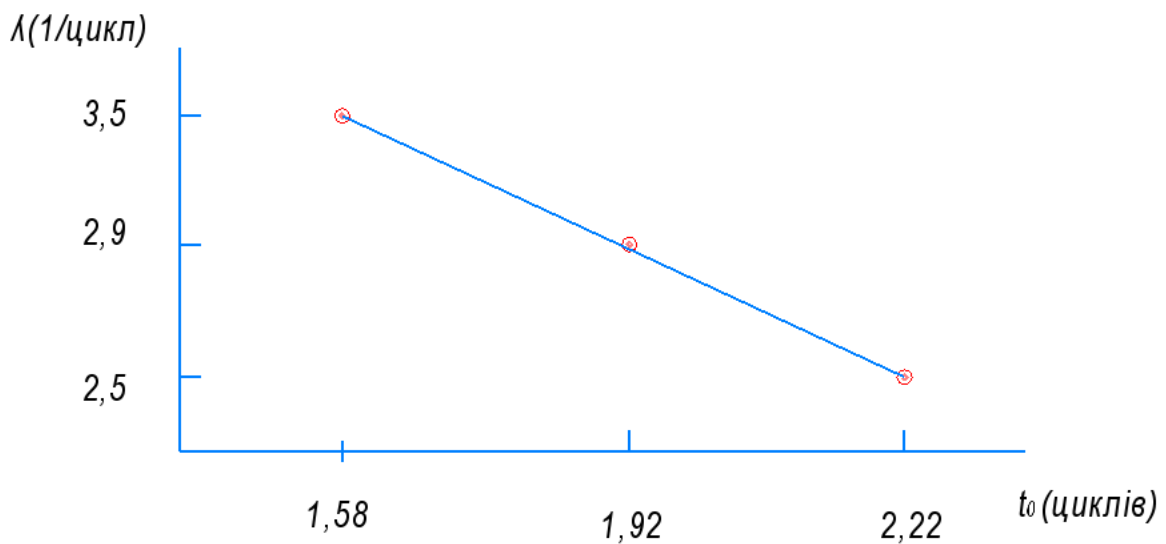


Рисунок 4.2 – графік падіння кількості циклів t_0 до початку руйнування травмобезпечного елемента при зростанні вірогідності руйнування λ всього елемента

б) Збільшена кількість зон перфорації

Оскільки кількість компонентів (отворів) складає $N=27$ і всі вони рівно надійні. Інтенсивність відмови всього демпфуючого елемента, при $\lambda_1(t) = 2,5 \cdot 10^{-9}$ визначиться наступними чином (4.13):

$$\lambda(t) = 2,5 \cdot 10^{-9} \cdot 18 = 67 \cdot 10^{-9}, 1/\text{цикл}. \quad (4.13)$$

Напрацювання на відмову (початок зміни форми отвору) визначиться наступним чином (4.14):

$$T_{m1} = \frac{1}{\lambda_f} = \frac{1}{2.5 \cdot 10^{-9}} = 2.5 \cdot 10^9, \text{циклів.} \quad (4.14)$$

Уточнений теоретичний ресурс (довговічність) t_0 усього демпфуючого елемента визначиться у відповідності з розрахунком (4.15):

циклів (4.14)

$$t_0 = -\ln R(t_0) / \lambda = -\ln 0.99 / 67,5 \cdot 10^{-9} = -\frac{-0,01}{67,5 \cdot 10^{-9}} = 1,48 \cdot 10^5, \text{циклів.} \quad (4.15)$$

Ймовірність безвідмовної роботи i -го компонента R_i (початку зміни форми) визначиться у відповідності з розрахунком (4.16):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 t_0) = \exp(-2.5 \cdot 10^{-9} \cdot 1,48 \cdot 10^5) = 1,0. \quad (4.16)$$

Таким чином, при прогнозованій інтенсивності утворення деякої кількості мікропошкоджень $\lambda_1(t) = 2.5 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл кількість циклів до початку руйнування буде складати $N(t_0) = 1,48 \cdot 10^5$, при цьому ймовірність роботи кожного з отворів до початку зміни форми буде складати $R_i = 1,0$.

Інтенсивність відмови всього демпфуючого елемента, при $\lambda_2(t) = 2.9 \cdot 10^{-9}$ визначиться наступними чином (4.17):

$$\lambda(t) = 2.9 \cdot 10^{-9} \cdot 27 = 78,3 \cdot 10^{-9}, 1/\text{цикл.} \quad (4.17)$$

Напрацювання на відмову (початок зміни форми отвору) визначиться наступним чином (4.18):

$$T_{m1} = \frac{1}{\lambda_f} = \frac{1}{2.9 \cdot 10^{-9}} = 2.9 \cdot 10^9, \text{циклів.} \quad (4.18)$$

Уточнений теоретичний ресурс (довговічність) t_0 усього демпфуючого елемента визначиться у відповідності з розрахунком (4.19):

$$t_o = -\ln R(t_o) / \lambda = -\ln 0.99 / 78,3 \cdot 10^{-9} = -\frac{-0,01}{78,3 \cdot 10^{-9}} = 1,28 \cdot 10^5, \text{циклів.} \quad (4.19)$$

Ймовірність безвідмовної роботи i -го компонента R_i (початку зміни форми) визначиться у відповідності з розрахунком (4.20):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 t_o) = \exp(-2,9 \cdot 10^{-9} \cdot 1,28 \cdot 10^5) = 1,0. \quad (4.20)$$

Таким чином, при прогнозованій інтенсивності утворення деякої кількості мікро пошкоджень $\lambda_2(t) = 2,9 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл кількість циклів до початку руйнування буде складати $N(t_0) = 1,92 \cdot 10^5$, при цьому ймовірність роботи кожного з отворів до початку зміни форми буде складати $R_i = 1,0$.

Інтенсивність відмови всього демпфуючого елемента, при $\lambda_3(t) = 3,5 \cdot 10^{-9}$ визначиться наступними чином (4.21):

$$\lambda(t) = 3,5 \cdot 10^{-9} \cdot 27 = 94,5 \cdot 10^{-9}, 1/\text{цикл.} \quad (4.21)$$

Напрацювання на відмову (початок зміни форми отвору) визначиться наступним чином (4.22):

$$T_{m1} = \frac{1}{\lambda_f} = \frac{1}{3,5 \cdot 10^{-9}} = 3,5 \cdot 10^9, \text{циклів.} \quad (4.22)$$

Уточнений теоретичний ресурс (довговічність) t_0 усього демпфуючого елемента визначиться у відповідності з розрахунком (4.23):

$$t_o = -\ln R(t_o) / \lambda = -\ln 0.99 / 94,5 \cdot 10^{-9} = -\frac{-0,01}{94,5 \cdot 10^{-9}} = 1,05 \cdot 10^5, \text{циклів.} \quad (4.23)$$

Ймовірність безвідмовної роботи i -го компонента R_i (початку зміни форми) визначиться у відповідності з розрахунком (4.24):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 t_o) = \exp(-3,5 \cdot 10^{-9} \cdot 1,05 \cdot 10^5) = 1,0. \quad (4.24)$$

Таким чином, при прогнозованій інтенсивності утворення деякої кількості мікропошкоджень $\lambda_2(t) = 3,5 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл кількість циклів до початку

руйнування буде складати $N(t_0)=1,05 \cdot 10^5$, при цьому ймовірність роботи кожного з отворів до початку зміни форми буде складати $R_i=1,0$.

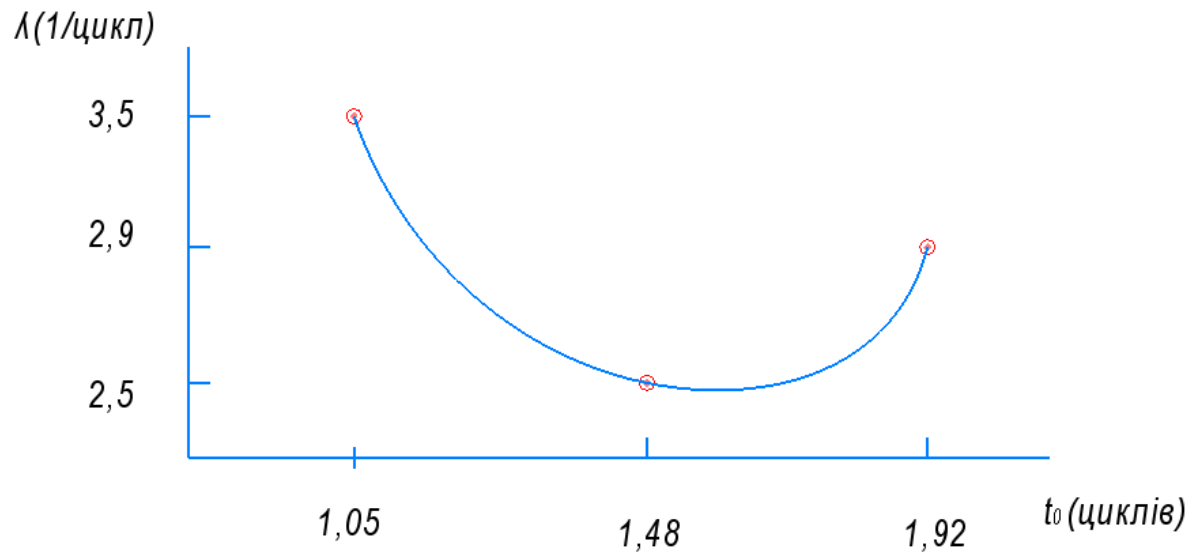


Рисунок 4.3 – графік падіння кількості циклів t_0 до початку руйнування травмобезпечного елемента при зростанні вірогідності руйнування λ всього елемента

в) Зменшена кількість зон перфорації

Оскільки кількість компонентів (отворів) складає $N=9$ і всі вони рівно надійні.

Інтенсивність відмови всього демпфуючого елемента, при $\lambda_1(t) = 2,5 \cdot 10^{-9}$ визначиться наступними чином (4.25):

$$\lambda(t) = 2,5 \cdot 10^{-9} \cdot 9 = 22,5 \cdot 10^{-9}, 1/\text{цикл.} \quad (4.25)$$

Напрацювання на відмову (початок зміни форми отвору) визначиться наступним чином (4.26):

$$T_{m1} = \frac{1}{\lambda_f} = \frac{1}{2,5 \cdot 10^{-9}} = 2,5 \cdot 10^9, \text{циклів.} \quad (4.26)$$

Уточнений теоретичний ресурс (довговічність) t_0 усього демпфуючого елемента визначиться у відповідності з розрахунком (4.27):

$$t_o = -\ln R(t_o) / \lambda = -\ln 0.99 / 22,5 \cdot 10^{-9} = -\frac{-0,01}{22,5 \cdot 10^{-9}} = 4,44 \cdot 10^5, \text{циклів.} \quad (4.27)$$

Ймовірність безвідмовної роботи i -го компонента R_i (початку зміни форми) визначиться у відповідності з розрахунком (4.28):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 t_o) = \exp(-2,5 \cdot 10^{-9} \cdot 4,44 \cdot 10^5) = 1,0. \quad (4.28)$$

Таким чином, при прогнозованій інтенсивності утворення деякої кількості мікро пошкоджень $\lambda_1(t) = 2,5 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл кількість циклів до початку руйнування буде складати $N(t_o) = 4,44 \cdot 10^5$, при цьому ймовірність роботи кожного з отворів до початку зміни форми буде складати $R_i = 1,0$.

Інтенсивність відмови всього демпфуючого елемента, при $\lambda_2(t) = 2,9 \cdot 10^{-9}$ визначиться наступними чином (4.29):

$$\lambda(t) = 2,9 \cdot 10^{-9} \cdot 9 = 26,1 \cdot 10^{-9}, 1/\text{цикл.} \quad (4.29)$$

Напрацювання на відмову (початок зміни форми отвору) визначиться наступним чином (4.30):

$$T_{m1} = \frac{1}{\lambda_f} = \frac{1}{2,9 \cdot 10^{-9}} = 2,9 \cdot 10^9, \text{циклів.} \quad (4.30)$$

Уточнений теоретичний ресурс (довговічність) t_o усього демпфуючого елемента визначиться у відповідності з розрахунком (4.31):

$$t_o = -\ln R(t_o) / \lambda = -\ln 0.99 / 26,1 \cdot 10^{-9} = -\frac{-0,01}{26,1 \cdot 10^{-9}} = 3,83 \cdot 10^5, \text{циклів.} \quad (4.31)$$

Ймовірність безвідмовної роботи i -го компонента R_i (початку зміни форми) визначиться у відповідності з розрахунком (4.32):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 t_o) = \exp(-2,9 \cdot 10^{-9} \cdot 3,83 \cdot 10^5) = 1,0. \quad (4.32)$$

Таким чином, при прогнозованій інтенсивності утворення деякої кількості мікропошкоджень $\lambda_2(t) = 2,9 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл кількість циклів до

початку руйнування буде складати $N(t_0)=3,83 \cdot 10^5$, при цьому ймовірність роботи кожного з отворів до початку зміни форми буде складати $R_i=1,0$.

Інтенсивність відмови всього демпфуючого елемента, при $\lambda_3(t) = 3,5 \cdot 10^{-9}$ визначиться наступними чином (4.33):

$$\lambda(t) = 3,5 \cdot 10^{-9} \cdot 9 = 31,5 \cdot 10^{-9}, 1/\text{цикл.} \quad (4.33)$$

Напрацювання на відмову (початок зміни форми отвору) визначиться наступним чином (4.34):

$$T_{m1} = \frac{1}{\lambda_f} = \frac{1}{3,5 \cdot 10^{-9}} = 3,5 \cdot 10^9, \text{циклів.} \quad (4.34)$$

Уточнений теоретичний ресурс (довговічність) t_0 усього демпфуючого елемента визначиться у відповідності з розрахунком (4.35):

$$t_o = -\ln R(t_0) / \lambda = -\ln 0,99 / 31,5 \cdot 10^{-9} = -\frac{-0,01}{31,5 \cdot 10^{-9}} = 3,17 \cdot 10^5, \text{циклів.} \quad (4.35)$$

Ймовірність безвідмовної роботи i -го компонента R_i (початку зміни форми) визначиться у відповідності з розрахунком (4.36):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 t_0) = \exp(-3,5 \cdot 10^{-9} \cdot 3,17 \cdot 10^5) = 1,0. \quad (4.36)$$

Таким чином, при прогнозованій інтенсивності утворення деякої кількості мікропошкоджень $\lambda_2(t) = 3,5 \cdot 10^{-9}$ 1/цикл кількість циклів до початку руйнування буде складати $N(t_0)=3,17 \cdot 10^5$, при цьому ймовірність роботи кожного з отворів до початку зміни форми буде складати $R_i=1,0$

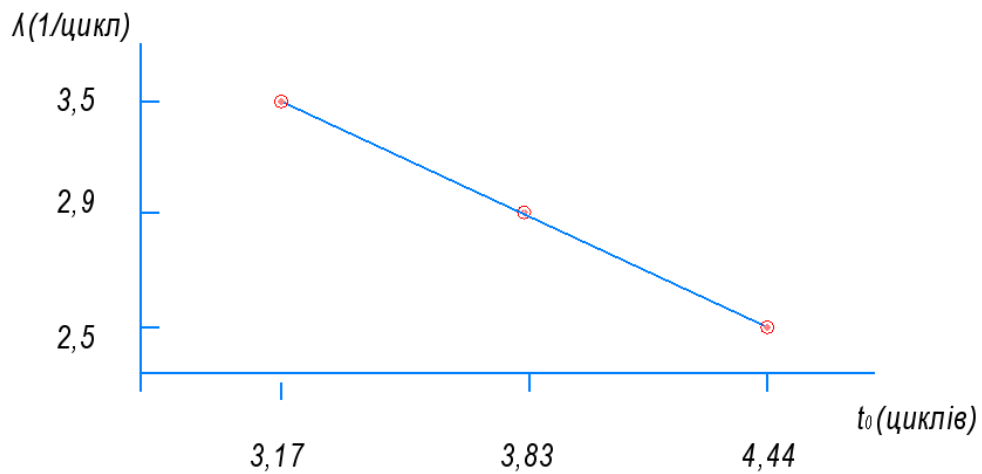


Рисунок 4.4 – графік падіння кількості циклів t_o до початку руйнування травмобезпечного елемента при зростанні вірогідності руйнування λ всього елемента

4.1.2 Розрахунок норми надійності при роботі травмобезпечного елемента в режимі №2

Для виконання розрахунків пропонується позначити наступні показники надійності. Оскільки в даному режимі мова йде про функцію ненадійності, то її значення приймаю наступними: $R_1(t) = 0.01$; $R_2(t) = 0.005$; $R_3(t) = 0.0025$. При цьому ресурс (довговічність, напрацювання до повного руйнування) має бути як найменшою, наприклад $t_{o1} = 2$ мс; $t_{o2} = 2.5$ мс; $t_{o3} = 3$ мс.

У відповідності з методикою проведення розрахунків показників норми надійності викладеної у роботі [24] показники надійності для моделі, що досліджується визначаються наступним чином.

При ймовірності не руйнування $R_1(t) = 0.01$ інтенсивність відмови всього елемента визначиться наступним чином (4.37):

$$\lambda = -\ln R(t) / t_o = -\ln 0.01 / 2 = 2.305 \text{ мс}^{-1}. \quad (4.37)$$

Інтенсивність відмови зберігати свою форму окремого компонента, наприклад отвору, визначиться наступним чином (4.38):

$$\lambda_1 = \lambda / N = 2.305/18 = 0.128 \text{ мс}^{-1}. \quad (4.38)$$

Ймовірність не руйнування кожного з отворів до початку зміни форми за напрацювання у 2 мс буде складати (4.39):

$$R_i = \exp(-\lambda_1 \cdot t_o) = \exp(-0.128 \cdot 2) = 0.7741 \quad (4.39)$$

Відповідно для 2,5 мс, 3 мс показники норми надійності визначаються аналогічним чином:

$$\lambda = -\ln R(t)/t_o = -\ln 0.01/2.5 = 1.8421 \text{ мс}^{-1};$$

$$\lambda_1 = \lambda / N = 1.8421/18 = 0.102 \text{ мс}^{-1};$$

$$R_i = \exp(-\lambda_1 \cdot t_o) = \exp(-0.102 \cdot 2.5) = 0.7755.$$

$$\lambda = -\ln R(t)/t_o = -\ln 0.01/3 = 1.53 \text{ мс}^{-1};$$

$$\lambda_1 = \lambda / N = 1.53/18 = 0.085 \text{ мс}^{-1};$$

$$R_i = \exp(-\lambda_1 \cdot t_o) = \exp(-0.085 \cdot 3) = 0.7755.$$

При ймовірності не руйнування $R_2(t) = 0.005$ показники норми надійності визначаються відповідним чином.

$$\lambda = -\ln R(t)/t_o = -\ln 0.005/2 = 2.65 \text{ мс}^{-1};$$

$$\lambda_1 = \lambda / N = 2.65/18 = 0.1472 \text{ мс}^{-1};$$

$$R_i = \exp(-\lambda_1 \cdot t_o) = \exp(-0.1472 \cdot 2) - 0.2944 = 0.7457.$$

$$\lambda = -\ln R(t)/t_o = -\ln 0.005/2.5 = 2.12 \text{ мс}^{-1};$$

$$\lambda_1 = \lambda / N = 2.12/18 = 0.1178 \text{ мс}^{-1};$$

$$R_i = \exp(-\lambda_1 \cdot t_o) = \exp(-0.1178 \cdot 2.5) - 0.2945 = 0.7456.$$

$$\lambda = -\ln R(t)/t_o = -\ln 0.005/3 = 1.77 \text{ мс}^{-1};$$

$$\lambda_1 = \lambda / N = 1.77/18 = 0.0983 \text{ мс}^{-1};$$

$$R_i = \exp(-\lambda_1 \cdot t_o) = \exp(-0.0983 \cdot 3) - 0,2949 = 0.7453.$$

При ймовірності не руйнування $R_3(t) = 0.0025$ показники норми надійності визначаються відповідним чином.

$$\lambda = -\ln R(t)/t_o = -\ln 0.0025/2 = 2.9957 \text{ мс}^{-1};$$

$$\lambda_1 = \lambda / N = 2.9957/18 = 0.1664 \text{ мс}^{-1};$$

$$R_i = \exp(-\lambda_1 \cdot t_o) = \exp(-0.1664 \cdot 2) - 0,3328 = 0.7176.$$

$$\lambda = -\ln R(t)/t_o = -\ln 0.0025/2.5 = 2.3966 \text{ мс}^{-1};$$

$$\lambda_1 = \lambda / N = 2.3966/18 = 0.1331 \text{ мс}^{-1};$$

$$R_i = \exp(-\lambda_1 \cdot t_o) = \exp(-0.133 \cdot 2.5) - 0,3325 = 0.7179.$$

$$\lambda = -\ln R(t)/t_o = -\ln 0.0025/3 = 1.9972 \text{ мс}^{-1};$$

$$\lambda_1 = \lambda / N = 1.9972/18 = 0.111 \text{ мс}^{-1};$$

$$R_i = \exp(-\lambda_1 \cdot t_o) = \exp(-0.111 \cdot 3) = 0.7175.$$

За результатами розрахунку норми надійності при роботі травмобезпечного елемента при форсованому режимі, побудовано графік (рисунок 4.5).

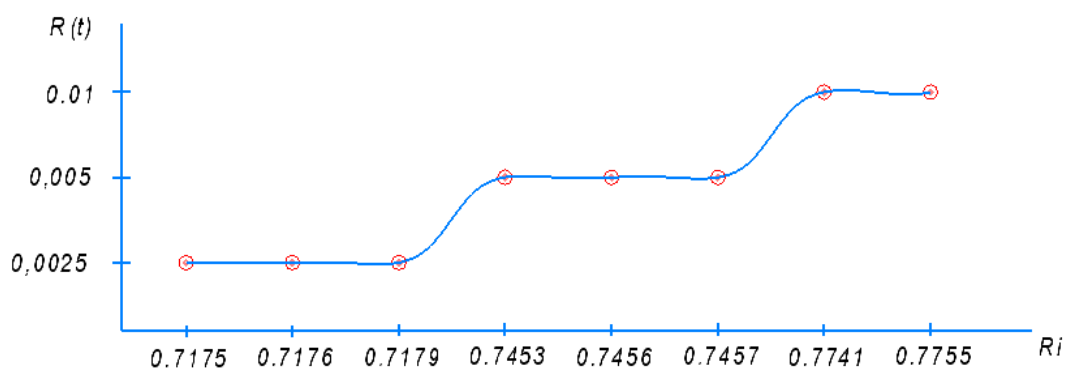


Рисунок 4.5 – Графік вірогідності руйнування компонентів (отворів) травмобезпечного елемента R_i , при заданій вірогідності не руйнування $R(t)$ всього елемента за прогнозуємий час руйнування

З теоретичного аналізу отриманих розрахунків, слідує наступне.

По перше, наслідок розрахунку норми надійності роботи травмобезпечного елемента в штатному режимі, під час якого визначено інтенсивність відмов всього демфуючого елементу шляхом підвищення інтенсивності відмов (мікропошкоджень) окремого компонента (λ), було виявлене падіння кількості циклів до початку руйнування(t_0). З графіків що приведені на рисунках 4.2, 4.3 і 4.4 бачимо, що інтенсивність руйнування окремих елементів (отворів) прямо впливає на час експлуатування травмобезпечного елемента без критичних навантажень.

По друге, судячи з теоретичного аналізу графіку що наведений на рисунку 4.2 та 4.4, можна побачити що із чим вища інтенсивність утворення мікропошкоджень тим менший ресурс має елемент та його окремі компоненти.

По третє, судячи з теоретичного аналізу графіку що наведений на рисунку 4.3 , можна побачити що збільшення кількості окремих елементів дає нестандартну кількість циклів до першого руйнування.

Вважаю доцільним звернути увагу на дослід впливу зміни кількості таких отворів на обраному елементі травмобезпеки рульового керування на довговічність роботи при нормальних навантаженнях що відображені на графіках 4.2, 4.3 та 4.4., під час вибору форми та матеріалу травмобезпечного перфорованого валу а також форми та кількості отворів у зоні перфорації (тобто в контруючій зоні змінання).

4.2 Розрахунок полого трубчатого валу

На першому етапі розрахунку необхідно визначитися з величиною крутного моменту на проміжному валу рульової колонки. Крутний момент на рульовому колесі дорівнює крутному моменту на валу проміжному[26]:

$$M_{KP} = F \cdot l, \quad (4.40)$$

де F – максимальне зусилля на кермовому колесі, $F = 400,0 \text{ Н}$ [29]

l – плече прикладення сили, $l = R_{p.k.} = 0,380 / 2 = 0,190$ [28]

Тоді:

$$M_{KP} = 400 \cdot 0,190 = 76,0 \text{ Нм.}$$

Для подальших розрахунків приймаємо обертальний момент $76,0 \text{ Н м}$.

Зусилля на рульовому колесі для повороту на місці:

$$P_{p.k.} = \frac{M_c}{u_w R_{p.k.} h_y}, \quad (4.41)$$

де u_w – кутове передавальне число рульового керування,

$u_w = 2,50$ [5];

$R_{p.k.}$ – радіус рульового колеса, $R_{p.k.} = 0,380 / 2 = 0,190 \text{ м}$ [28]

$\eta_{p.y}$ – КПД рульового керування, $\eta_{p.y} = 0,95$ [29];

По заданому або знайденому зусиллю на кермі розраховують навантаження і напруги в деталях рульового управління:

$$P_{p.k.} = \frac{76}{2,50 \cdot 0,190 \cdot 0,95} = 168,42 \text{ Н.}$$

Зазвичай рульовий вал виконують порожнистим (трубчастим). Вал працює на кручення, навантажуючи моментом $M_{KP} = 76,0 \text{ Нм}$.

Напруження кручення трубчастого вала:

$$t_{KP} = \frac{M_{P.K} d_H}{0.2(d_H^4 - d_B^4)}, \quad (4.43)$$

де d_H и d_B – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри вала,

$d_H = 0,04 \text{ м}$; $d_B = 0,024 \text{ м}$.

$$t_{KP} = \frac{76,0 \cdot 0,024}{0,20 \cdot (0,04^4 - 0,024^4)} = 40,9 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруги крутіння рульового вала $[T_{KP}] = 100 \text{ МПа}$ [26].

Рульовий вал виконують зі сталі марок 20, 35, 45 [26]. Рульовий вал перевіряють також на жорсткість по куту закручування вала (рад):

$$q^1 = \frac{2pL_{P.B.}}{d_H G}, \quad (4.44)$$

де $L_{P.B.}$ – довжина вала, $L_{P.B.} = 0,060 \text{ м}$;

G – модуль пружності другого роду.

$$q^1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,060}{0,04} = 7,42^\circ$$

Максимальний кут закручування рульового вала не повинен перевищувати $5 \dots 8^\circ$ на 1 м довжини вала [26]

4.3 Розрахунок травмобезпечного валу на зминання

Для повноти дослідження потрібно виконати розрахунок валу на зминання. Для цього розрахунку потрібно спочатку визначити площу поперечного перерізу.

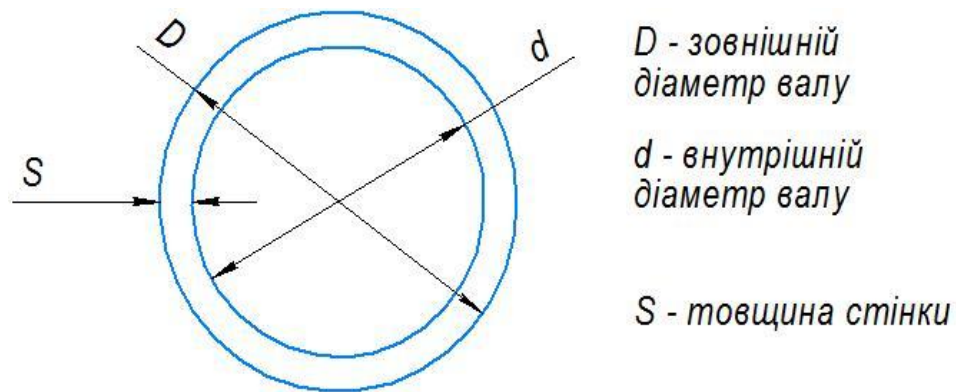


Рисунок 4.5 – Схема поперечного перерізу полого валу [27]

Визначаємо площу поперечного перерізу[28]:

$$S = A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2). \quad (4.45)$$

При $D = 0,041$ м, $d = 0,016$ м, отримуємо наступне:

$$S = \frac{3,14}{4}(0,041^2 - 0,016^2) = 0,785(0,001681 - 0,000256) = 0,1119 \text{ м}^2 (11,19 \text{ см}^2).$$

Для кожної з ділянок визначаємо нормальні напруження в перерізах по формулі

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad (4.46)$$

де: F - величина продовжної сили в перерізі, A – площа перерізу . При цьому потрібно враховувати знаки: якщо діє сила розтягує то її умовно вважають додатною, якщо стискує – від'ємною. Відповідно , напруги будуть мати такі ж знаки, як і сили.

Після підрахунків отримаємо:

$$\sigma_1 = \frac{-400 \cdot 10^3}{0,1119} = -3574620 \text{ Па} (-3,5 \text{ МПа});$$

$$\sigma_2 = \frac{-400 \cdot 10^3}{0,1119 \cdot 2} = -1787310 \text{ Па} (-1,7 \text{ МПа});$$

$$\sigma_3 = \frac{F_2 - F_1}{A} = \frac{(-400 + 100) \cdot 10^3}{0,1119} = -2680965 \text{ Па} (-2,6 \text{ МПа}).$$

Побудування епюри напруги починаємо з проведення лінії, паралельної осі валу (ця лінія умовно зображає вал і являє собою нульовою ординатою графіка епюри). Потім, починаючи з вільного кінця валу, відкладаємо від лінії, як від нульової ординати, величини напруг по кожній ділянці з рахунком тих їх знаків.

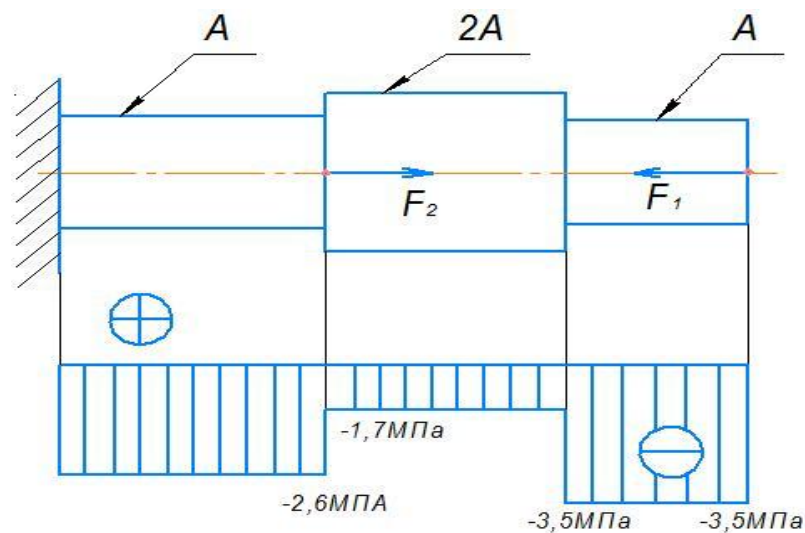


Рисунок 4.6 – Епюра напруги циліндричного валу

На валу (рисунок 4.6) величина напруг в кожному перерізі окремих ділянок буде однакою, лише в граничних (розташованих між сусідніми ділянками) перерізах з'являється стрибок напруження у вигляді ступені.

У результаті побудовань ми отримаємо графік (епюру) розподілення напруг по кожному перерізу валу, візуальне дослідження якого дозволяє визначити найбільш напружену ділянку. Для вала максимальна напруга виникає в перерізах III (рисунок 4.6). Оскільки ці напруги від'ємні, вони являються зминальними.

Пропоную використовувати конструкцію перфорованого валу з таких матеріалів як алюміній, сталь та полієцеталь. Для більш кращого розуміння різниці між матеріалами, проводжу порівняльний аналіз модулю пружності при зминанні та межі міцності.

Визначаю модуль пружності обраного вала з обраними параметрами за допомогою закону Гука.

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{-3,5}{0,32} = -10,9375 \text{ МПа}, \quad (4.47)$$

де ε – пружна деформація валу, викликана напруженням, що знаходиться за формулою (47)

$$\varepsilon = \frac{l_1}{l} = \frac{7}{22} = 0,32 \text{ МПа}, \quad (4.48)$$

де l – довжина валу, l_1 – довжина валу після зминальної деформації.

Згідно з типічними механічними властивостями [34], приблизно порівнюю модуль пружності алюмінію:

$$E = 7 \leq -10,9375 \text{ МПа}.$$

Згідно з типічними механічними властивостями [35], приблизно порівнюю модуль пружності сталі:

$$E = 20 \leq -10,9375 \text{ МПа}.$$

Згідно з типічними механічними властивостями, приблизно порівнюю модуль пружності пластмас [36]:

$$E = 7 \leq -10,9375 \text{ МПа}.$$

4.4 Обґрунтування параметрів та матеріалу травмобезпечного елемента

Для того щоб розглянути травмобезпечний вал детальніше, його параметри я відобразив за допомогою рисунок 4.7

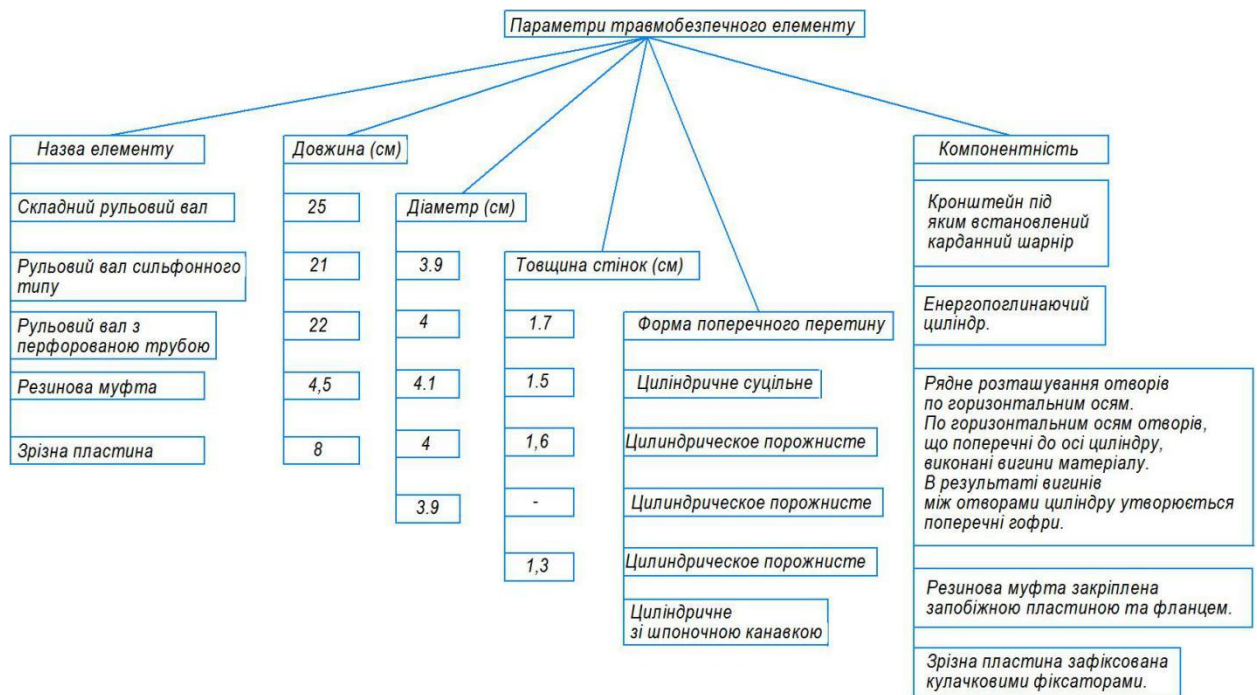


Рисунок 4.7 – Параметри травмобезпечного елемента

На рисунку 4.7 наведені основні елементи травмобезпечного рульового керування, а саме: складний рульовий вал; рульовий вал сильфонного типу; рульовий вал з перфорованою трубою; резинова муфта; зрізна пластина. Також наведені їх основні параметри(довжина, діаметр, товщина стінок), та компонентність згідно з вивченою патентною документацією [6] та іншими джерелами [4].

З огляду на всі деталі компоновки, я бачу доцільним використати в обраному автомобілі (ВАЗ– 2108) такий травмобезпечний елемент рульового керування як перфорований циліндр.

4.4.1 Геометричні розміри і форма травмобезпечного елемента

Форма і розміри елемента визначаються як компоновкою, вписуємістю до конструкції рульової колонки, так і можливістю зберігати свої властивості. Саме тому вважаю доцільним розглянути основні параметри елемента більш розширено [33].

Довжина елемента

Виходячи з конструктивних особливостей рульового керування автомобіля ВАЗ 2108, встановлення перфорованого полого валу бачу доцільним лише на місце проміжного рульового валу. Сам рульовий вал на автомобілях марки ВАЗ має довжину в межах 60–70 см (в залежності від моделі та року випуску). Опираючись на проведені дослідження, котра в повному обсязі описує роботу та специфіку рульового керування обраного автомобіля, я пропоную використовувати травмобезпечний елемент не довший за 22 см задля забезпечення ефективності даного елемента під час критичного навантаження.

Діаметр елемента та товщина стінок

Ураховуючи конструктивні особливості рульового керування автомобіля ВАЗ 2108 та вимогу до порожнистого перфорованого травмобезпечного валу що полягає в надійності при нормальних режимах роботи та контролюємії ненадійності при критичних, пропоную діаметр валу не менше ніж 7 см, товщину стінок не менше ніж 1.6 см. Форма поперечного перетину – циліндрична, порожниста.

Компонентність

Задля забезпечення потребуємої надійності при штатному використанні рульового керування, та травмобезпечності при критичних навантаженнях пропоную використовувати деякі компоненти запропоновані в патенті [25]. А саме: рядне розташування отворів по горизонтальним осям.

З огляду на обрані геометричні параметри та компонентність, вважаю можливим більш точно розглянути матеріали, що я вважаю доцільним використовувати при виготовленні травмобезпечного елемента.

4.4.2 Вибір матеріалів відповідно до умов експлуатації. Порівняльна оцінка

При виборі матеріалу для проектованої деталі основними вимогами є наступні [29]:

- забезпечення конструкційної міцності вироби з урахуванням виду напруженого стану та умов експлуатації деталі;
- відповідність технологічних властивостей обраного матеріалу можливостям конкретного виробництва;
- економічна ефективність виготовлення виробів з обраного матеріалу, особливо важлива при серійному і масовому виробництві.

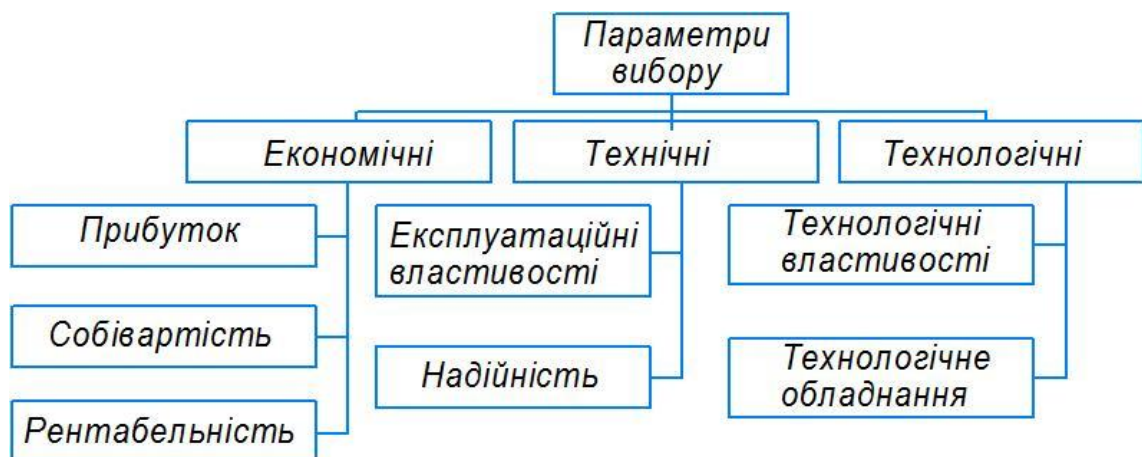


Рисунок 4.8 – Схема класифікації параметрів вибору матеріалів

У тому випадку, якщо основним критерієм вибору матеріалу є комплекс механічних властивостей, конструктор традиційно використовує довідкову літературу, яка містить характеристики міцності і пластичності широкого переліку сталей і сплавів, а також рекомендації по призначенню і типові режими їх термічної і хіміко-термічної обробки. У той же час забезпечення комплексу вимог по міцності і пластичності часто виявляється недостатнім для надійної роботи виробу. Для великої групи виробів

необхідно забезпечити ще і достатній запас в'язкості. Забезпечення працездатності виробу має на увазі не тільки певний комплекс механічних властивостей – міцності, в'язкості, пластичності, а й наявність специфічних властивостей, таких, як корозійна стійкість, жаростійкість, кавітаційна стійкість, тощо. Наприклад, для виготовлення деталі і агрегату рульового керування, що забезпечує неперервне керування автомобіля, необхідно вибрати матеріал, що має не тільки механічну міцність, стійкість до навантажень на скручування, корозійну стійкість, а й мати властивість до попередньо заданої деформації при критичному навантаженні. Крім цього, в даному випадку необхідною вимогою являється надійність матеріалу під час нормальних навантажень.

Рішення проблеми вибору матеріалу для конкретного виробу ускладнюється постійно зростаючою кількістю аналогічних за призначенням і близьких за властивостями сталей і сплавів.

Крім того, в сучасних умовах виробництва визначальним стає економічний фактор. Вартість виробу визначається, в першу чергу, вартістю використовуваного матеріалу. Найдешевшими з конструкційних сталей є вуглецеві сталі звичайної якості. Низьколеговані сталі, що містять марганець, кремній, невелика кількість хрому мало відрізняються за вартістю від вуглецевих сталей. Високолеговані тим дорожче, чим більше містять легуючих елементів. До найдорожчим відносяться нікелеві жароміцні сплави, прецизійні сплави і вольфрамові інструментальні сталі. Разом з тим високолеговані сталі володіють більш високим комплексом властивостей, що дозволяє зменшити розміри і знизити матеріаломісткість виробів. Необхідно враховувати, що в собівартість деталі входить не тільки вартість матеріалу, але і вартість технології його обробки. Доцільність і ефективність використання складних видів обробки, таких, наприклад, як хіміко-термічна, термомеханічна, визначається неможливістю забезпечення без їх застосування необхідного комплексу властивостей виробу.

Алюміній АМг1 [30] – це алюмінієвий сплав схильний до контрольованої деформації. Зазвичай використовується для виготовлення напівфабрикатів (листів, стрічок, смуг, плит, профілів, панелей, труб, дроту, штамповок і поковок) методом гарячої або холодної деформації; корозійна стійкість висока. Здатний витримувати напругу 120– 175 МПа. Ця марка алюмінію має модуль пружності $E = 7000$ МПа.

Сталь 30ХГСА [32] – ця сталь схильна до контрольованої деформації. Вона використовується в різних деталях: вали, осі, зубчасті колеса, фланці, корпуси обшивки, лопатки компресорних машин, що працюють при температурі до 200°C , важелі, штовхачі, відповідальні зварні конструкції, що працюють при знакозмінних навантаженнях, кріпильні деталі, що працюють при низьких температурах. Ця марка сталі має модуль пружності $E = 21500$ МПа.

Фторпласт– 4 [36] – високомолекулярний кристалізований полімер має практично абсолютної хімічну стійкість та схильний до контрольованої деформації. Таке поєднання унікальних фізичних, хімічних, електроізоляційних, антифрикційних і інших властивостей, якими володіє Ф–4, неможливо знайти ні в якому іншому матеріалі. Його використовують у вузлах, які знаходяться під дією корозії чи інших агресивних хімічних речовин. Ця марка полімеру має модуль пружності $E = 7000$ МПа.

4.5 Висновки до розділу 4

В даному розділі мною було зроблено наступне:

Проведено розрахунок норми надійності обраного елемента вказало, що збільшення зон перфорації має нерівну криву падіння норми надійності. Найоптимальнішим значенням зон перфорації обрано $N=18$.

Виконано розрахунок травмобезпечного валу на зминання та кручення, з якого стало відомо пружну деформацію елемента, що досліджується, яка склала $E = -10,9375$ МПа.

Здійснено розрахунок полого трубчатого валу, на основі чого стало відомо його максимальний момент кручення $7,42^\circ$, що знаходиться в допустимих нормах для рульового керування.

Обґрунтування параметрів та матеріалу травмобезпечного елемента вказує на те, що найліпші показники руйнування, яке контролюється мають Фторпласт 4 та Алюміній АМг1.

На підставі виконаних розрахунків вважаю доцільним прийняти до відома наступне.

Рекомендовано до застосування при виготовленні травмобезпечного елемента матеріали, що наведені вище адже вони задовольняють основні параметри для штатної експлуатації та мають потенціал бути ефективними при критичних навантаженнях.

Крім того, ці марки матеріалів потребують розрахунків та іспитів згідно зі своїми властивостями та умовами їх застосування. А саме, рекомендую виконувати іспити та розрахунки з урахуванням діаметру вала та кількістю елементів, що руйнуються, тобто збільшуючи або зменшуючи їх значення; також рекомендую виконувати розрахунки на скручування та зминання.

Для досягнення поставленої мети є доцільним подальший розвиток і випробовування модельних зразків травмобезпечних перфорованих циліндрів шляхом іспиту на скручення, втомну міцність, ми виявимо кращі та більш точні характеристики обраних матеріалів а також зробимо висновки щодо їх використання в машинобудуванні.

Головною ідеєю дослідження є – виявлення раціональності використання травмобезпечних елементів на рульовому керуванні автомобіля прототипу з обраних матеріалів.

РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ ВИТРАТ НА ВИКОНАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

Основна умова раціонального планування науково-дослідної роботи (НДР) – скорочення термінів виконання розробок при мінімальних витратах трудових, матеріальних й грошових ресурсів.

Для цього необхідно вирішити наступні питання по плануванню НДР:

- визначення трудомісткості й тривалості; складання календарного графіка виконання;
- визначення витрат на проведення роботи.

5.1 Визначення трудомісткості та тривалості НДР

Весь комплекс науково-дослідних робіт можна підрозділити на типові етапи. По кожному етапу вказуємо виконавців і трудомісткість чи тривалість виконання робіт.

Трудомісткість НДР розраховується в людино-днях витрат робочого часу основних виконавців і залежить від складності розробки й ступеня її новизни, кваліфікації виконавців, наявності в них навичок дослідницької роботи, від використовуваних матеріалів, вимог надійності, технічних умов комплектуючих схем і тощо [37].

Для визначення трудомісткості типових етапів робіт можна використовувати укрупнені нормативи на ці етапи, що мають на підприємствах і в НДІ. При відсутності таких нормативів використовують трудомісткість етапів аналогічних робіт. Аналогічною роботою вважається дослідження з таким само функціональним призначенням чи завданням. При відсутності укрупнених нормативів і аналогічних робіт загальну трудомісткість наукового дослідження визначає керівник дипломного проекту з урахуванням складності й новизни НДР. Загальна трудомісткість

розподіляється в цьому випадку по етапах робіт у відповідності зі структурою трудомісткості НДР.

Розрахунок тривалості виконання робіт та дослідження і кожного його етапу розраховується відповідно до кількості виконавців по кожному етапу по формулі:

$$T_{ц1} = \frac{Q}{R \cdot K_{в.н.}} \text{ МПа,} \quad (5.1)$$

де $T_{ц}$ – тривалість циклу, днів;

Q – трудомісткість робіт, люд-годин;

R – кількість виконавців, людей;

$K_{в.н.}$ – плановий коефіцієнт виконання норм на відрядних роботах,

$K_{в.н.} = 1,05 \dots 1,1$.

Розрахунок тривалості для 1–го етапу:

$$T_{ц1} = \frac{2}{1,11} = 2 \text{ дні.}$$

Результати розрахунків інших етапів зводять у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Тривалість етапів НДР

Етап НДР	Трудомісткість		Виконавці		Тривалість, днів
	Люди–но–днів	% до підсумку	Спеціальність	Кількість, людей	
1	2	3	4	5	6
1. Технічне завдання	2	2,22	магістрант	1	2
2. Планування роботи	5	9,55	магістрант	1	5
3. Підбір і аналіз літератури щодо визначення основних травмобезпечних пристроїв автомобіля	5	10,55	магістрант, керівник	2	2,5

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4	5	6
5. Теоретичне моделювання роботи травмобезпечних пристроїв	5	9,55	магістрант	1	5
6. Аналітичні розрахунки норми надійності та розрахунок на зминання.	6	9,66	магістрант	1	6
7.Визначення витрат на проведення магістерської роботи	4	4,44	магістрант, економіст	1	3
8.Заходи по забезпеченню безпеки	3	7,33	магістрант	1	3
9.Заходи з пожежної безпеки	3	4,33	магістрант	1	3
10.Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях	2	5,22	магістрант	1	3
11.Висновки по розділу ОП та безпеки у надзвичайних ситуаціях.	2	6,22	магістрант, інженер з ОП	2	1
12.Формування пояснювальної записки та технічної документації	4	4,22	магістрант, керівник	2	2
13.Презентація	6	10,66	магістрант	1	6
Разом	58	100	—		59

5.2 Визначення витрат на проведення НДР

Для визначення грошових витрат на проведення науково-дослідної роботи складають кошторис витрат по статтях:

- матеріали за винятком зворотних відходів,
- заробітна плата основна і додаткова;
- внески на соціальні заходи;
- накладні витрати.

5.2.1 Визначення витрат на матеріали

У вартість матеріалів включаються витрати на матеріали для проведення дослідження (папір, калька й ін.). Обсяги витрат у натуральних одиницях варто визначити на основі програми дослідження, норм витрат, кількості годин іспитів та інших даних. Ціну кожного матеріалу визначають по прейскурантах або інших довідникових даних.

Витрати на основні матеріали M_0 можуть бути розраховані по формулі:

$$B_M = (1 + K_{m.з.}) \cdot \sum_{i=1}^n (C_i \cdot N_i - C_{iv} \cdot N_{iv}), \quad (5.2)$$

де $K_{m.з.}$ – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати ($K_{m.з.} = 0,15 \dots 0,20$);

C_i – ціна i -го найменування матеріалу, грн.;

N_i – необхідна потреба в матеріалі i -го найменування;

N_{iv} – норма зворотних відходів матеріалі i -го найменування;

C_{iv} – ціна зворотних відходів i -го найменування матеріалу;

n – кількість найменувань матеріалів.

Вихідні дані і розрахунки вартості матеріалів заносяться в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Розрахунок витрат на матеріали при проведенні дослідження

Матеріал	Одиниця ви- мірювання	Кількість	Ціна за шт.	Вартість всього,грн
Папір А4	пачка	2	97	194
Флешка	штук	1	210	210
Фарба для принтеру	штук	1	105	105
Записник	штук	1	50	50
Набір канцтоварів	штук	1	40	40
Всього	—			599
Транспортно– заготівельні витрати				60
Разом із транспортно– заготівельними витратами				659

5.2.2 Розрахунок заробітної плати

Розрахунок заробітної плати на виконання дослідження.

У цю статтю включається заробітна плата всіх категорій працівників, що безпосередньо зайняті в процесі проведення всіх етапів НДР. Сума заробітної плати розраховується на основі зайнятості виконавців по окремих етапах робіт і середньоденного заробітку для кожної категорії персоналу.

Розрахунок основної заробітної плати зводимо в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3 – Розрахунок основної заробітної плати

Посада виконавця	Кількість людей	Місячний оклад, грн.	Середня денна зарплата, грн.	Зйнятість роботою, днів	Основна зарплата, грн	Додаткова ЗП		Разом заробітна плата, грн
						%	грн	
Магістр	1	6400,0	290,9	59	20945	16	3351	24296
Керівник	1	8600,0	390,9	8,5	3323	30	997	4320

Продовження таблиці 5.3

Еконо– міст	1	8600,0	390,9	4,5	1759	30	528	2287
Спеціа– ліст з охорони праці	1	8600,0	390,9	1	390,9	30	117,27	508,17
Разом				73	26417,9		4993,27	31411,1

5.3.3 Внески на соціальні заходи

Розрахунок внесків на соціальні заходи при виконанні дослідження.

Внески на соціальні заходи визначають у процентному відношенні від суми основної і додаткової зарплати з урахуванням премій.

Єдиний соціальний внесок становить $У_{с/з} = 22\%$. Таким чином, внески на соціальні заходи складають, грн:

$$B_{сз} = \frac{(ЗП_o + ЗП_d) \cdot У_{сз}}{100\%}. \quad (5.3)$$

$$B_{сз} = \frac{(26417 + 4993,27) \cdot 22\%}{100\%} = 6910,4 \text{ грн.}$$

5.4 Розрахунок економічної ефективності роботи

Для теоретичних досліджень у більшості випадків важко чи навіть неможливо розрахувати економічний ефект, тому доцільно визначити їхню техніко-економічну ефективність з урахуванням наступних показників:

- важливості дослідження для народного господарства;
- складності розробки;
- результативності й можливості використання.

Важливість теоретичного дослідження оцінюємо по його призначенню, а саме поліпшення гальмівних властивостей автомобіля.

Складність виконання роботи визначаємо порівнянням отриманих результатів даного дослідження з результатами відомих аналогічних досліджень з обліком грошових і трудових витрат на їхнє проведення. Результативність НДР визначаємо по повноті рішень поставленого завдання: отриманий результат задовольняє вирішення поставлених задач.

Аналіз залежності між цими показниками й витратами на їхнє досягнення дає можливість кількісної оцінки техніко-економічної ефективності теоретичних НДР по формулі:

$$K_{\text{НДР}} = \frac{J^n \cdot R \cdot T}{B_{\text{НДР}} \cdot t_{\text{НДР}}}, \quad (5.4)$$

де $K_{\text{НДР}}$ – рівень ефективності дослідження (коефіцієнт техніко-економічної ефективності НДР);

J_n – важливість роботи;

R – результативність роботи;

T – технічна складність виконання НДР;

$B_{\text{НДР}}$ – витрати на проведення НДР, років, приймаємо $t_P = 71/365 = 0,195$;

n – показник використання результатів НДР:

$n=0$ – результати НДР не використовуються;

$n=1$ – результати НДР використовуються частково;

$n=2$ – результати НДР використовуються в дослідно-конструкторських роботах (ДКР);

$n=3$ – результати НДР можуть бути використані без проведення ДКР.

Вибрані параметри наведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Значення оцінних факторів

Оцінні фактори	J	R	T	n
Припустимі значення	2...5	1...4	1...3	1...8
Прийняті значення	3	2	1	1

Після проведення розрахунків отримуємо рівень економічної ефективності роботи $K_{\text{НДР}} = 1,37$. Це становить більше 1, і тому можна

зазначити що дана науково–дослідницька робота з підвищення гальмівної ефективності автомобіля є економічно ефективною.

5.5 Висновки до розділу 5

Під час виконання економічної частини дослідження було визначено трудомісткість, тривалість та витрати на проведення науково-дослідної роботи. Розраховано економічну ефективність роботи, яка становить $KНДР = 1,37$. Це свідчить про те, що науково-дослідна робота є економічно ефективною.

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В даному розділі за темою дослідження «Обґрунтування параметрів травмобезпечного пристрою рульового керування автомобіля категорії М1», передбачається аналіз потенційних небезпек та заходи по забезпеченню безпеки, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки для приміщень дослідницької лабораторії, а також заходи цивільного захисту.

6.1 Аналіз потенційних небезпек

Робота та дослідження, які виконуються в магістерській роботі передбачає проведення дослідів в лабораторії кафедри “Автомобілі” на території національного університету «Запорізька політехніка», тому на дослідника впливають такі небезпечні та шкідливі фактори як:

- недостатній рівень штучного освітлення може призвести до швидкої втоми, зниження працездатності, короткозорості;
- ураження електричним струмом внаслідок недотримання правил безпеки при роботі з електричними приладами, порушення ізоляції дротів, несправності електричних приладів;
- механічне травмування в наслідок блокування виходу з робочого місця;
- підвищений рівень вібрації від ПК визиває у людини головну біль, погіршення зору та слуху;
- кісткове – м’язові порушення, у зв’язку з тривалим статичним напруженням м’язів спини, шиї, рук і ніг;
- негативний вплив монітора комп’ютера, а саме коливання зображення, занадто яскраве, або темне зображення, неправильне розташування монітора, все це приводить до погіршення зору;

- інтелектуальне перевантаження може призвести до втоми, підвищеного емоційного стану, порушенню сну;
- збільшення температури мікроклімату біля комп'ютера може викликати погіршення самопочуття та теплове перенасичення, що приводить до гіпертонії.

6.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

Перед початком дослідницької роботи студент повинен пройти вступний інструктаж з охорони праці. Також безпосередньо перед роботою на робочому місці проводиться первинний інструктаж згідно з

НПАОП 0.00– 4.12– 05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці» [38].

Робітник повинен утримувати робоче місце в чистоті, не захащувати його сторонніми предметами. Дотримуватися вимог санітарних норм та правил особистої гігієни згідно з НПАОП 0.00– 7.15– 18 «Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями».

6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Для запобігання кістково – м'язових порушень, у зв'язку з тривалим статичним напруженням м'язів спини, шиї рук і ніг при роботі на ПК необхідно дотримуватись режиму роботи та відпочинку відповідно до КЗ про Працю України.

Стопи ніг повинні розміщуватися на спеціальній підставці або горизонтальній підлозі, стегна у горизонтальній площині, а передпліччя – вертикально, лікті повинні бути під кутом 70 –90° до вертикальної площини, зап'ястя – зігнуті відносно вертикальної площини не більш ніж на 20°.

Висота робочої поверхні столу 680–800мм, а ширина достатня для забезпечення можливості виконання операцій у зоні досяжності рук [42].

Оцінку впливу рівня вібрацій необхідно проводити за ДСТУ ISO 2631–1:2004 «Вібрація та удар механічні. Оцінка впливу загальної вібрації на людину». Рівень шуму при проведенні дослідів в лабораторії не повинен перевищувати 60 дБ згідно вимог ДСН 3.3.6.037–99 [41]. Зниження рівня шуму в приміщеннях, обладнаних ПК, здійснюють наступними способами:

- зменшенням шуму і вібрації у джерелах їхнього утворення шляхом встановлення спеціального шумопоглинаючого покриття;
- ізоляцією джерел вібрації засобами і віброізоляції (гума, збільшення ваги, тощо) ;
- використанням блоків живлення ПК з вентиляторами на гумових підвісках;
- використанням ПК, в яких термодавачі вмонтовані в блоці живлення та в критичних точках материнської плати (процесор, мікросхеми чипсету), які дозволяють програмним шляхом регулювати як моменти ввімкнення вентиляторів, так і їх швидкість обертання;
- переведення жорсткого диска в режим сплячки (*Standby*), якщо комп'ютер не працює протягом визначеного часу.

Вибір системи освітлення залежить від зорових робіт і визначається за Державними будівельними нормами України (ДБН В.2.5.–28–2018) «Природне і штучне освітлення». Для лабораторії підходить розряд зорової роботи VI– V, застосовуємо систему комбінованого освітлення.

Вибір джерело освітлення: використовуємо люмінесцентні лампи ЛБ (білого кольору 2500 К – 2800 К), тому що висота нашої споруди не перевищує 6 м. Розміри лабораторії: довжина 6м, ширина 6м, висота 2,7 м. Ці дані заносимо до таблиці 6.1.

Для запобігання шкідливого впливу випромінювання та напруженій роботі за ПК виконаємо оцінку важкості та напруженості праці за бальною шкалою [51] та вносимо до таблиці 6.2.

Таблиця 6.1 – Попередні заміри

Фактор (показник)	Фактичне значення	Час дії, год.
Умови праці:		
Мікроклімат за ТНС – індексом, t , °C	28.3	8
Освітленість приміщення E , лк	250	8
Розряд та підрозряд зорових робіт, Зор	Б–1	–
Рівень шуму L , дБА	102	5
Напруженість праці:		
Загальні енергозатрати організму, Bm	240	8
Стереотипічні робочі рухи (кількість за зміну) при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	55000	8
Важкість праці:		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	83	8
Тривалість робочого дня	8	8

Таблиця 6.2 – Результати оцінювання за бальною шкалою

Фактор (показник)	Виміряні показники Пвим	Час дії год.(хв.)	ГДК, ГДР, показники, Рдоп	$X_{\text{визн}}$ бали	Клас умов праці	X_i бали
1	2	3	4	5	6	7
Мікроклімат за ТНС–індексом, t , °C	28,3	8	22,9– 25,8	4	3.4	4
Освітленість приміщення E , лк	250	8	300	—	3.1	1
Розряд і підрозряд зорових робіт, Зор	Б– 1	—	—	—	—	—

Продовження таблиці 6.2

Рівень шуму L, дБА	102	5	60	—	3.3	1,88
Загальні енергозатрати організму, Вт	240	8	290	0,83	3,3	3
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистів та пальців рук)	55000	8	40000	1,38		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	83	8	75	1,11		
Тривалість робочого дня, год.	8	8	8	0,15		

Для окремих факторів і показників за методикою визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{\text{визн}}$ та вносять їх значення до стовпчика 5, таблиці 6.2 «Результати оцінювання за бальною шкалою»: – для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо $\text{THC}_{\text{індекс}}$, додаток Б [51].

Розрахунковий коефіцієнт $X_{\text{визн}}$ при оцінка мікроклімату визначаємо в балах за формулою (6.1) [51]:

$$X_{\text{визн}} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T} = \frac{3 \cdot 8}{8} = 3. \quad (6.1)$$

Для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця за формулою 6.1 [51].

а) Загальні енергозатрати організму, $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{дон}}} = \frac{300 \cdot 7 \cdot 1,0}{8 \cdot 290} = \frac{2100}{2320} = 0,9051;$$

б) Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному

навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{38000 \cdot 6 \cdot 1,0}{8 \cdot 40000} = 0,71;$$

в) Тривалість зосередження уваги (% від часу зміни), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{76 \cdot 7 \cdot 1,0}{8 \cdot 75} = 0,89;$$

г) Тривалість робочого дня (зміни), $K_{\text{знач}} = 0,15$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = 0,15.$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці 6.1 «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

– для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{\text{визн}} = 2$, з таблиці 6.1 – 3 клас, 2 ступінь;

– при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $P_{\text{вим}} = 320$ лк, 3 клас, 1 ступінь [42];

– для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $P_{\text{вим}} = 86$ дБА, за додатками Д та табл. Д.1[51] – 3 клас, 1 ступінь;

Клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$ [51]

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 0,91 + 0,71 + 0,89 + 0,15 = 2,66 \quad (6.2)$$

в $X_{\text{сум}} = 2,66$ – 3 клас, 2 ступінь

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці

дослідника центральній заводській лабораторії обладнаної ПК належать до 3 класу, 2 ступеню.

Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці 6.2 «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

– для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому $-X_{ст} = X_i = 3$;

– при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 8 годин, тому коректування не потрібно $-X_{ст} = X_i = 1$;

– для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 5 годин, тому визначаємо X_i [51]

$$X_i = X_{cm} \cdot \frac{T}{8} = 1 \cdot \frac{5}{8} = 0,63; \quad (6.3)$$

– для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 2 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому $-X_{ст} = X_i = 2$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , по формулі 6.4 [51]

$$X_{факт} = \sum_{i=1}^n X_i = 3 + 1 + 0.63 + 2 = 6.63. \quad (6.4)$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану $-X_{факт} = 6,63$, на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків

робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці 6.3 “Розмір доплати до тарифної ставки” (окладу)—16 % [51].

На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції.

Умови, важкості та напруженості праці на робочому місці дослідника центральній заводської лабораторії, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця.

Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці дослідника належать до категорії Іб, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії Іб, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища;

- ТНС— індексом – 20,2– 22,8°C; – освітленість приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт А– 2, нормована загальна освітленість якого, на робочих столах –Е = 400 лк; – рівень шуму в робочій зоні дослідника –50 дБА; – загальні енергозатрати організму, до 174 Вт;

- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м’язів кистей та пальців рук), до 20000;

- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 50%;

- тривалість робочого дня, 6 або 7 год. 3. Для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

– для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно– витяжну механічну вентиляцію та кондиціювання приміщення;

– для забезпечення нормованої освітленості приміщення яка відповідає розряду зорових робіт необхідно провести додаткові розрахунки та визначитися з потужністю ламп, типом ламп та світильників та їх раціональним розміщенням;

– для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 6 або 7 год – для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1– 2 години;

– для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці 6.3, у розмірі 16 %.

6.4 Заходи з пожежної безпеки

При площі $S = 20\text{м}^2$ – необхідно мати 1 вогнегасник, ВВК – 5.

ВВК– 5 – Вуглекислотні вогнегасники призначені для гасіння різних речовин, горіння яких не може відбуватися без доступу кисню, , широке поширення в офісних приміщеннях при наявності оргтехніки, а також у житловому секторі. Основною перевагою вуглекислотних вогнегасників є те, що двоокис вуглецю не пошкоджує об'єкт гасіння і не залишає слідів [50].

Лабораторія має $S = 28\text{м}^2$, треба встановити 1 вогнегасник.

6.5 Організація цивільного захисту на промисловому об'єкті

Загальне керівництво Цивільним захистом відповідно до її побудови покладається на: Кабінет Міністрів України, Міністерства, інші центральні органи виконавчої влади, місцеві держадміністрації, керівників підприємств, установ і організацій незалежно від форм власності і підпорядкування.

Начальником Цивільної оборони України є Прем'єр-міністр України. На місцевому рівні функції начальників цивільної оборони здійснюють керівники відповідних органів виконавчої влади, а в міністерствах, відомствах і на підприємствах їхні керівники.

Органом повсякденного управління процесами захисту населення при Кабінеті Міністрів є Міністерство з питань надзвичайних ситуацій та в справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи. З цією ж метою при місцевих органах виконавчої влади створюються відповідні управління і відділи. Так Кабінет Міністрів України здійснює наступні основні завдання:

- забезпечує здійснення заходів щодо попередження надзвичайних ситуацій і ліквідації їхніх наслідків;
- розподіляє міста і території за групами, юридичних осіб — за категоріями щодо реалізації заходів з цивільної оборони;
- вживає заходи щодо забезпечення готовності органів управління у справах цивільної оборони, сил та засобів цивільної оборони до дій в умовах надзвичайних ситуацій;
- визначає порядок створення спеціалізованих, професійних та невоєнізованих аварійно-рятувальних служб (формувань);
- координує діяльність аварійно-рятувальних служб;
- залучає аварійно-рятувальні служби до ліквідації надзвичайних ситуацій за межами території України.

Міністерства й інші органи виконавчої влади в межах своїх повноважень забезпечують рішення питань цивільної оборони, здійснення

заходів щодо захисту населення і територій під час надзвичайних ситуацій, сприяють органам управління в справах цивільної оборони у виконанні покладених на них функцій. Міністерство з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи вирішує такі основні завдання:

- бере участь у реалізації державної політики у сфері цивільної оборони, захисту населення і територій від наслідків надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру, а також попередження цих ситуацій;
- організовує розроблення і здійснення відповідних заходів із цивільної оборони;
- керує діяльністю підпорядкованих йому органів управління у справах цивільної оборони та спеціалізованих формувань, військами цивільної оборони;
- здійснює оповіщення населення про загрозу виникнення або виникнення надзвичайної ситуації, забезпечує належне функціонування відомчих територіальних і локальних систем оповіщення;
- здійснює навчання населення, представників органів управління і сил цивільної оборони з питань захисту і дій у надзвичайних ситуаціях;
- організовує фінансове і матеріально-технічне забезпечення військ цивільної оборони;
- створює згідно до законодавства України підприємства з виробництва спеціальної техніки, засобів захисту населення і контролю тощо.

Безпосереднє керівництво виконанням завдань цивільної оборони, діями органів управління і сил під час надзвичайних ситуацій покладається на управління (відділи) з питань надзвичайних ситуацій та цивільного захисту населення на спеціальні підрозділи міністерств і відомств та працівників цивільної оборони об'єктів господарської діяльності. На територіальні органи управління з питань надзвичайних ситуацій та цивільного захисту населення покладаються наступні завдання:

- реалізація державної політики в області цивільної оборони;

- розроблення і реалізація заходів щодо захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій, керівництво діяльністю підлеглих органів управління і сил цивільної оборони;
- здійснення контролю за станом цивільної оборони на відповідній території;
- координація в рамках їхньої компетенції дій інших місцевих органів виконавчої влади, територіальних органів міністерств і відомств, підприємств, закладів і організацій, що залучаються до виконання завдань, зв'язаних з безпекою населення і забезпеченням його життєдіяльності під час надзвичайних ситуацій.

6.6 Висновки до розділу 6

Під час проведення іспитів, був проведений аналіз потенційних небезпек при роботі за екранними приладами.

Було проведено ознайомлення з заходами забезпечення технічної безпеки на місцях проведення дослідницької роботи, а також були проведені розрахунки і висвітлені заходи щодо забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці.

Було визначено заходи пожежної безпеки а також виявлена кількість потрібних вогнегасників на площу дослідницької лабораторії.

Була описана організація цивільного захисту на промисловому об'єкті.

ВИСНОВКИ

У магістерському дослідженні розкриті загальні властивості травмобезпечних рульових елементів виконано аналіз, аналітичний розрахунок та запропоновані матеріали до використання в конструкції перфорованого травмобезпечного елемента рульового керування автомобіля категорії М1.

Загальний аналіз пристроїв травмобезпечного рульового керування та окремих їх елементів розкрив основні види та особливості таких пристроїв.

Аналіз експлуатаційної надійності окремих елементів котрі застосовані в пристрої травмобезпечного рульового керування показав сильні та слабкі сторони різних конструкцій та їх поведінку під час експлуатації.

Розгляд техніко-експлуатаційної характеристика травмобезпечного механізму дав змогу обрати елемент для дослідження, а саме – перфорований циліндр. Складено графічну модель навантажень у пристрої, що досліджується.

Проведено розрахунок норм надійності обраного елемента при нормальному режимі роботи та критичному навантаженні. З цього розрахунку стало відомо, що збільшення зон перфорації має нерівну криву падіння норми надійності. Найоптимальнішим значенням зон перфорації обрано $N=18$.

Виконано розрахунок травмобезпечного валу на зминання та кручення, з якого стало відомо пружну деформацію досліджуваного елемента

$$E = -10,9375 \text{ МПа.}$$

Обґрунтування параметрів та матеріалу травмобезпечного елемента вказує на те, що найліпші показники контролюваного руйнування мають Фторпласт 4 та Алюміній АМг1.

Розраховано економічні аспекти витрат на виконання досліджень. Було визначено трудомісткість що складає 58 людиноднів, та тривалість науково

дослідної роботи, що складає 59 днів. Визначено витрати на проведення науково дослідної роботи, з чого стало відомо що вартість дослідження становить 659 грн; загальна заробітна плата дорівнює 31411,1 грн. Виконано розрахунок економічної ефективності роботи, рівень якої становить 1,37.

Розроблені заходами технічної безпеки, на місцях проведення дослідницької роботи, а також з заходами забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці і пожежної безпеки під час досліджень.

Подальшим напрямком дослідження вважаю: аналітичне випробовування обраного елемента на міцність згідно обраного матеріалу; розрахунок норми надійності.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Как исправная рулевая колонка может спасти вашу жизнь. URL: <https://steering.com.ua/blog/kak-ispravnaja-rulevaja-kolonka-mozhet-spasti-vas-hu-zhizn-113> (дата звернення: 09.09.2020).
2. Рулевое управление. Методические указания. URL: http://storage7.fermer.ru/2009/04/22952/rulevoe_upravlenie.pdf (дата звернення 12.09.20).
3. Компоновка легкового автомобиля. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Компоновка_легкового_автомобиля (дата звернення 12.09.20).
4. Обзор конструкций травмобезопасных рулевых колонок. URL: <https://studfile.net/preview/4180849/page:2/> (дата звернення 12.09.20)
5. Черников В.В. Демпфирующий элемент каркаса колеса рулевого управления: пат.89835 Россия. № 2009128165/22; заявл. 21.07.2009; публ. 20.12.2009. Бюл. №5. 15 с.
6. Захаров В.Н., Березкин В.Т. Демпфирующий элемент рулевого колеса транспортного средства: пат.1073147 СССР. № 3514740/27-11; заявл. 26.11.1982; публ. 15.02.1984, Бюл. №6. 3 с.
7. Чуркін І.А., Підгайний Ю.Р., Петровська Л.І. Регульована рульова колонка 2011: пат.63740 Україна. № 201100208; заявл. 05.01.2011; публ. 25.10.2011, Бюл №20. 6с.
8. Загородних А.Н., Нютин Ю.С., Загородних Н.П. Травмобезопасная рулевая колонка: пат.1197909 СССР. №3770278/27-11; заявд. 04.05.1984; публ 15.12.1985, Бюл № 45. 1с.
9. Белый Д.М. Тревмобезопасная рулевая колонка транспортного средства: пат.2650309 Россия. №2016150279; заявл. 20.12.2016; публ. 11.04.2018, Бюл. №11. 9 с.

10. Сморгонский Л.Б. Травмобезопасная рулевая колонка транспортного средства: пат.1642389 СССР. №4682196/11; заявл. 19.04.1984; публ. 23.04.1991, Бюл. №15. 4 с.

11. Азархин Л.И., Краскин Е.В. Травмобезопасное рулевое управление транспортного средства 1970: пат.1079522 СССР. №3404470/27-11; заявл. 04.03.1982; публ. 15.03.1984, Бюл. №10. 3 с.

12. Дин М.Д., Часкса Д.Р. Узел рулевого колеса и транспортное средство, содержащее такой узел: пат.2697157 Россия. №2016103367; заявл. 03.02.2016; публ. 12.08.2019, Бюл. №23. 17 с.

13. Колбинов И.В., Прошанов Е.Н. Травмобезопасный шарнир рулевого управления: пат.55725 Россия. №2006110976/22; заявл. 04.04.2006; публ. 27.08.2006, Бюл. № 19. 1 с.

14. Модели ВАЗ (Lada).

URL:https://www.prostobank.ua/finansovyy_gid/marki_avto/165

(дата звернення 25.09.20)

15. Особенности управления ВАЗ 2108. :

URL:<http://autoruk.ru/marka-avto2/vaz-2108-2170/rulevoe-upravlenie/osobenno-sti-rulevogo-upravleniya-vaz-2109> (дата звернення 25.09.20)

16. Безопасность конструкций рулевых управлений. URL:
<https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293833/4293833175.pdf>

(дата звернення 05.10.20)

17. Конструкторские расчеты травмобезопасной рулевой колонки.

URL: <https://studfile.net/preview/4180849/page:3/#5> (дата звернення 07.10.20)

18. Расчет на прочность при переменных значениях. URL:

<https://studfile.net/preview/2953330/page:33/> (дата звернення 15.10.20)

19. Расчет динамического коэффициента при ударной нагрузке. URL:

<https://www.toehelp.ru/theory/sopromat/49.html> (дата звернення 17.10.20)

20. ВАЗ-2108. Описание конструкции.

URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/ВАЗ-2108> (дата звернення 23.10.20)

21. Черемисинов В.И. Расчёт деталей машин : учеб. пособ. 2-ое изд., перераб. и доп. Киров : Вятская ГСХА, 2010. 270 с.
22. Власов В.М., Жанказиев С.В. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей : учебн. для студ. учрежд. сред. проф. образования. 2-ое изд., стер. М: Издательский центр «Академия», 2005. 480 с.
23. Садырин А.И. Компьютерные модели динамического разрушения конструкционных материалов: учебн. пособие для студ. учреждений. Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского. 2010. 34 с.
24. Кубіч В.І. Надійність технічних систем : метод. рек. Запоріжжя, ЗНТУ. 2019. 68 с.
25. Захаров В.Н., Березкин В.Т. Демпфирующий элемент рулевого колеса транспортного средства: пат.1073147 СССР. № 3514740/27-11; заявл. 26.11.1982; публ. 15.02.1984, Бюл. №6. 3 с
26. Разработка кинематической схемы травмобезопасной рулевой колонки. URL: <https://studfile.net/preview/4180849/page:3/> (дата звернення 29.10.20)
27. Власов В.М., Жанказиев С.В., Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования. 2-е изд.: издательский центр «Академия», 2004. 480 с.
28. Как рассчитать трубу. URL: <http://ooo-asteko.ru/kak-rasschitat-massu-truby-formula/> (дата звернення 02.11.20)
29. Материаловедческие основы выбора конструкционных материалов. URL: <https://studref.com/316887/tehnika/materialovedcheskie-osnovy-vybora-konstruktsionnyh-materialov> (дата звернення 04.11.20)
30. Марки стали и сплавы. URL: <http://metallcheckiy-portal.ru/marki-metallov> (дата звернення 05.11.20)
31. Список пластмасс.
URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Список_пластмасс (дата звернення 04.11.20)
32. Марки металлов – сталь 30ХГСА

URL: http://metallcheckiy-portal.ru/marki_metallov/stk/30XGSA

(дата звернення 06.11.20)

33. Устройство автомобиля ВАЗ 2108.

URL: <http://www.avtodor.ru/articles-ustrojjstvo-avtomobilya-vaz-2108>

(дата звернення 07.11.20)

34. Механічні властивості алюмінію.

URL: <https://aluminium-guide.com/mexanicheskie-svojstva-deformiruemyx-alyuminiyevyx-splavov/> (дата звернення 10.11.20)

35. Модуль пружності.

URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9C%D0%BE%D0%B4%D1%83%D0%BB%D1%8C_%D1%83%D0%BF%D1%80%D1%83%D0%B3%D0%BE%D1%81%D1%82%D0%B8 (дата звернення 12.11.20)

36. Механічні властивості полімерів (фторпласт– 4).

URL: <http://www.mito.ru/ftoroplast-4/ftoroplast-4> (дата звернення 10.11.20)

37. Методичні вказівки до економічного розділу магістерської роботи для здобувачів вищої освіти за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» освітньою програмою «Колісні та гусеничні транспортні засоби» всіх форм навчання / Укл. : О. Є. Борисенко. Запоріжжя : ЗНТУ, 2016. 25 с.

38. Про затвердження Типового положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці (НПАОП 0.00–4.12–05) та Переліку робіт з підвищеною небезпекою : наказ Державного комітету України з нагляду за охороною праці від 26.01.2005 р. № 15. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0231-05#Text> (дата звернення: 23.11.2020).

39. Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроям [Електронний ресурс] : НПАОП 0.00–7.15– 18. –На заміну НПАОП 0.00–1.28–10 ; чинний від 2018–05–18. –К. : Мінсоцполітики України, 2018. –Режим доступу:

<http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0508-18>. –(Нормативно-правовий акт охорони праці)

40. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації, [Електронний ресурс] : ДСН 3.3.6.039-99. –Чинний від 1999-12-01. –К. : МОЗ України, 1999. –Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va039282-99>. –(Державні санітарні норми)

41. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку, [Електронний ресурс] : ДСН 3.3.6.037-99. –Чинний від 1999-12-01. –К. : МОЗ України, 1999.–URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va037282-99>. –(Державні санітарні норми)

42. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин [Електронний ресурс] : ДСанПіН 3.3.2.007-98. –Чинний від 1998-12-10. –К. : МОЗ України, 1998. –URL: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=2445>. –(Державні санітарні правила та норми)

43. Вогнегасник вуглекислотний ВВК-5(ОУ-7). URL:<https://pojsnab.com.ua/ukr/vognegasniki/vognegasniki-vuglekislotni/vognegasnik-vuglekislotniy-vvk5-%28ou7%29.html>

44. Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення [Текст] : ДБН В.2.2-28:2010. –На заміну СНиП 2.09.04-87 ; чинний від 2011-10-01. –К. : Мінрегіонбуд України, 2011. –31 с. –(Державні будівельні норми)

45. Правила пожежної безпеки в Україні [Текст] : НАПБ А.01.001-14. –На заміну НАПБ А.01.001-04 ; чинний від 2014-12-30. –К. : МВС України, 2014. –47 с. –(Нормативний акт пожежної безпеки)

46. Класифікація пожеж (EN 2:1992; EN 2:1992/A1:2004, IDT) [Текст] : ДСТУ EN 2:2014. –На заміну ГОСТ 27331-87; чинний з 01.01.2016 / Мінекономрозвитку України, 2014. –7 с. (Державний Стандарт України)

48. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою [Текст] : ДСТУ Б

В.1.1–36:2016. –На заміну НАПБ Б.03.002–2007 ; чинний від 2017–01–01. –К. : Мінрегіонбуд України, 2016. –66 с. –(Національний стандарт України)

49. Системи протипожежного захисту [Текст] : ДБН В.2.5–56:2014. –На заміну ДБН В.2.5–56:2010 ; СНиП 2.04.05–91 (розділи 5 та 22) ; чинний від 2015–07–01. –К. : Мінрегіон України, 2014. –191 с. –(Державні будівельні норми)

50. Правила експлуатації та типових норм належності вогнегасників [Текст] –На заміну НАПБ Б.03.001–2004 ; чинний від 2018– 02–23. –К. : МВС України, 2018. –23 с. –(Правила)

51. Лазуткін М. І. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) – «Колісні та гусеничні транспортні засоби» для усіх форм навчання. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 34 с

52. Лазуткін М. І., Журавель М. О. Методичні вказівки до лабораторного заняття «Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці» з дисципліни «Цивільний захист і охорона праці в галузі» для студентів усіх спеціальностей та форми навчання. Запоріжжя : ЗНТУ, 2018. 44 с

53. Природне і штучне освітлення. : ДБНВ.2.5–28–2018. – На заміну ДБНВ.2.5–28–2006 ; чинний з 2019–03–01. –К. : Мінрегіон України, 2018. –133с. –(Державні будівельні норми України)