

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

**МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ДИНАМІКИ І МІЦНОСТІ МАШИН ТА ОПОРУ
МАТЕРІАЛІВ**

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Сергій ПИСКУНОВ
«__» _____ 2021 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

за освітньо-професійною програмою «Динаміка і міцність машин»

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

**на тему: «Дослідження напружено-деформованого стану і
витривалості напівосі електромобіля»**

Виконав:
студент VI курсу, групи МП-91мн
Іванюка Микити Андрійовича _____

Керівник:
Завідувач кафедри ДММ та ОМ
д.т.н., проф.
Пискунов Сергій Олегович _____

Рецензент:
д.т.н., проф.
Данильченко Юрій Михайлович _____

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Київ – 2021 рік

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-наукова програма – «Динаміка і міцність машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Сергій ПИСКУНОВ

«___» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту

Іванюку Микиті Андрійовичу

1. Тема дисертації «**Дослідження напружено-деформованого стану і витривалості напівосі електромобіля**», науковий керівник дисертації Пискунов Сергій Олегович д.т.н., проф., затверджені наказом по університету від «___» _____ 202_ р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації: 10.05.2021 р.

3. Об'єкт дослідження: деформування та втома напіввісі електромобіля.

4. Предмет дослідження: напружено-деформований стан, коефіцієнти концентрації напружень та величина ресурсу.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити:

- 1) Огляд підходів до визначення ресурсу в умовах втоми напіввісей автомобілів.
- 2) Опис факторів, які впливають на процес втомного руйнування, дослідження навантажень з урахуванням динаміки колеса автомобіля і реально діючих змін навантажень.
- 3) Скінченноелементне моделювання напружено-деформованого стану напіввісі електромобіля і порівняння з результатами аналітичних розрахунків
- 4) Визначення ресурсу напіввісі електромобіля в умовах втоми
- 5) Розробка стартап-проекту.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу – 6 і більше.

7. Орієнтовний перелік публікацій – 1 і більше.

8. Дата видачі завдання: 01.09.2020 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Огляд підходів до визначення ресурсу в умовах втоми напіввісей автомобілів	01.09.2020 - 1.10.2200	
2	Опис факторів, які впливають на процес втомного руйнування, дослідження навантажень з урахуванням динаміки колеса автомобіля і реально діючих змін навантажень	1.10.20 – 30.11.2020	
3	Скінченноелементне моделювання напружено-деформованого стану напіввісі електромобіля	1.12.2020– 28.02.2021	
4	Визначення ресурсу напіввісі електромобіля в умовах втоми	1.03.2021–31.03.2021 ...	
5	Стартап-проект та висновки Підготовка презентації та доповіді, оформлення пояснювальної записки	1.04.21 – 10.05.21	

Студент _____

Микита ІВАНЮК

Науковий керівник _____

Сергій ПИСКУНОВ

Анотація

Дипломна робота містить 72 сторінки, 3 таблиці, 38 рисунків та список використаної літератури з 24 найменувань.

В рамках даної магістерської роботи було досліджено напружено деформований стан та витривалість (ресурс) напіввісі електромобіля, а саме її проміжного валу. Актуальність роботи впливає зі збільшення кількості електромобілів більшої потужності та маси.

Дослідження умов роботи напіввісі дало цінну інформацію про режим її навантаження та фактори впливу на її ресурс. Розрахунок на втому був проведений у програмному середовищі ANSYS з використання нерегулярного циклу навантаження автомобілів WLTP та вбудованого інструменту для досліджень на втому Fatigue Tool.

Ключові слова: напіввісь, вал, втома, електромобіль, WLTP, ресурс, чисте кручення, підвіска.

Abstract

Master thesis contains 73 pages, 3 tables, 38 figures and a list of references from 24 titles.

In this Master thesis, the stress-strain state and fatigue life of the half-axle of an electric car, namely its intermediate shaft, were investigated. The relevance of this work arises from the increased the number of electric vehicles of greater power and weight on public roads.

The study of the working conditions of the semi-axle provided valuable information about the nature of its load conditions and the factors which influence its resource. Fatigue life calculation was performed in the ANSYS software environment using an irregular WLTP vehicle load cycle and a built-in Fatigue Tool.

Key words: half-axle, driving shaft, fatigue life, electric car, WLTP, shear, suspension.

Зміст

Анотація.....	1
Abstract	2
Список використаних рисунків	Ошибка! Закладка не определена.
1 Вступ.....	5
2 Огляд літератури	6
3 Описання об’єкту дослідження та умов навантаження.....	9
3.1 Поширені види виконання підвіски легкових автомобілів	9
3.1.1 Підвіска типу МакФерсон	10
3.1.2 Підвіска на подвійних поперечних важелях	12
3.2 Напіввісь та її складові частини	15
3.3 Матеріали.....	19
3.4 Умови навантаження	19
3.4.1 Припущення	20
3.4.2 Динаміка автомобіля та колеса	21
3.5 Цикл навантаження WLTP	23
3.6 Циклічність навантажень для електромобілів	25
4 Проектування проміжного валу.....	27
4.1 Вимоги до проміжного валу	27
4.2 Навантаження	28
4.3 Напружено деформований стан.....	29
4.4 Опір втомі	32
5 Моделювання напружено-деформованого стану МСЕ.....	35
5.1 Побудова моделі валу.....	35
5.2 Побудова скінченно-елементної моделі.....	36
5.2.1 Метод скінченних елементів	37
5.2.2 Побудова сітки скінченних елементів для валу	42
5.2.3 Визначення виду НДС за допомогою ANSYS	44
5.3 Крайові умови.....	47
5.4 Попередній розрахунок.....	48
5.5 Концентратори напружень.....	52
5.5.1 Види концентраторів напружень	52

5.5.2 Аналітичний розрахунок	53
6 Втома	57
6.1 Джерело втоми.....	57
6.2 Поняття ресурсу в рамках роботи	59
6.3 Цикли навантаження	59
6.4 Розрахунок на втому	61
6.5 Обробка результатів	64
7 Стартап	65
8 Висновок	68
9 Список використаних джерел.....	69

1 Вступ

Дослідження надійності та ресурсу складових частин механізмів та машин є процесом який дозволяє робити висновки про безпечні терміни їх роботи. Особливо прискіпливо перевіряють ті частини які впливають на безпеку усієї конструкції та людей які її використовують. Саме таким елементом є напіввісь та її проміжний вал у системі підвіски автомобіля.

Через постійне збільшення кількості транспортних засобів на дорогах загального користування також зростає інтенсивність дорожнього руху. Останнім часом до даного тренду також приєдналися автомобілі з електричними двигунами які мають більшу вагу, через необхідність розташування важких батарей, та відповідно більшу потужність з можливістю швидшого гальмування через використання електродвигуна у режимі генератора. Дані фактори збільшують амплітуду знакозмінних навантаження на такі елементи автомобілю як проміжний вал напіввісі.

В рамках даної роботи буде досліджено ресурс проміжного валу напівосі автомобіля. Сучасний стан науки та техніки у тематиці визначення ресурсу валів буде досліджено за допомогою огляду літератури. Для вивчення умов та особливості її роботи у сучасних авто будуть розглянуті популярні концепти виконання автомобільної підвіски їх вплив на режими роботи напіввісі. Дана інформація дозволить проаналізувати напружено деформований стан в якому знаходиться проміжний вал. Також буде досліджено вплив наявних у конструкції концентраторів напружень на ресурс валу.

Оцінка ресурсу буде проводитись у програмному пакеті ANSYS в умовах нерегулярного навантаження циклом всесвітньої гармонізованої тестової процедури для тестування легкого транспорту (WLTP).

2 Огляд літератури

Основним призначення напівосі автомобіля є передача крутного моменту та швидкості обертання, які поступають з двигуна, коробки передач або диференціалу, на колеса які мають зчеплення з дорожнім покриттям. Для виконання своїх функцій і забезпечення довгого строку життя автомобіля, вони мають бути розраховані на великі навантаження та швидкості обертання. Напівосі є важливими для безпеки автомобіля елементами, тому під час їх проектування велика увага приділяється їх несучій здатності. Вони мають бути в змозі передавати крутний момент в незалежності від положення колеса, а саме його повороту або зміщення через роботу підвіски. Такий режим роботи дозволяють шарніри рівних кутових швидкостей (також відомі як гомокінетичні шарніри), або коротко ШРКШ [1]. Згадана книга є джерелом інформації про карданні вали, шарніри постійних кутових швидкостей, напівосі та їх розрахунок на практичних прикладах з автомобільної індустрії. Відомості щодо матеріалів, які використовуються для виробництва валів напівосей та інших складових частин наведені у розділі 4.6.5.

Явище втоми металів невід'ємно зв'язане з використанням виробів з них. Випадки втомного руйнування не обходять і вали приводів, двигунів та інших механізмів у яких вони використовуються. В даній роботі розглядаються ведучі вали-напівосі автомобілів, що передають крутний момент від силової установки до колеса. У ролі силових установок розглядаються індивідуальні для кожного колеса електричні двигуни.

Питання надійності та витривалості напівосей автомобілів вже виникали у ряду дослідників. Так, автор Arif Senol Sener у своїй роботі дослідив витривалість напівосі автомобіля в умовах циклу навантаження оснований на місцевості та особливостях місцевого використання автомобілів у Туреччині [2]. Тензометр був закріплений на напівосі

автомобіля, в той час як інші закріплені на автомобілі сенсори збирали інформацію про сили, які діють на досліджуваний транспортний засіб. Зібрані дані про навантаження були використані як цикл навантаження у пакеті ANSYS. Більш детальний опис роботи згаданого автора можна знайти у наступній статті [3].

Великі постачальники автомобільних запчастин такі як Schaeffler давно ведуть розробку систем для електричних автомобілів, зокрема об'єднаних з вісями електричних двигунів [4]. Описана модульна конструкція електричної вісі дозволяє спростити конструкцію автомобіля та дозволяє використання даних стандартизованих двигунів у широкому ряді автомобілів. Ротори даних електричних двигунів згаданого виробника були досліджені на витривалість за допомогою циклу навантаження отриманого з реальних дослідів в рамках яких автомобіль проходив ряд перешкод та маневрувань [5]. Визначений діапазон напружень був застосований для визначення строку служби ротора та його складових.

Хоча в межах даної роботи розглядаються саме напівосі, аналогії для їх аналізу можна провести з досліджень валів електричних двигунів, які також зазнають змінних навантажень, на втому. Фактично напівосі з'єднуються з роторами електричних двигунів за допомогою муфти.

Питання втомного руйнування валів електродвигунів було також порушено у рамках роботи з дослідження тріщин у роторі двигуна компресора потужністю 3 мегаватта [6]. У роботі відображений механізм утворення характерних для валів, що працюють на кручення, косих тріщин та причини які призвели до цього.

Робота іншого автора розкриває причини руйнування валів двигунів через вплив таких концентраторів напружень як буртики та галтелі на розподіл напружень у перерізі валу [7]. Серед іншого представлені графічні схеми видів напруженого деформованого стану, що зустрічається

у валах, а саме розтягу, кручення та згину. Автор наводить практичні поради для виявлення факторів що ведуть до втомного руйнування та поради для його попередження.

Інформація щодо аналітичного розрахунку валів на міцність та втому може бути знайдена у відповідних рекомендаціях до розрахунку валів та осей [8]. У джерелі також наведений приклад розрахунку напівосі вантажного автомобіля зі сталі 40X на втомну довговічність за різних умов навантаження, які характеризуються різною якістю дорожнього покриття. За результатами наведеного розрахунку можна зробити висновок про прямий вплив якості дорожнього покриття на термін служби компонентів автомобіля, а саме його підвіски.

В цілому проведений огляд літературних джерел свідчить, що питання дослідження напружено-деформованого стану напівосей в умовах знако-змінних навантажень, які виникають за рахунок чергування процесів набирання швидкості або руху з певної сталою швидкістю (коли здійснюється передавання крутного моменту від двигуна на колеса автомобіля) і гальмування (при якому відбувається передавання зворотно-спрямованого крутного моменту, який спрямовується на процес рекуперації енергії і до заряджання акумуляторних батарей) та пов'язаних із цим процесів втоми матеріалу досліджено недостатньо. Зазначена проблема є предметом дослідження даної роботи.

3 Описання об'єкту дослідження та умов навантаження

У даному розділі буде детально представлено об'єкт досліджень – напіввісь автомобіля. Будуть наведені фотографії справжніх автомобільних напівосей, описано їх будову та принцип роботи шарнірів рівних кутових швидкостей. Підвіска автомобіля є середовищем роботи напівосі, тому у розділі 3.1 буде описано основні типи виконання підвісок. У рамках розділу 3.3 будуть представлені матеріали з яких зазвичай виконується напіввісь та їх механічні характеристики. Цикл навантаження WLTP (Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Procedure), за допомогою якого буде безпосередньо проводитись втомний розрахунок, описаний у розділі 3.5. Заключною частиною розділу є наведена у частині 3.6 проблематика циклічності навантажень для електромобілів.

3.1 Поширені види виконання підвіски легкових автомобілів

Підвіска автомобіля є сполучною ланкою яка поєднує кузов автомобіля з дорожнім покриттям. Підвіска складається з пружних та жорстких елементів. Пружні елементи забезпечують комфорт водіння через поглинання поштовхів та ударів спричинених нерівностями у дорожньому покритті. Серед інших завдань підвіски можна виділити: демпферування коливань кузова, які можуть бути викликані маневруванням або дефектами дорожнього покриття що повторюються (наприклад їзда по дорозі з аеродромних плит); обмеження крену кузова та створення нерозривного контакте дороги та коліс у процесі водіння.

Розділяють два типи виконання підвіски: залежний та незалежний. У залежній підвісці колеса жорстко зв'язані мостом. Даний тип використовується у позашляховиках, через простоту, надійність і можливість зберігати постійний кліренс з дорогою, та автівках що потребують високої вантажопід'ємності. Незалежна підвіска забезпечує кращу маневреність, стійкість при входженні у повороти на великих

швидкостях та є більш комфортною. Саме тому даний тип підвіски широко використовується у легкових автомобілях. Рисунок 1 представляє принципову схему виконання обох типів підвісок.

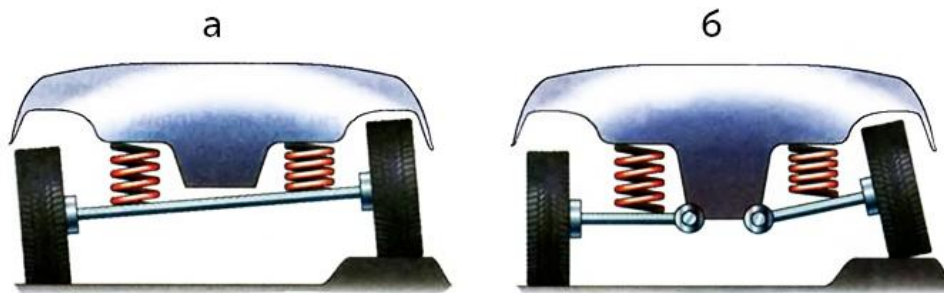


Рисунок 1: Залежна (а) та незалежна (б) підвіски

Одним з ключових факторів вибору підвіски під час проектування автомобілю є її ціна. Існує пряма залежність між кількістю компонентів у складі підвіски та її ціною. Велика кількість складових у підвісці веде до збільшення її ціни. Розглянемо дві цінових категорії серед незалежних підвісок: середню та високу. Відомим представником середньої, так званої народної, цінової категорії є підвіска МакФерсона (MacPherson strut). Автомобілі вищого класу та спорткари обладнуються підвіскою на подвійних поперечних важелях (double wishbone).

Наступним етапом розвитку підвіски на подвійних поперечних важелях стала багатоважільна підвіска (multi-link), яка дозволяє підрулювання задніх коліс під час входу у повороти, що дуже добре впливає на керованість транспортного засобу [9]. У розділах 3.1.1 та 3.1.2 будуть детальніше розглянуті підвіски типу МакФерсон та підвіска на подвійних поперечних важелях.

3.1.1 Підвіска типу МакФерсон

Підвіска даного типу відрізняється характерним вертикальним рухом амортизатора та його пружини, які об'єднані у один елемент –

амортизаційну стійку. Сучасна підвіска МакФерсона складається також з нижнього поперечного важеля, необхідного для створення жорсткості у продольному напрямку. Нижній важіль кріпиться до підрамника або кузова за допомогою сайлентблоків, і до рульового кулака за допомогою кульової опори. Рульовий кулак приєднаний до рульової рейки за допомогою рульової тяги, яка створює крутний момент відносно вертикальної вісі обертання колеса при зміні кута повороту руля. Маточина колеса, до якої за допомогою болтів кріпиться колесо, приєднана до рульового кулака. Невід'ємною частиною підвіски є підшипник маточини який забезпечує обертання колеса разом з напіввіссю в нерухомому гальмівному диску. Задля зменшення крену автомобіля у поворотах підвіска обладнана стабілізатором поперечної стійкості, який приєднаний до підрамника. Рисунок 2 наочно показує основні складові частини підвіски типу МакФерсон.



Рисунок 2: Загальна компоновка підвіски типу МакФерсон

Хоча підвіска МакФерсон є розвитком підвіски на подвійних поперечних важелях, яка буде розглянута у наступному розділі, через її

меншу початкову вартість та простоту у обслуговуванні, яка впливає на ціну проходження технічного обслуговування, вона широко є широко розповсюдженою у легкових автомобілях споживчого класу.

3.1.2 Підвіска на подвійних поперечних важелях

Даний тип підвіски складається з двох поперечних важелів, нижнього та верхнього, внутрішні кінці яких рухомо закріплені на кузові, поперечині чи рамі, а зовнішні – з'єднані з поворотним кулаком, на маточині якого закріплене колесо (поворотній в передній підвісці і неповоротній задній), таким чином утворюючи умовний паралелограм. Рисунок 3 дає можливість ознайомитись з прикладом виконанням підвіски Mercedes AMG, де: 1 – верхній поперечний важіль; 2 – амортизатор; 3 – пружина; 4 – вал напівосі; 5 – рульова тяга; 6 – нижній поперечний важіль.

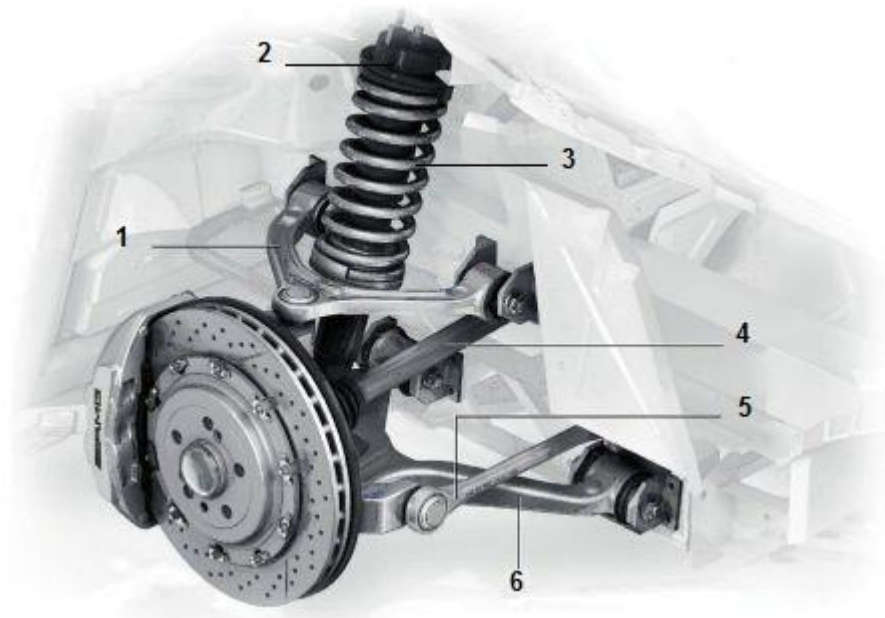


Рисунок 3: Приклад двоважільної підвіски

Зазвичай верхні важелі в такій підвісці коротші за нижні в 1,5...1,8 рази, що практично повністю усуває зміну колії при її роботі, а при

правильному налаштуванні інших параметрів – забезпечує вигідну з точки зору кінематики зміну розвалу коліс, при якому зовнішнє по відношенню до центру повороту колесо (як найбільш навантажене) завжди залишається перпендикулярним до дороги і зберігає максимальну здатність передавати бокові навантаження, для чого його кут розвалу повинен при ході стиснення змінюватися в сторону негативних значень. Важелі можуть бути як паралельними один одному, так і під визначеним кутом в повздовжній та поперечній площині.

У автоспорті даний вид підвіски отримав велику популярність через можливість винесення амортизаторів у конструктивно зручніші місця за допомогою схем пуш- або пулрод. Рисунок 4 Рисунок 5 наочно демонструє підвіску на подвійних поперечних важелях 7 та 3 з використанням стержня 4 (push-rod) та важеля 2 для розміщення амортизатору 1 у корпусі гоночного боліду для кращої аеродинаміки та збереження цінної запчастини у випадку аварії [9].

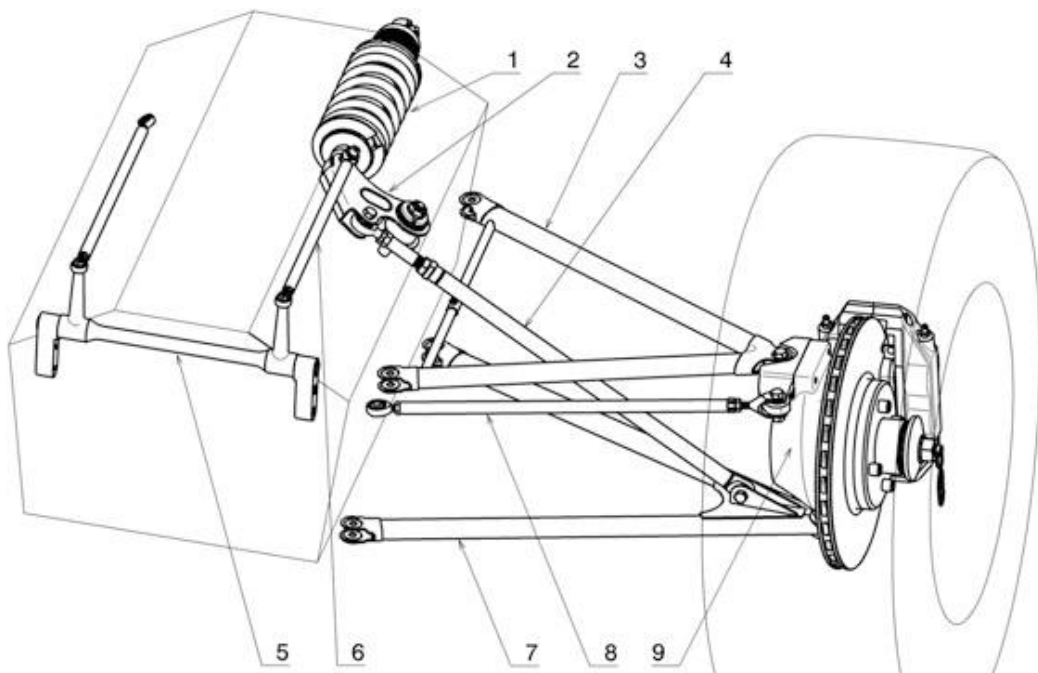


Рисунок 4: Передня двоважільна підвіска гоночного боліду

С точки зору кінематики і управління підвіска на поперечних важелях вважається найбільш досконалим типом, що обумовлює дуже широке застосування такої підвіски на спортивних та автомобілях для перегонів. Наприклад, всі сучасні боліди класу «Формули 1» мають саме таку підвіску як спереду, так і ззаду автомобіля. Більшість спортивних автомобілів і представницьких седанів також використовують цей тип підвіски на обох осях [10].

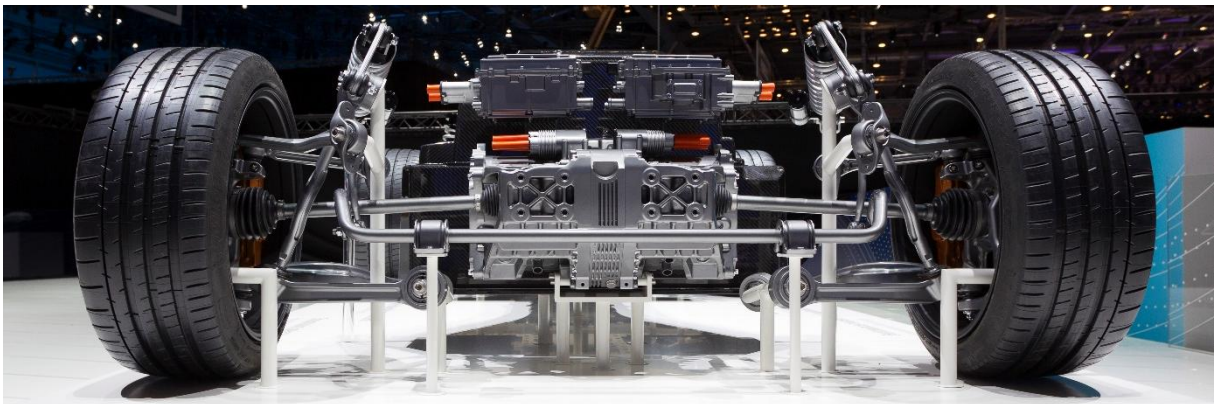


Рисунок 5: Підвіска Mercedes SLS AMG Coupe Electric Drive

Інший приклад виконання двоважельної підвіски спортивного автомобіля з індивідуальними електродвигунами для кожного колеса, можна побачити за допомогою Рисунок 5. Не важко бачити, що амортизатори та пружини розташовані горизонтально під невеликим кутом до землі для збереження місця у кузові.

Попри гарні кінематичні характеристик, даний тип підвіски є вимогливим до гарної якості дорожнього покриття. Офіційні автомобільні сервісні центри передбачають модульний ремонт вузлів, тому вартість обслуговування даного виду підвіски є вищим ніж у підвіски типу МакФерсон. Через зазначені причини дана підвіска зазвичай

використовується у суперкарах, спортивних автомобілях та авто представницького класу.

У наступному розділі буде описано особливості побудови автомобільної напіввісі та наведено приклади їх виконання.

3.2 Напіввісь та її складові частини

Як вже було згадано у другому розділі, призначення напіввісі полягає, насамперед, у передаванні потужності від силової установки до колеса. Напіввісь має компенсувати можливі рухи колеса, такі як його поворот та повздовжню зміну відстані до джерела крутного моменту. Повздовжня зміна довжини виникає при роботі підвіски, тобто довжина напіввісі не є постійною при вертикальному русі колеса. Рисунок 6 наочно показує типові ситуації роботи напіввісі. Гомокінетичні шарніри, або шарніри рівних кутових швидкостей (ШРКШ, які на сленгу автомеханіків і автовласників також носять назву «гранати» або «кулаки»), забезпечують безперервну передачу крутного моменту в описаних умовах експлуатації.

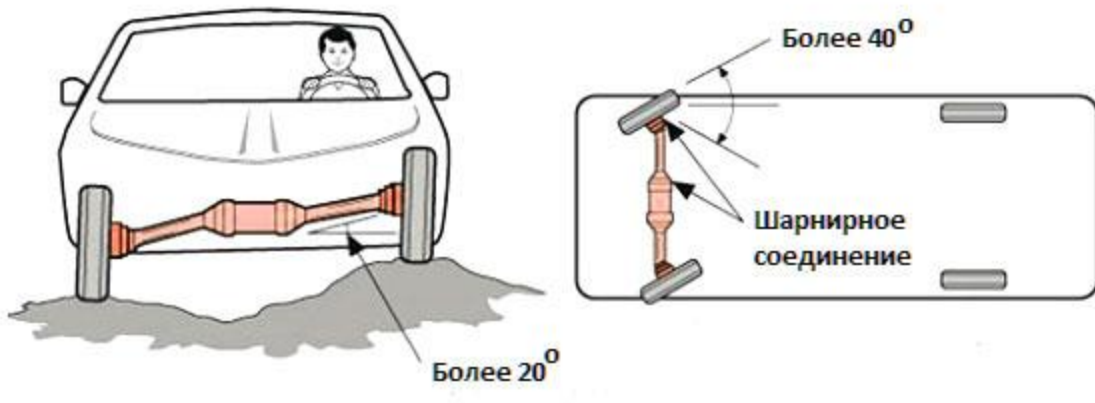


Рисунок 6: Призначення ШРКШ у автомобілі



Рисунок 7: Трипоїдний та шариковий ШРКШ

Серед багатьох видів гомокінетичних шарнірів у сучасному автомобілебудуванні широко зарекомендували себе два види: шарикові та трипоїдні.

На даному етапі необхідно описати дві категорії ШРКШ: рухомі та нерухомі. Шарикові гомокінетичні шарніри можуть бути виконані як рухомі так і нерухомі, тобто забезпечувати тільки кутову або кутову та повздожню рухомість. Трипоїдні шарніри завжди забезпечують кутову та повздожню рухомість. Варто відмітити, що рухомі ШРКШ дозволяють більші кути повороту ніж рухомі шарніри, біля 40 градусів для рухомих та біля 18 градусів для нерухомих [11]. Крім того при використанні тільки нерухомих шарнірів та наявному повздожньому русі колеса збільшується зношування обох шарнірів. Саме тому, для отримання додаткового ступеня вільності у повздожньому напрямку та зменшення зносу, напіввісь обладнується обома типами шарнірів. Рухомі шарніри зазвичай використовують зі сторони з якою поступає крутний момент, тобто диференціалу або коробки передач. Нерухомі ШРКШ в свою чергу застосовуються біля колеса, для забезпечення максимальної мобільності під час керування. Рисунок 8 показує звичний тип виконання напіввісі з пустотілим валом, з нерухомим шарніром зі сторони колеса типу Бірфілд (Birfield) (ліворуч) та рухомих шарніром типу Лебро (Löbro) зі сторони силової установки (праворуч).

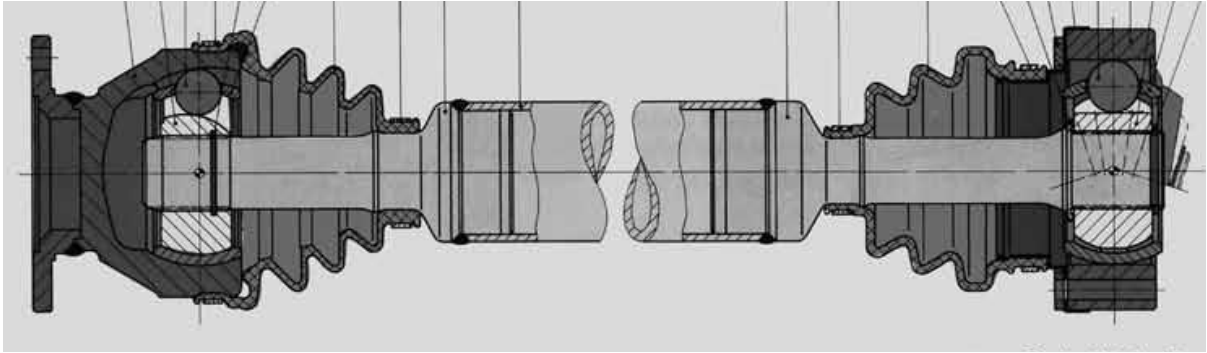


Рисунок 8: Напіввісь з шарнірами типу Бірфілд (ліворуч) та Лебро (праворуч)

Розділяють зовнішній та внутрішній ШРКШ. Зовнішній шарнір зазвичай виконаний як нерухомий і розташовується з боку колеса. В свою чергу внутрішній шарнір зазвичай є рухомим і розташовується з боку джерела крутного моменту. Рисунок 9 показує зовнішній шарнір ліворуч та внутрішній праворуч. Зовнішній шарнір можна також впізнати по присутності різьби для накручування гайки маточини.



Рисунок 9: Приклад напівосі у зібраному вигляді

Шарніри рівних кутових швидкостей змащуються в'язким мастилом для підшипників. Для попередження зменшення кількості мастила та його забруднення ШРКШ закриті за допомогою пильників виконаних з гнучких та довговічних матеріалів. Рисунок 10 представляє складальне креслення (Exploded view) лівої передньої напіввісі

передньопривідного автомобіля Nissan Leaf з електричним двигуном. Можна відмітити велику кількість елементів у складі напіввісі, трипоїдний (рухомий) шарнір з боку диференціалу, кульовий (нерухомий) шарнір з боку колеса та проміжний вал.

Основною частиною напіввісі є проміжний вал, конструкцію якого показує Рисунок 11. Буртики на валу зазвичай використовуються в якості місць для закріплення хомутів які фіксують пильники.

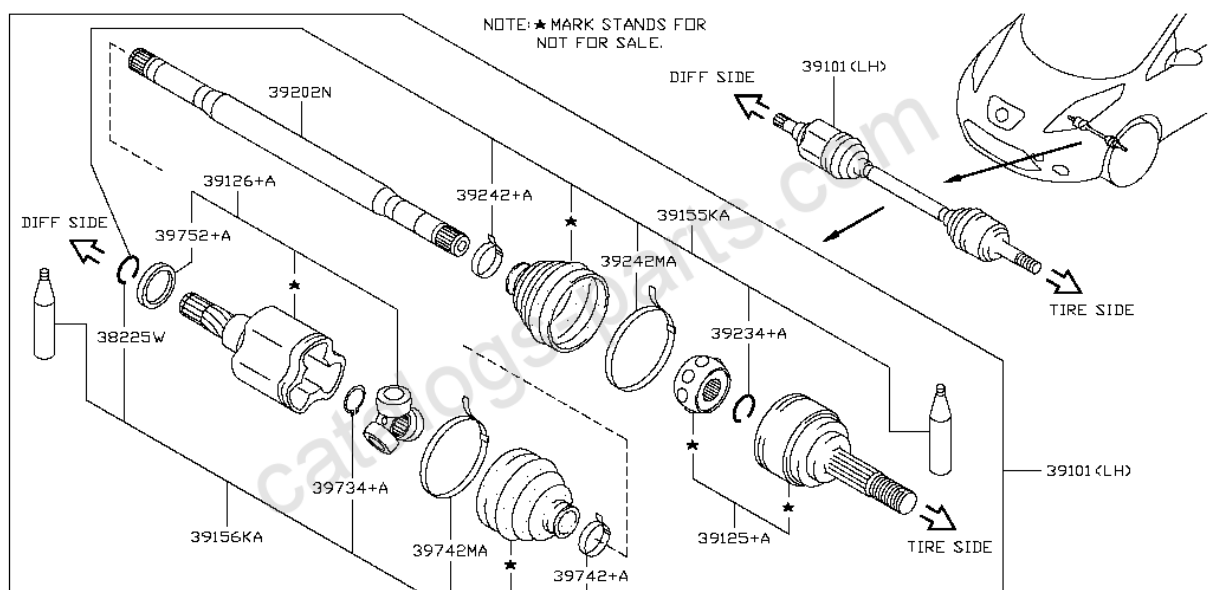


Рисунок 10: Складальний кресленик напіввісі



Рисунок 11: Приклад проміжного валу-напіввісі у розібраному вигляді

3.3 Матеріали

Задля забезпечення довгого терміну служби проміжних валів напівосей вони зазвичай виконуються зі сталей з високою границею текучості, через їх більшу пружну зону деформації. Прикладом даної сталі згідно з ГОСТ/ДСТУ є сталь марки 45. Аналогами даної сталі у США є сталі 1045 та 1049, де сталь 1049 має трохи вищі границі міцності та текучості [12]. Німецькими аналогами даних сталей є сталі марок C45E та C45R, які відрізняються різною кількістю включень сірки [13]. Як відомо, зменшення кількості включень сірки позитивно впливає на втомну міцність валів, зокрема валів які працюють на кручення [7]. Важливі механічні характеристики сталі 45 представляє Таблиця 1 [14].

Таблиця 1: Механічні характеристики сталі 45

Границя міцності	σ_B	610 МПа
Границя текучості	σ_T	360 МПа
Границя текучості при крученні	τ_T	220 МПа
Модуль пружності	E	$2 - 2.0 \cdot 10^5$ МПа
Модуль зсуву	G	$8 - 8.1 \cdot 10^4$ МПа

3.4 Умови навантаження

Проміжний вал напіввісі є елементом який передає крутний момент через певну дистанцію від диференціалу (або іншого джерела крутного моменту) до колеса. Проміжний вал зазнає великих крутних навантажень які виникають через різницю у швидкості обертання джерела крутного моменту та колеса. Напруження які виникають під час передачі крутних моментів зазвичай у зовнішній частині перерізу валу. У центрі валу зазвичай знаходяться нейтральні волокна. Тому, для зменшення маси, проміжні вали великих діаметрів зазвичай виконують пустотілими, як

показано за допомогою Рисунок 8. Наявність прикладеного до одного з кінців валу крутного моменту спричиняє появу дотичних напружень у його перерізі.

Варто згадати про значний вплив непідресорених мас (*unsprung mass*), таких як колеса, які складаються з шини, дисків, маточини та гальмівного диску, на динаміку автомобіля. Непідресорені маси – частина маси автомобіля, яка не є підпружиненою за допомогою підвіски та амортизаторів. Напіввісь з проміжним валом відноситься до напівпідресорених (*semi-sprung mass*) мас. Інерція обертання непідресорених та напівпідресорених мас має прямий вплив на динаміку автомобіля, а саме швидкість його прискорення та керованість. Іншими словами, чим менше маса колеса або напіввісі, тим швидше його можна розкрутити до необхідної швидкості. При великих швидкостях руху також треба брати до уваги вплив гіроскопічних ефектів, спричинених масою коліс, на керованість автомобілю.

3.4.1 Припущення

Для проведення досліджень необхідно прийняти декілька припущень. Зокрема, в рамках даної роботи буде вважатись, що напіввісь є розвантаженою, оскільки напіввісі ведучих коліс зазвичай виконуються за такою схемою. Розвантажена напіввісь передає тільки крутні моменти, в той час як напіврозвантажена напіввісь також зазнає навантажень згину. Напіврозвантажені напіввісі зазвичай використовуються на задній вісі передньопривідних автомобілів. Таким чином, напіввісі, зокрема проміжні вали працюють тільки на кручення.

Додаткові фактори навантаження такі як вібрації, зміни температури та інших погодних умов до уваги не беруться. Треба зазначити що умови навантаження в реальному середовищі є складнішими та негативно впливають на строк служби запчастин.

Також буде вважатись, що проковзування коліс відсутнє, тобто повздовжня швидкість автомобіля залежить тільки від частоти обертання коліс та їх радіусі, тобто $v = \omega \cdot r_D$. До уваги приймається тільки повздовжня динаміка автомобіля, тобто прямолінійний рух. Розподіл крутного та регенеративного моменту є рівномірним серед ведучих коліс, гальмівний момент є рівним для усіх коліс. Коефіцієнт тертя з дорогою приймається постійним.

3.4.2 Динаміка автомобіля та колеса

В даному розділі буде описано повздовжню динаміку автомобіля у системі відліку «Колесо». Для подальшого використання, цікавість представляє залежність крутного моменту прикладеного до колеса від зміни величини повздовжнього прискорення. Рисунок 12 показує крутні моменти з силами які діють на колесо а також напрямки швидкості абсолютного руху v та швидкості відносного руху (обертання) ω відносно осі колеса.

Головний вектор системи «Колесо»:

$$F_x = m_v \cdot \dot{v}, \quad (1)$$

де m_v – маса транспортноо засобу, а v – його повздовжна швидкість.

Головний момент системи відносно вісі:

$$J \cdot \dot{\omega} = M_A - M_B - r_D \cdot F_x, \quad (2)$$

де J – загальний момент інерції усіх коліс, M_A – крутний момент від силової установки, M_B – гальмівний момент, ω – кутова швидкість колеса, а r_D – його динамічний радіус.

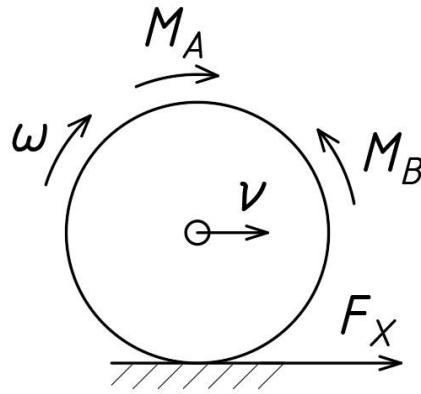


Рисунок 12: Схема колеса з прикладеними до нього навантаженнями та швидкостями

Динамічний радіус є радіусом навантаженого колеса і залежить від значень тиску повітря у шині, швидкості обертання та умов руху. Згідно з стандартом DIN 70020 прийнято, що $r_D = \frac{l_R}{2\pi}$, де l_R – довжина окружності колеса на швидкості 60 км/г.

$$l_R = d_0 * \pi * 0.97, \text{ де}$$

d_0 – діаметр не навантаженого колеса, а 0.97 – емпіричний множник. Наприклад, звичайним маркуванням шин у Європі є наступний формат: 205/55 R16, де 205мм – ширина шини, 55 – відсоткове співвідношення висоти покриття до її ширини, також відоме як профіль. R16 – шина виконана за радіальною структурою, а внутрішній діаметр складає 16 дюймів. Тоді d_0 для вказаних параметрів:

$$d_0 = 16 * 25.4 + 2 * 205 * \frac{55}{100} = 632mm$$

Окрім рушійної сили F_D у точці контакту також діють сили опору руху F_R .

$$\dot{v} = \frac{1}{m_v} * (F_D - F_R), \text{ де}$$

$$F_R = F_{Roll} + F_{wind} = m_v * g * k_R + \frac{1}{2} * \rho_{air} * c_W * A_V * v^2, \text{ де}$$

g – прискорення вільного падіння, k_R – коефіцієнт тертя колеса з повернею дороги, ρ_{air} – щільність повітря, c_W – коефіцієнт опору повітря, A_V – площа перерізу.

Поєднавши формули (1) та (2) отримаємо:

$$m_v * \dot{v} * r_D = M_A - M_B - J * \dot{\omega},$$

Враховуючи що $v = \omega * r_D$ (просковзування відсутнє):

$$m_v * \dot{v} * r_D = M_A - M_B - \frac{J}{r_D} * \dot{v},$$

$$M = \dot{v} * (m_v * r_D + \frac{J}{r_D}), \text{ де} \quad (3)$$

M – результуючий крутний момент що діє на колесо. Запишемо формулу (3) у приростах:

$$\Delta M = \Delta a * r_D * (m_v + \frac{J}{r_D^2})$$

Дана формула дозволяє перехід від значень зміни повздовжніх прискорень Δa до зміни крутного моменту ΔM , що є необхідним в рамках даної роботи, з врахуванням інерційних характеристик колес та автомобіля. Не важко побачити, що інерція коліс має вплив на швидкість зміни крутного моменту, але за відносно великої маси транспортного засобу цим доданком можна знехтувати. Значення зміни прискорень можна отримати з стандартного циклу навантаження WLTP за допомогою чисельного диференціювання швидкостей. Інформація щодо циклу подана у наступному розділі.

3.5 Цикл навантаження WLTP

Цикл WLTP, або World harmonized Light-duty vehicles Test Procedure, що перекладається як «Всесвітня гармонізована тестова процедура для тестування легкого транспорту», являє собою процедура

стандартизований тест для визначення рівня викидів різних забрудників та двоокису вуглецю CO_2 . За допомогою даного циклу також визначають середню витрату пального та викиди CO_2 на кілометр для конвенційних автомобілів з двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ) та авто з гібридною силовою установкою. Фактично процедура є прийнятим у Європі циклом навантаження автомобілів для перевірки їх відповідності нормам закону про викиди. WLTP являє собою профіль швидкостей з якими має рухатись авто протягом дослідження, яке триває 1800 секунд. Відстань яку проходить автомобіль під час тестування складає 23.25 кілометрів. Вважається, що дана процедура відображає усереднений цикл використання автомобіля на дорогах загального користування. Рисунок 13 відображає повний цикл WLTP.

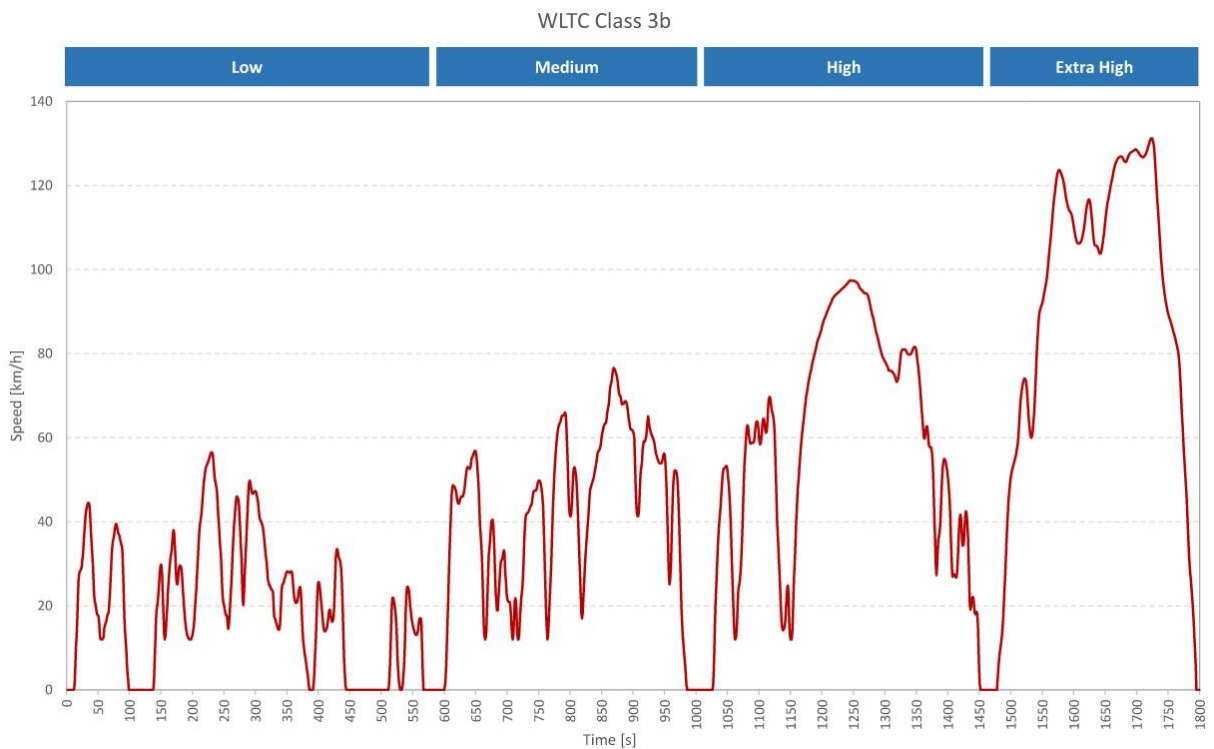


Рисунок 13: Всесвітня гармонізована тестова процедура для тестування легкого транспорту (WLTP)

Варто зазначити, що даний цикл є модульним і його можна адаптувати під умови закону у конкретній країні. Наприклад, рекомендована швидкість пересування по автомагістралі у Німеччині складає 130 км/г, тому там використовується повний цикл (Extra High). В країнах з іншими швидкісними обмеженнями довжину процедури за потреби можна зменшити. Наприклад у Японії максимальна офіційно дозволена швидкість руху по автомагістралям становить, окрім виділених ділянок, 100 км/г.

3.6 Циклічність навантажень для електромобілів

Питання циклічності навантажень для електромобілів обумовлене особливостями електричних двигунів у якості силової установки. Двигун внутрішнього згоряння забезпечує поступове збільшення крутного моменту, яке до того ж залежить від вибору передатних відношень у коробці передач та диференціалі. Електричний двигун в свою чергу миттєво забезпечує свій максимально можливий крутний момент, який зменшується при досяганні теплових обмежень.

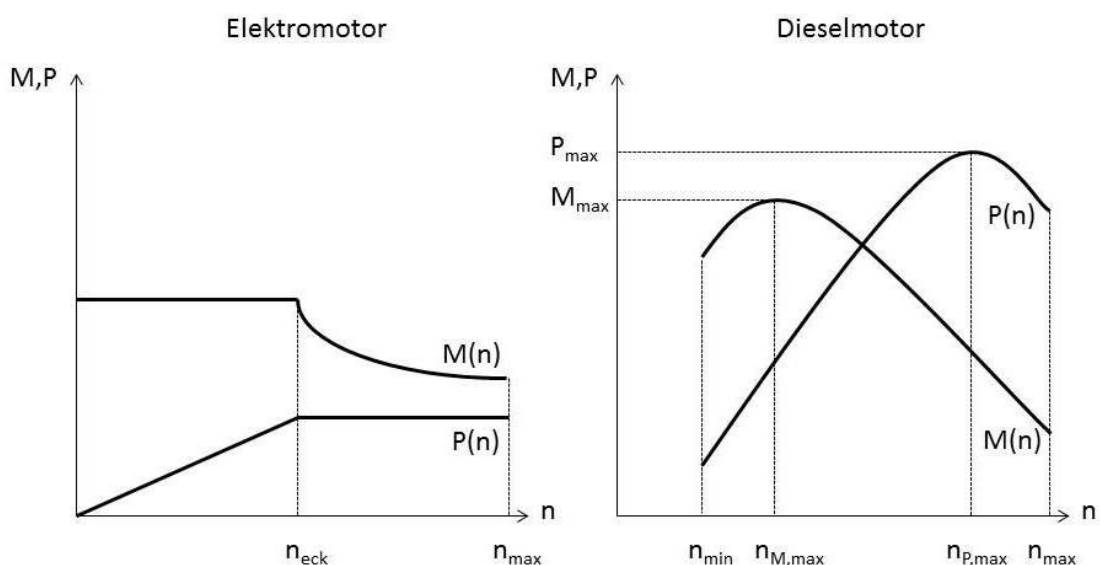


Рисунок 14: Криві крутного моменту та потужності від частоти обертання двигуна, ДВС проти електричного двигуна

Рисунок 14 представляє порівняння кривих залежності крутного моменту та потужності від частоти обертання двигуна між електричним двигуном та дизельним двигуном внутрішнього згорання.

Крім того, електричний двигун дає можливість використовувати електричний двигун як генератор через просту зміну полярності у обмотці котушки індуктивності. Створюваний регенеративний момент є рівним за величиною з крутним моментом і застосовується паралельно з гальмівним моментом. Таким чином електричний двигун може забезпечувати більше прискорення з нерухомого положення та більший зупиняючий момент при гальмуванні.

Через зростаючу кількість автомобілів у містах все більше автомобілів проводять більшість часу своєї експлуатації у міських зонах з обмеженням швидкості та в умовах руху від світлофору до світлофору. Таким чином збільшується кількість циклів старт/стоп, під час яких напіввісь, зокрема її проміжний вал, зазнають найбільших навантажень та зношення. Враховуючи тренд на електрифікацію автомобільного транспорту та збільшення інтенсивності навантаження, яке веде до коротшого строку експлуатації, тема довговічності напівосей електромобілів стає як ніколи актуальною. Наступний розділ буде присвячений дослідженню проміжного валу напіввісі та умов його навантаження.

4 Проектування проміжного валу

В даному розділі буде наведено інформацію що стосується вимог до проектування проміжного валу напіввісі.

4.1 Вимоги до проміжного валу

Протягом останніх 10 років можна відмітити тренд на зростання середньої ваги автомобілів та їх потужності [15]. В цих умовах проміжний вал має передавати більші крутні моменти та зазнає більших змінних навантажень. Високі показники міцності проміжних валів є необхідними для забезпечення постійності та безпечності роботи автомобіля.

Конструктивно розрізняють геометричні та механічні вимоги до напівосей. Під геометричними вимогами розуміють обмеження створені конструктивними параметрами авто, такими як розташування силової установки, орієнтація коробки передач, вид підвіски та її хід, і на сам кінець ширина осей. Перелічені параметри впливають на довжину напіввісі та її проміжного валу.

Під механічними вимогами мається на увазі, що на напіввісь діють сили та крутні моменти різної частоти та амплітуди. Ці величини мають прямий вплив на конструктивні особливості валу, його характерні розміри та вибір матеріалу для виготовлення. Інформація щодо матеріалів наведена у розділі 3.3.

У авто з ДВЗ напівосі на ведучій осі зазвичай виконуються різної довжини, оскільки розташування коробки передач та двигуна не є симетричним відносно повздовжньої осі авто. У випадку з електричними автомобілями, силова установка яких займає менше місця і не потребує додаткової окремої коробки передач або системи для відводу вихлопних газів, напівосі на одній осі виконуються однакової довжини. Для такого

типового електромобіля як Nissan Leaf довжина проміжного валу складає близько 535мм [16].

4.2 Навантаження

У випадку розвантаженої напівосі основним навантаженням, що передає напіввісь, є крутні моменти, які залежать від радіуса шліцу та сили що діє на нього через елементи які її передають, наприклад ШРКШ. Вал зазнає великих змінних навантажень через цикли розгону та гальмування, тому для його проектування необхідна інформація про діючі крутні моменти. Крутний момент залежить від характеристик силової установки та вибору передатних відношень у коробці передач та диференціалі.

Електричні автомобілі зазвичай мають тільки одну понижуючу передачу та позбавлені диференціалу, завдяки їх здатності працювати у великому діапазоні швидкостей обертання, який більше за максимальні оберти звичайних ДВЗ. Багатоступінчата коробка передач тільки б створила зайву вагу та додаткові витрати [17]. Керування кількістю крутного моменту відбувається програмно зі сторони силової електроніки двигуна, яка регулює частоту обертання ротора через напругу на котушках. Збільшення крутного моменту має бути поступовим для подовження строку служби запчастин та запобігання руйнуванню зубчастих або шліцьових з'єднань.

Важливо, що максимальний крутний момент який може передавати вал залежить від декількох факторів. В першу чергу це веде до того, що напіввісь не може передавати більше крутного моменту ніж може забезпечити сила зчеплення колеса з дорогою.

Максимальний крутний момент що діє на напіввісь з врахуванням передатних відношень:

$$M_{diff} = (M_{Mot} * n_{getr}) * \eta_i,$$

де n_{getr} – передатне відношення вбудованої понижуючої передачі а η_i – результуючий коефіцієнт корисної дії усіх проміжних ланок між двигуном та колесом. Повздовжня сила що діє між колесом та дорожнім покриттям:

$$F = \frac{M_{max}}{r_D},$$

де r_D – динамічний радіус. Максимальна сила тертя колеса (шини) з поверхнею дороги, або сила зчеплення:

$$A_{max} = \mu * N$$

4.3 Напружено деформований стан

Розглядаючи кручення валу відомо, що під дією скручу вального моменту, прикладеного на вільному кінці, будь-який переріз на відстані x від місця закріплення повертається відносно закріпленого перерізу на певний кут φ – кут закручування. При цьому чим більший скручувальний момент M_K тим більший і кут закручування.

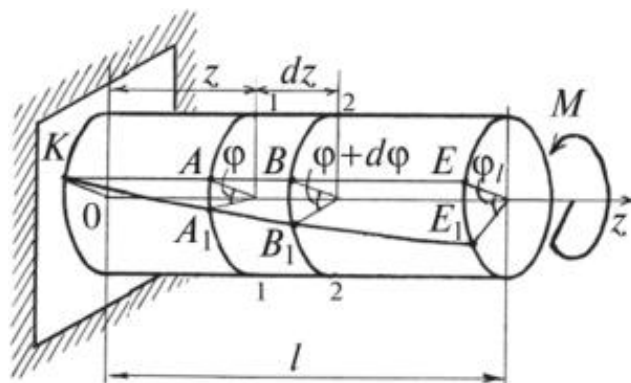


Рисунок 15: Закручування валу

Згідно з гіпотезою плоских перерізів: перерізи, плоскі до деформації: залишаються плоскими при крученні круглого стрижня, повертаючись один відносно одного на деякий кут закручування (Рисунок 15). Кут зсуву на поверхні скручуваного стрижня можна подати у вигляді:

$$\gamma = r \cdot \frac{d\varphi}{dx} = \Theta \cdot r,$$

де Θ – відносний кут закручування. Відомо, що крутний момент що діє на вільному кінці валу можна записати як:

$$\int_F \rho \cdot \tau \cdot dF = M_{кр}, \quad (4)$$

де τ – дотичне напруження, що діє на елементарній площадці dF , розміщеній на довільній відстані ρ від центра перерізу. При крученні стержня виникають напруження чистого ссуву, які можна записати наступним чином:

$$\tau_{max} = \gamma \cdot G = \Theta \cdot r \cdot G.$$

Помітно, що максимальні дотичні напруження виникнуть у валі за умови що $\rho = r$. Якщо підставити вираз для максимальних дотичних напружень у вираз (4), після перетворення отримаємо формулу для визначення відносного кута закручування круглого стрижня:

$$M_{кр} = G \cdot \Theta \cdot \int_F \rho^2 dF = G \cdot \Theta \cdot J_\rho,$$

$$\Theta = \frac{M_{кр}}{G \cdot J_\rho},$$

де $G \cdot J_\rho$ – жорсткість поперечного перерізу стрижня при крученні, Н * м².

Тоді, загальний кут закручування стрижня (валу) довжиною l складе:

$$\varphi = \int_0^l \frac{M_{кр}}{G \cdot J_\rho} dx = \frac{M_{кр} \cdot l}{G \cdot J_\rho}.$$

Дана формула встановлює залежність між силовим фактором $M_{кр}$ та відповідною деформацією φ при крученні і виражає відповідний закон Гука. Для визначення дотичного напруження τ у будь-якій точці перерізу вала під дією крутного моменту досить скомбінувати формули для відносного кута закручування Θ та τ_{max} , тоді:

$$\tau = \frac{M_{KP} \cdot \rho}{J_p} = \frac{M_{KP}}{W_p}, \quad (5)$$

де W_p – полярний момент опору при крученні, см^4 , а $J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$.

Статична міцність для дотичних напружень вважається забезпеченою, якщо:

$$n_T \geq [n_T],$$

де значення $[n_T]$ приймається в діапазоні $[n_T] = 1.3 - 2.0$ залежно від відповідальності конструкції і наслідків руйнування валу, від прийнятої точності визначення навантажень і напружень, від рівня технології виготовлення і контролю, від однорідності і стабільності властивостей матеріалу та інших факторів. Запас міцності n_T визначають за наступною формулою:

$$n_T = \frac{n_{T\sigma} \cdot n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}},$$

де запаси міцності по нормальним та дотичним напруженням $n_{T\sigma}$ та $n_{T\tau}$ відповідно визначаються як:

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_i}, \quad n_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_i}.$$

Найбільші нормальні напруження діють на головних площадках, які нахилені під кутом 45° до площадок, де діють дотичні напруження чистого зсуву. Характер руйнування валу при крученні буде залежати від здатності матеріалу протидіяти дотичним нормальним напруженням. У матеріалах які погано чинять опір дії нормальних напружень тріщини руйнування пройдуть по лініях, нормальних до дії головних розтягувальних напружень, тобто по гвинтових лініях, дотичні до яких утворюють кут 45° з віссю валу [14].

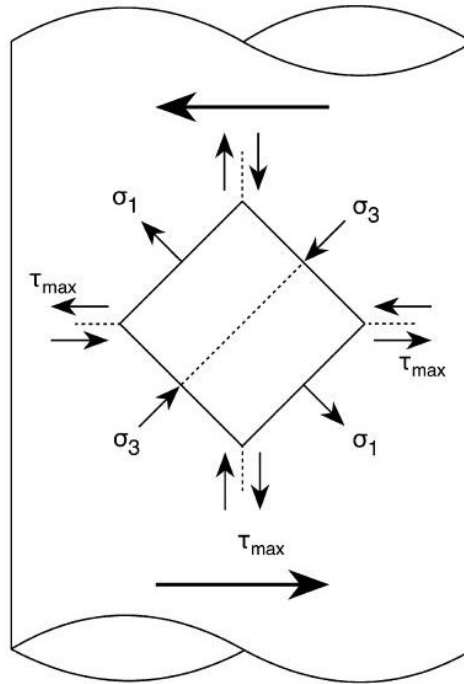


Рисунок 16: Орієнтація головних площадок при чистому зсуві

Хоча сталеві вали на практиці часто руйнуються по поперечному перерізу, перпендикулярному до осі валу, практичні приклади доводять що руйнування валів зі сталі 38ХМ (АІSІ/SAE 4140) також може відбуватись по спіралі [6].

4.4 Опір втомі

Величини меж витривалості валів і осей в небезпечних перетинах визначають відповідно до ГОСТ 25.504 за формулами:

$$\bar{\sigma}_{-1Д} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{K}; \quad \bar{\tau}_{-1Д} = \frac{\bar{\tau}_{-1}}{K}, \quad (6)$$

$$\bar{\sigma}_{-1} = K_1 \cdot \bar{\sigma}'_{-1}; \quad \bar{\tau}_{-1} = K_1 \cdot \bar{\tau}'_{-1};$$

де $\bar{\sigma}'_{-1}, \bar{\tau}'_{-1}$ – медіанні значення меж витривалості матеріалу, визначені на лабораторних зразках, виготовлених з прутків діаметром 10-20 мм, а $\bar{\sigma}_{-1}, \bar{\tau}_{-1}$ – медіанні значення меж витривалості матеріалу, визначені на лабораторних зразках, виготовлених із заготовок таких же поперечних

перерізів, що і у досліджуваного валу. K_1 для нашого випадку з діаметром валу менше ніж 150мм обчислюється для легованих сталей за формулою:

$$K_1 = 1 - 0.2 \cdot \lg \frac{d}{7.5},$$

для вуглецевих сталей $K_1 = 1$. Звичайна для виконання відповідальних валів Сталь 45 є середньовуглецевою з вмістом вуглецю 0.42-0.5, тому в нашому випадку $K_1 = 1$.

За відсутності експериментальних даних значення $\bar{\sigma}_{-1}$, та $\bar{\tau}_{-1}$ орієнтовно визначають наступними співвідношеннями:

$$\bar{\sigma}_{-1} = (0.55 - 0.0001\sigma_B) \cdot \sigma_B;$$

$$\bar{\tau}_{-1} = \frac{5}{6} \bar{\sigma}_{-1}.$$

Коефіцієнт K з формули (б) визначають за наступною формулою:

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v}; \quad K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v},$$

де коефіцієнт впливу поверхневого зміцнення K_v визначається таблично, відношення $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 0.6 \frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ що характеризує вплив концентрації напружень та масштабного фактору визначається за ГОСТ 25.504, а коефіцієнт впливу якості обробки поверхні $K_{F\tau}$ за формулою:

$$K_{F\tau} = 0.575 \cdot (1 - 0.22 \cdot (\lg \frac{\sigma_B}{20} - 1)) \cdot \lg Rz,$$

при величині шорсткості $Rz > 1\text{мкм}$.

Характеристики опору втомі для найбільш відповідальних валів і осей, пошкодження яких пов'язані із загрозою безпеці людей або серйозними економічними втратами, рекомендується визначати випробуваннями на втому натурних деталей (при діаметрах $d < 300$ мм) або досить великих моделей ($d = 100 - 200$ мм), із здійсненням

екстраполяції на натурні розміри на основі теорії подібності втомного руйнування.

Визначення розрахункових характеристик навантаженості проводять через визначення амплітуд нормальних σ_{ai} і дотичних τ_{ai} напружень за епюрами згинальних та крутних моментів в небезпечних перерізах. Формування блоку навантажень здійснюється за результатами тензометрування в тих випадках, коли воно проводилося за ГОСТ 25.101.

Коефіцієнт варіації рівня навантаженості для автомобіля визначається на основі результатів ряду повторних вимірів експлуатаційної навантаженості з варіюванням таких факторів як: стан дороги в межах певної групи доріг, кваліфікація водія, модель машини, стан погоди і под.

Розрахунок коефіцієнтів запасу міцності по нормальним n_σ і дотичним n_τ напруженням виконується за формулами:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1Д}}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}; n_\tau = \frac{\tau_{-1Д}}{\tau_{\text{ЭКВ}}},$$

де $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ та $\tau_{\text{ЭКВ}}$ – еквівалентні напруження циклу навантаження. Умова забезпечення міцності є аналогічною наведеній у розділі 4.3 [8].

5 Моделювання напружено-деформованого стану МСЕ

В даному розділі буде побудовано геометричну модель валу та створено його скінченно-елементну модель. Серед іншого у розділі 4.3 буде розглянуто напружено деформований стан валу, який навантажено на кручення. Після граничних умов навантаження у розділі 5.3 буде проведений попередній розрахунок валу на міцність у розділі 5.4. У кінці розділу буде показано концентратори напружень, що найчастіше зустрічаються у конструкції валів.

5.1 Побудова моделі валу

Модель проміжного валу з Рисунок 20 було побудовано у САПР Autodesk Inventor 2021. Креслення, показане на Рисунок 17 було побудовано за допомогою САПР Autodesk AutoCAD 2022. Створений файл креслення був імпортований з середовища Inventor у середовище AutoCAD як файл розширення .dwg.

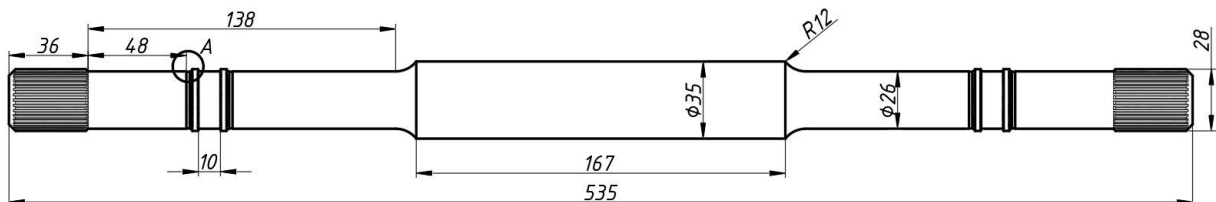


Рисунок 17: Креслення проміжного валу, головний вид

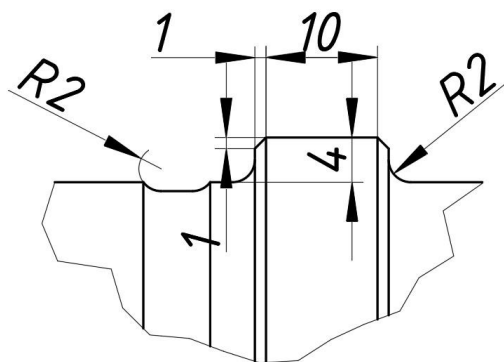


Рисунок 18: Фаска та буртик, секція А

Рисунок 18 показує збільшену проточку та буртик з секції А проміжного валу. Шліцьові з'єднання у моделі було побудовано як шліци з евольвентним профілем кількістю 34 з кожної сторони валу. Рисунок 19 показує переріз евольвентного шліцьового з'єднання.

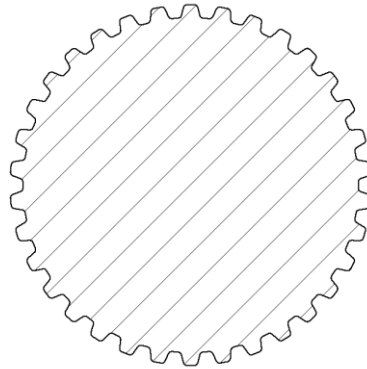


Рисунок 19: Переріз евольвентного шліцьового з'єднання

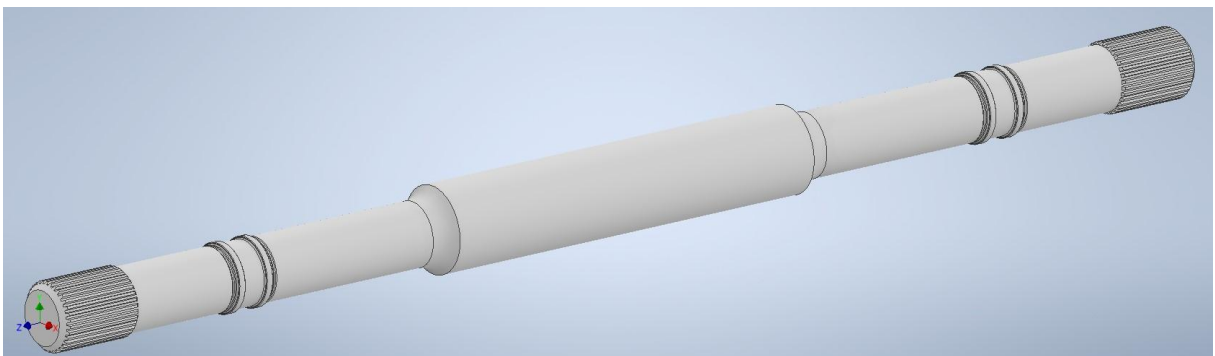


Рисунок 20: Модель проміжного валу

5.2 Побудова скінченно-елементної моделі

В даному розділі буде розглянуто основи методу скінченних елементів, типи елементів що використовуються та побудовано сітку скінченних елементів за допомогою ANSYS.

5.2.1 Метод скінченних елементів

Метод скінченних елементів (МСЕ) – основний метод сучасної обчислювальної механіки, що лежить в основі переважної більшості сучасних програмних комплексів, призначених для виконання розрахунків інженерних конструкцій на ЕОМ. МСЕ використовується для вирішення різноманітних завдань як в області розрахунків на міцність, так і в багатьох інших сферах: гідродинаміці, електромагнетизмі, теплопровідності і ін.

Метод скінченних елементів дозволяє практично повністю автоматизувати розрахунок механічних систем, хоча, як правило, вимагає виконання значно більшого числа обчислювальних операцій в порівнянні з класичними методами механіки деформованого твердого тіла. Сучасний рівень розвитку обчислювальної техніки відкриває широкі можливості для впровадження МСЕ в інженерну практику. Тому знання основ методу скінченних елементів і сучасних програмних засобів, що дозволяють на його основі вирішувати різноманітні завдання, в наш час для інженера є абсолютно необхідним.

В МСЕ досліджувана конструкція подається у вигляді сукупності скінченних елементів, що з'єднуються між собою у вузлах. Сукупність з'єднаних між собою і прикріплених до основи скінченних елементів утворює розрахункову схему, звану скінченно-елементну сітку або скінченно-елементну модель.

Кожен окремо взятий скінченний елемент повинен бути досить простим, щоб була можливість легко визначити переміщення і напруження в будь-якій його частині по заданим переміщенням вузлів. Зв'язок між переміщеннями вузлів елемента і силами, що діють на них, задається за допомогою матриці жорсткості елемента. Кількість переміщень вузлів елемента, які однозначно визначають положення даного елемента, називають числом ступенів свободи елемента.

Аналогічно, для всієї скінченно-елементної схеми вводяться матриця жорсткості системи K , або глобальна матриця жорсткості, що встановлює зв'язок між переміщеннями вузлів системи і силами, що діють на них, а також число ступенів свободи системи, або глобальну ступінь свободи – кількість координат вузлів системи, які досить знати, щоб однозначно визначити стан всієї системи. Зазвичай, всі ступені свободи представляються у вигляді вектору \bar{U} , який називається вектором вузлових переміщень.

Матриця жорсткості системи формується з матриць жорсткості елементів. У програмних комплексах, що реалізують алгоритм методу скінченних елементів, ці матриці для елементів різних типів зберігаються в готовому вигляді. Матриці жорсткості елементів можуть формуватися і зберігатися в пам'яті ЕОМ у своїх локальних системах осей координат. Матриця жорсткості системи формується в єдиній системі координат, так званій глобальній системі осей координат.

Так як матриця жорсткості системи встановлює зв'язок між силами, прикладеними до її вузлів, і переміщеннями її вузлів, то, маючи побудовану матрицю жорсткості системи і знаючи вузлове навантаження \bar{F} , можна знайти переміщення всіх вузлів скінченно-елементної сітки. Для цього потрібно вирішити систему лінійних алгебраїчних рівнянь виду

$$K \cdot \bar{U} = \bar{F}_M + \bar{F}_0,$$

де \bar{F}_M – вектор зовнішніх сил, а \bar{F}_0 – вузловий вектор початкових сил (початкові умови).

Порядок цієї системи дорівнює глобальному числу ступенів свободи системи. За обчисленими із розв'язку цієї системи рівнянь переміщеннями визначаються напруження і деформації.

Основні етапи вирішення задач із застосуванням МСЕ можуть бути представлені у вигляді Рисунок 21.

Перша стадія - геометричне моделювання включає створення геометрії моделі конструкції, придатної для МСЕ, з урахуванням всіх параметрів, які можуть зробити істотний вплив на результати розрахунків. На цій стадії крім введення геометричних параметрів конструкції задаються фізичні властивості матеріалів, з яких вона виготовлена.

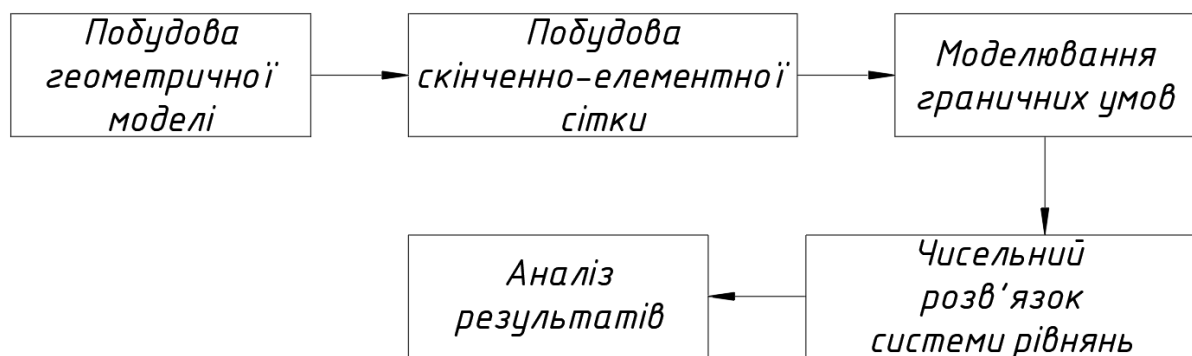


Рисунок 21: Основні етапи МСЕ

На етапі створення сітки скінченних елементів з'ясовується доцільність використання різних видів скінченних елементів (оболонкових, балкових, пластин, об'ємних і т. д.) На цій стадії виконуються заходи щодо створення максимально можливої кількості областей з регулярною сіткою скінченних елементів. У місцях, де передбачаються великі градієнти напружень, необхідна більш дрібна сітка. В існуючих програмних комплексах, як правило, передбачаються два основні методи: побудова довільній сітки (тетрагональної) і побудова впорядкованої (гексагональної) сітки [18].

На стадії моделювання граничних умов враховують як дію активних сил, так і накладених на систему зв'язків. Додаткові силові фактори повинні враховувати особливості реальної роботи конструкції при розглянутих режимах експлуатації. Кількість зв'язків повинна бути достатньою, щоб забезпечити побудову кінематично-незмінної моделі.

Чисельне рішення системи рівнянь рівноваги виконується, як правило, автоматично з використанням ЕОМ. На п'ятому етапі проводять аналіз отриманих результатів шляхом отримання полів законів розподілу напружень і деформацій, а також побудови необхідних графічних залежностей або табличних форм виведення результатів.

В процесі скінченно-елементного моделювання одним з важливих етапів є створення сітки кінцевих елементів. Розглянемо основні типи кінцевих елементів і їх властивості, так звані атрибути елементів:

1. Власна розмірність. Положення кінцевих елементів може описуватись однією, двома або трьома просторовими координатами в залежності від розмірності задачі. Відповідне число внутрішніх або локальних координат називається власної розмірністю елемента.

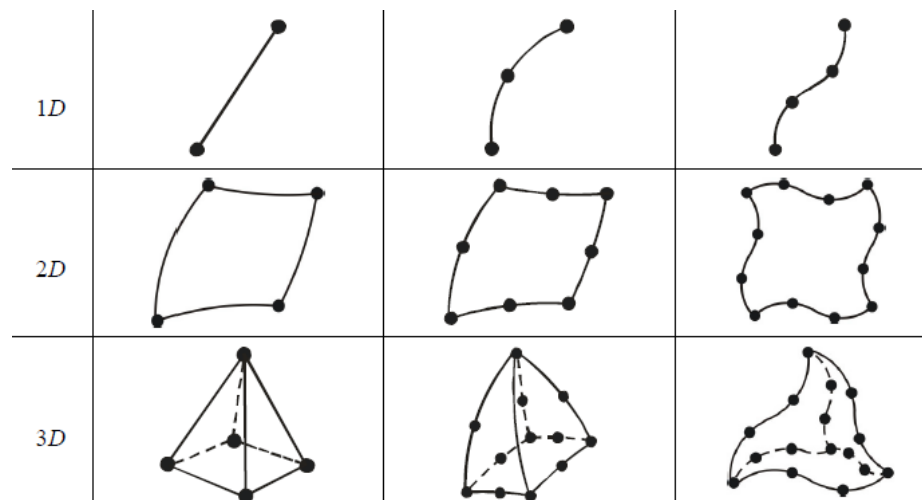


Рисунок 22: Лінійна, квадратична та кубічна інтерполяція

2. Вузлові точки. Вузлові точки, або вузли призначені для опису геометрії елемента і завдання фізичних ступенів свободи (числа невідомих функцій). Як правило, вузли знаходяться в кутових або крайніх точках елемента. Іноді вводять додаткові вузли, розташовані всередині елемента. Число вузлів пов'язано з порядком апроксимації, який забезпечує даний

кінцевий елемент. Елементи, які мають тільки кутові вузли, називаються лінійними і забезпечують лінійну інтерполяцію геометрії і функцій. Елементи, які мають додаткові вузли на своїх кордонах між кутовими точками, можуть забезпечувати квадратичну або навіть кубічну інтерполяцію (перший рядок Рисунок 22 – 1D). При наявності сучасних автоматичних генераторів скінченно-елементних сіток часто буває простіше і зручніше розбити конструкцію на велике число лінійних елементів простої форми, ніж використовувати елементи вищого порядку, що вимагають для побудови сітки значної роботи вручну. У той же час квадратична і кубічна інтерполяції забезпечують більш високу точність розрахунку.

3. Геометрія елемента. Геометрія елемента визначається розташуванням вузлів. Більшість елементів, які використовуються в розрахунках, мають просту геометричну форму. Наприклад, в одновимірному випадку елементи зазвичай являють собою прямолінійні відрізки або сегменти кривих ліній; в двовимірному випадку елементи мають три- або чотиристоронню форму (другий рядок Рисунок 22 – 2D); в тривимірних задачах найбільш поширені такі геометричні фігури, як тетраедри, гексаедри (третій рядок Рисунок 22 – 3D) та призми.

4. Ступені свободи. В ролі ступенів свободи можуть фігурувати як вузлові значення невідомої функції, так і її похідні по просторовим координатам в вузлах. У першому випадку елементи належать до типу лагранжевих елементів, у другому - ермітових. Наприклад, в найпростішій задачі про розтягуванні стержня невідомою функцією є поздовжні зміщення вузлів стержня. Відповідно в якості ступенів свободи виступають вузлові значення даної функції і, отже, кінцевий елемент відноситься до лагранжевого типу. Навпаки, в завданні про вигин стержня невідомою функцією є поперечні зміщення вузлів центральної осі стержня, а в якості ступенів свободи використовуються як вузлові

значення самої функції, так і її похідної по поздовжній координаті. Таким чином, скінченний елемент, який застосовується в розрахунках стрижня на вигин, відноситься до типу ермітових елементів.

5. Визначальні співвідношення. Для скінченних елементів, що використовуються в механічних розрахунках, дані співвідношення задають поведінку матеріалу, з якого виготовлена конструкція. Зокрема, при розгляді задач пружного деформування використовується узагальнений закон Гука (7), який зв'язує тензори деформацій і напружень в точці. Для лінійного пружного стрижневого елемента досить задати модуль Юнга E та коефіцієнт температурного розширення.

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} \cdot [\sigma_x - \mu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)], \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} \cdot [\sigma_y - \mu \cdot (\sigma_x + \sigma_z)], \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} \cdot [\sigma_z - \mu \cdot (\sigma_x + \sigma_y)], \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G};\end{aligned}\tag{7}$$

6. Властивості перерізу. До властивостей перетину відносяться площі та моменти інерції одновимірних скінченних елементів (балки, стрижні), а також товщини двовимірних скінченних елементів (пластини, оболонки).

5.2.2 Побудова сітки скінченних елементів для валу

Для проведення подальших досліджень необхідно побудувати скінченно-елементну сітку. Модель сітки буде побудовано за допомогою вбудованого в ANSYS мешера. Через простоту та невеликий розмір досліджуваного тіла було вирішено скористатись довільною сіткою, оскільки вона дасть задовільні результати. Варто зазначити, що для досягнення такої ж точності з тетрагональною сіткою, як при використанні

гексагональної, знадобиться більша кількість елементів та вузлів – відповідно збільшиться час розрахунку.

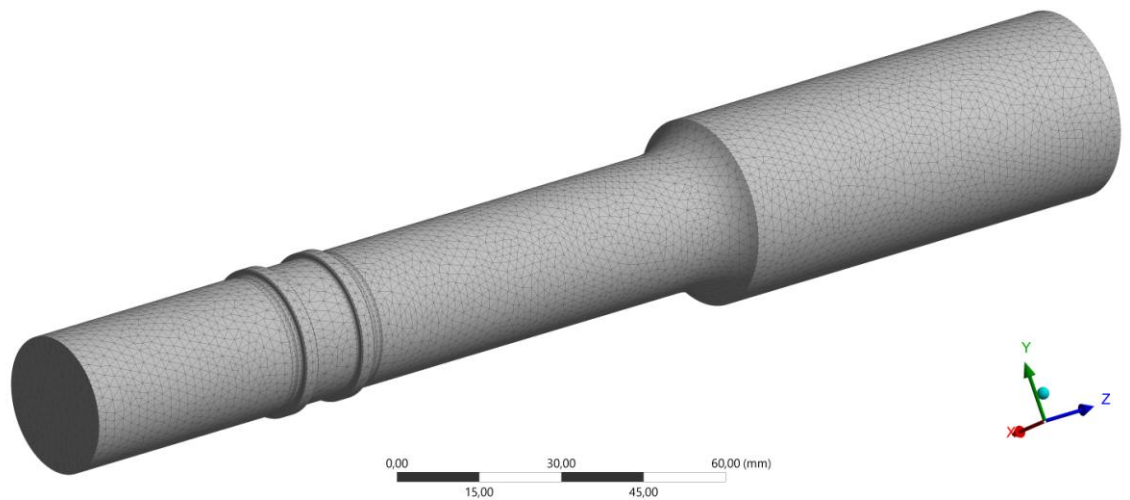


Рисунок 23: Скінченно-елементна модель напівосі з тетрагональних елементів

В тому разі якщо необхідно створити впорядковану гексагональну сітку існує два шляхи. Перший шлях: модель необхідно розітнути на частини. У циліндричних частинах буде створено гексагональну сітку, у фасках, гальтелях та закругленнях – тетрагональну. Після цього усі сітки необхідно з'єднати та провести повторний розрахунок. Другий шлях: використати інший метод розбиття сітки, а саме скористатись командами Mesch -> Insert -> Method -> Multizone і вибрати там гексагональний тип елементів. Саме такий спосіб було використано для побудови сітки з Рисунок 24.

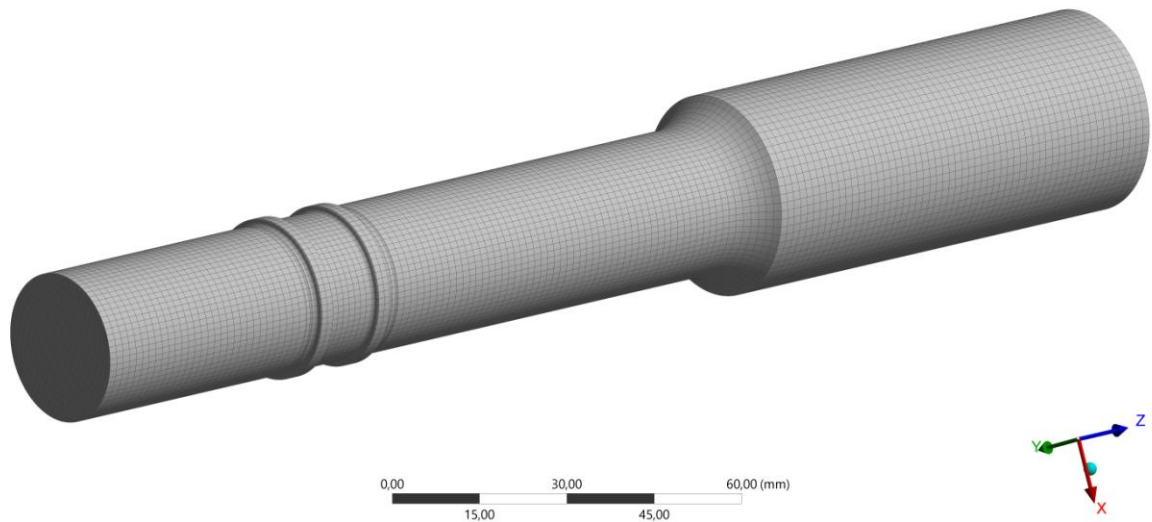


Рисунок 24: Скінченно-елементна модель половини напівосі з гексагональних елементів

Використання половини валу є достатнім, оскільки вал та навантаження є симетричним, тому для та потужності ЕОМ далі буде розглянута половина проміжного валу напіввісі.

Зведені параметри двох сіток для половини проміжного валу представляє порівняльна Таблиця 2.

Таблиця 2: Порівняння сіток скінченних елементів

Вид елементів	Кількість елементів	Кількість вузлів	Розмір елементу
Тетрагональні	59188	101453	1 мм
Гексагональні	26460	118095	2 мм

5.2.3 Визначення виду НДС за допомогою ANSYS

Покажемо, що напружений стан проміжного валу дійсно є чистим крученням. Для цього проведемо порівняння двох розрахунків: розрахунку на еквівалентні напруження за Мізесом та максимальних дотичних

напружень (maximum shear stress) для довільного навантаження крутним моментом величиною 200 Нм. Якщо напружений стан є чистим крученням, то максимальні дотичні напруження мають складати 0.577 від еквівалентних напружень за Мізесом. Доведемо дане твердження:

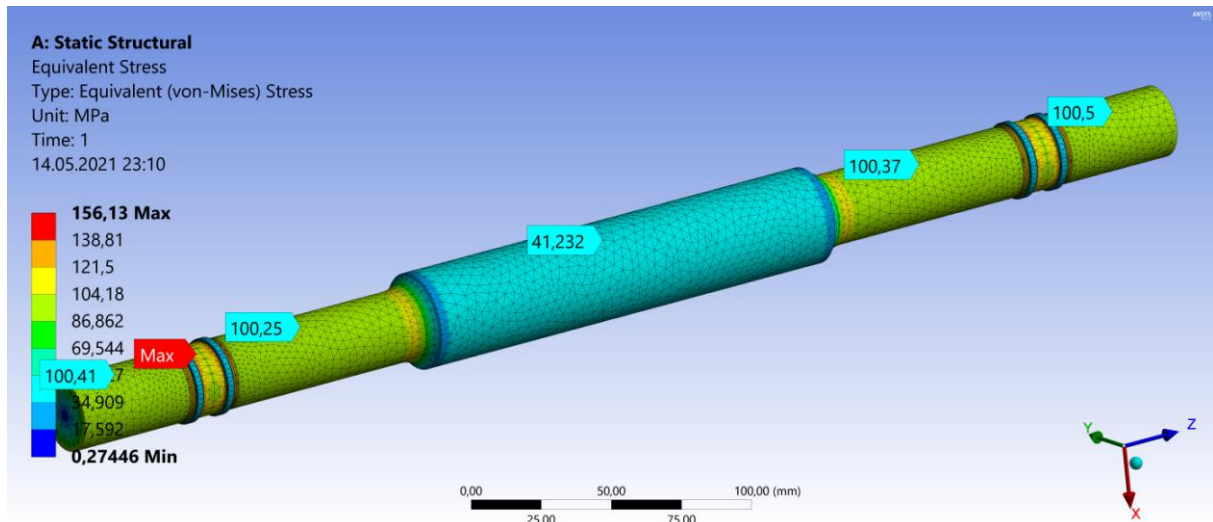


Рисунок 25: Напруження за мізесом з маркерами

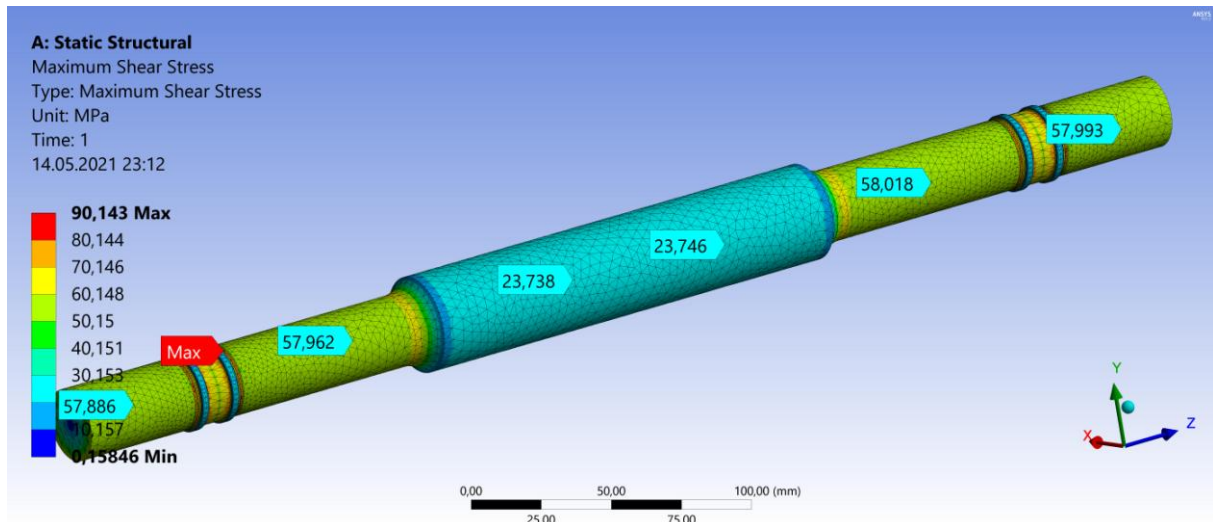


Рисунок 26: Максимальні дотичні напруження з маркерами

У разі складного напруженого стану, еквівалентні напруження можна записати через 6 компонент тензору напружень як:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}}.$$

У випадку плаского напруженого стану, тобто чистого кручення $\sigma_3 = 0$, тобто еквівалентні напруження можна записати наступним чином через головні напруження та їх компоненти:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} + 3 \cdot \tau_{xy}^2}.$$

Якщо наявне тільки чисте кручення $\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = 0$ а $\tau_{xy} = \tau$:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{3 \cdot \tau},$$

тоді дотичні напруження τ :

$$\tau = \frac{\sigma_{VM}}{\sqrt{3}} = 0.577 \cdot \sigma_{VM},$$

що і треба було довести. Звіримося з результатами досліджень з Рисунок 25 та Рисунок 26 Рисунок 27:

$$100.25 \text{ МПа} \cdot 0.577 = 57.844 \text{ МПа} \sim 57.962 \text{ МПа}$$

Бачимо, що значення еквівалентних напружень за Мізесом знаходяться у відповідному зв'язку з дотичними напруженнями, тобто перед нами випадок чистого кручення.

Програмний пакет ANSYS має вбудовану функцію визначення біаксіальності напружень, завдяки якій можна визначити вид напруженого стану. Якщо цей параметр дорівнює -1, то у об'єкті дослідження наявний плаский напружений стан, у нашому випадку – кручення. Рисунок 27 наочно демонструє, що проміжний вал працює на кручення.

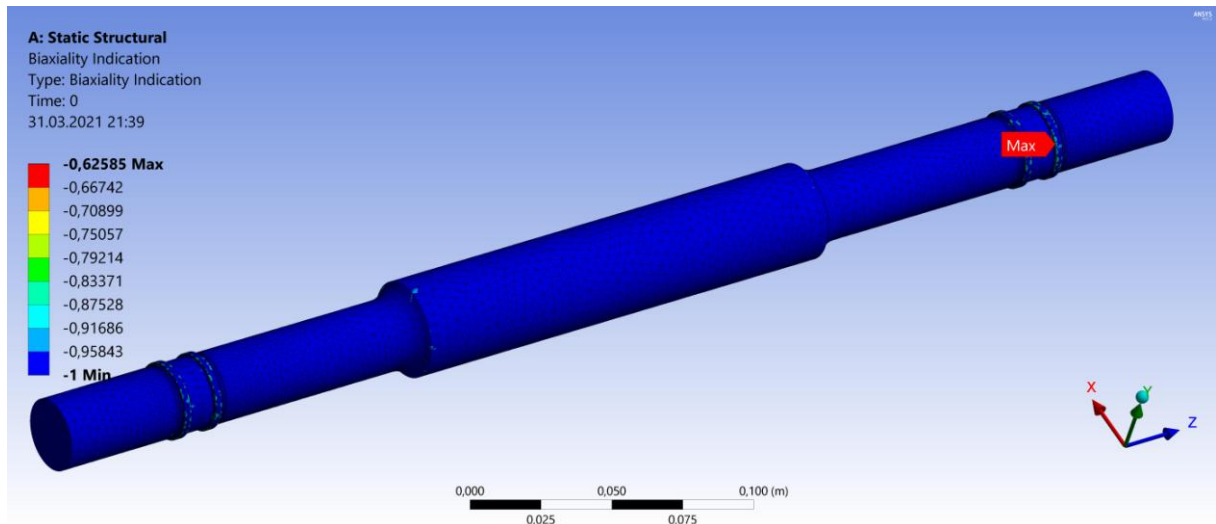


Рисунок 27: Вид напруженого стану – чисте кручення

За допомогою червоного маркера Max можна помітити, що коефіцієнт біаксiальності у концентраторі напружень (проточці) є найбільшим, тобто у концентраторі наявний складний напружений стан. Саме це зазвичай і є проблемним місцем усіх конструкцій, оскільки напруження у концентраторі більші ніж середні по зразку.

Крім того, уважний читач міг поміти, що скінченно-елементна модель валу була побудована без шліцьового з'єднання. Хоча міцність евольвентного шліцьового з'єднання не розглядається у рамках даної роботи, воно є джерелом концентраторів напружень з ефективним коефіцієнтом концентрації напружень величиною 1.46, для сталі 45 при крученні [19]. Більше інформації про концентратори напружень буде наведено у розділі 0.

5.3 Крайові умови

Для розв'язку системи диференційних рівнянь МСЕ необхідно ввести крайові умови. В загальному випадку крайові умови S_U і S_P для переміщень та сил можна записати наступним чином:

$$U_i|_{S_U} = U_i,$$

$$\sigma_{mn} \nu_n|_{S_P} = P_m,$$

де U_i – є вектором переміщень, а P_m – вектором зовнішніх сил.

У нашому випадку, як і в цілому при випробуваннях на кручення один кінець є жорстко закріпленим, до іншого прикладений крутний момент $M_{\text{кр}}$. Запишемо дані краєві умови, вважаючи що координата у закріпленні дорівнює 0, а на повній довжині валу l :

$$U(0) = 0; P(l) = M_{\text{кр}}.$$

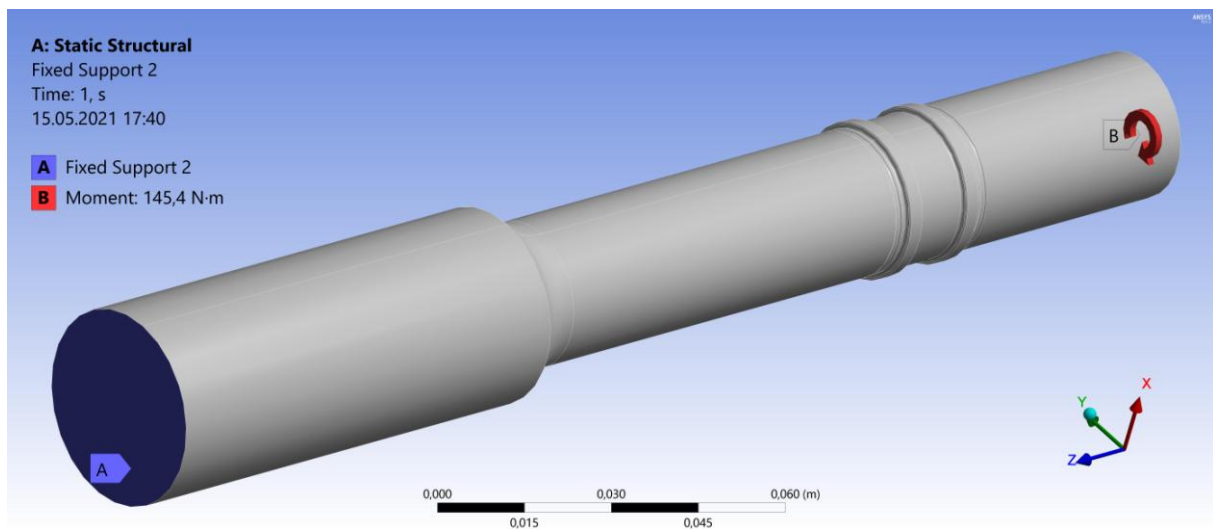


Рисунок 28: Крайові умови для половини зразка

5.4 Попередній розрахунок

Для перевірного розрахунку на статичну міцність в якості навантаження було задано крутний момент величиною 145.4 Нм. Розділ 6.3 пояснює виникнення (походження) даної величини.

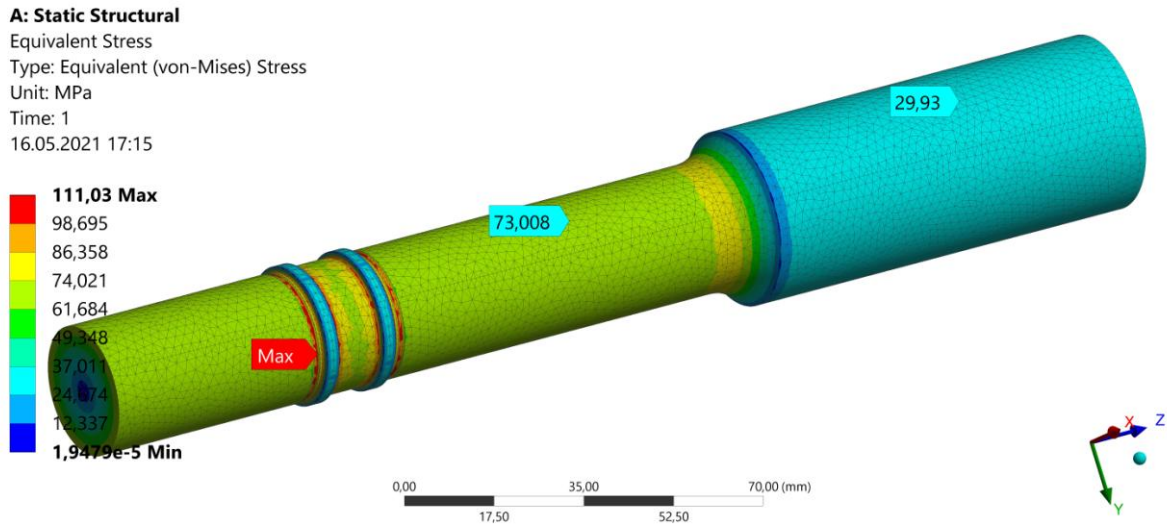


Рисунок 29: Напруження за Мізесом, гексагональна сітка

Рисунок 29 показує розподіл еквівалентних напружень за Мізесом. Максимальне значення напружень у концентраторі складає 111 МПа, а максимальне напруження на валу склало 73 МПа. Обидва напруження є набагато меншими за границю текучості сталі 45 що складає 360 МПа (див. розділ 3.3), отже умова міцності по статичних напруженнях виконується. Значення коефіцієнту запасу n_{τ} є більш ніж задовільним і дорівнює:

$$n_{\tau} = \frac{360}{111} = 3.24.$$

Розрахунок який був проведений на гексагональній сітці (Рисунок 30) дав близькі за величиною результати, за винятком напружень у концентраторі, значення яких були вищі ніж при тетрагональній сітці. Більші значення напружень на гексагональній сітці свідчать про її недостатню точність. Проте ці результати теж можна використовувати, різниця у напруженнях за двома методами може бути нівельована при використанні відповідного запасу міцності.

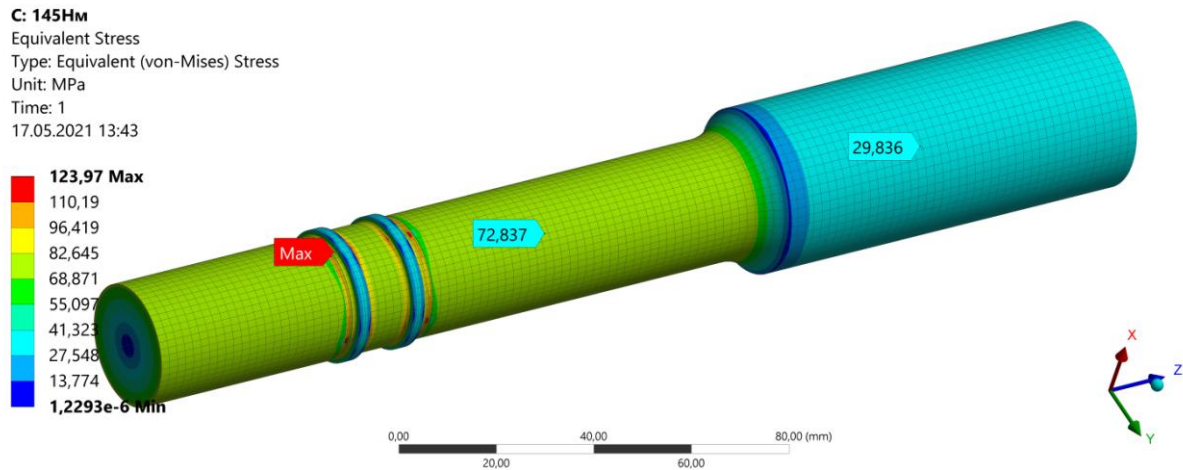


Рисунок 30: Напруження за Мізесом, тетрагональна сітка

Покажемо розподіл напружень та переміщень у перерізі валу (з незакріпленого кінця). Рисунок **31**: Переміщення (ліворуч) та напруження (праворуч) у перерізі валу. Рисунок 31 наочно підтверджує твердження про розподіл напружень у перерізі валу при чистому крученні, що зокрема свідчить про правильність виконання всіх етапів побудови скінченноелементної моделі і виконання розрахунку. Напруження та переміщення наявні у перерізі збільшуються по віддаленню від центра перерізу.

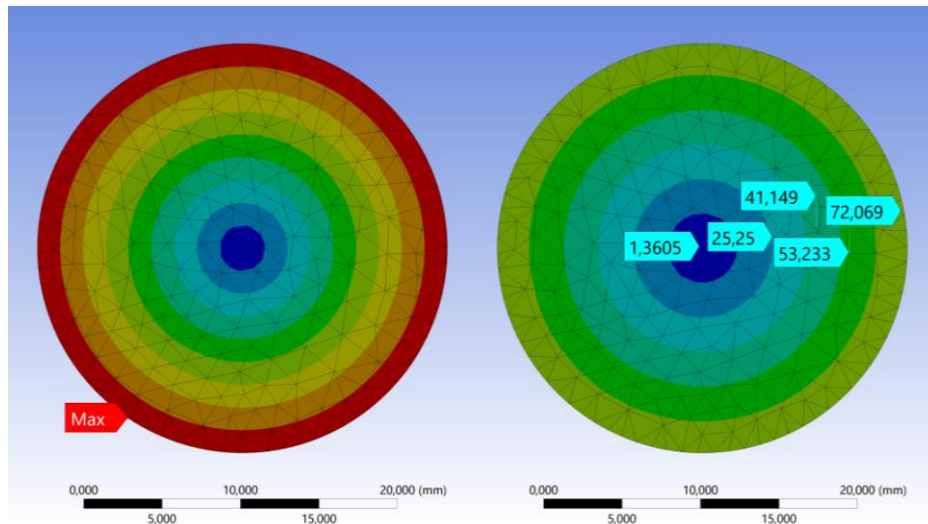


Рисунок 31: Переміщення (ліворуч) та напруження (праворуч) у перерізі валу

Рисунок 32 показує значення максимальних дотичних напружень (Maximum Shear Stress). Порівняємо їх з розрахунковим значенням дотичних напружень у перерізі діаметром 26мм за формулою (5):

$$\tau = \frac{M_{KP} \cdot \rho}{J_p} = \frac{145.4 \cdot 32 \cdot 0.013}{\pi * 0.026^4} = 42.154 \text{ МПа.}$$

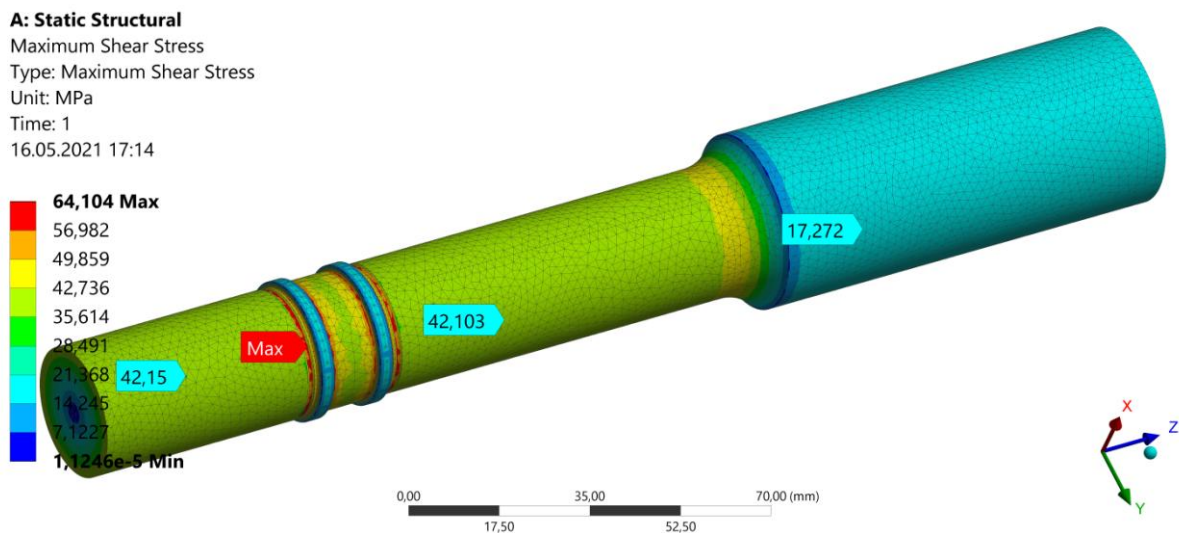


Рисунок 32: Розподіл дотичних напружень

5.5 Концентратори напружень

В даному розділі будуть розглянути концентратори напружень які найчастіше зустрічаються у машинобудуванні та аналітичні шляхи оцінки їх впливу.

5.5.1 Види концентраторів напружень

Попередній розрахунок підтвердив те, що найбільші напруження виникають у концентраторі напружень. Розглянемо загальні випадки концентраторів напружень. У їх ролі можуть виступати проточки що виникли під час механічної обробки поверхні валу, вирізи під шпонки для кріплення зубчатих коліс або муфт, шліцьові, різьбові з'єднання та інші місця різкої зміни діаметра або форми поверхні валу.

Рисунок 33 наочно показує вплив розташування концентраторів за допомогою силових ліній, наприклад на малюнках (a)-(c), та епюрах напружень на малюнках (d)-(f). Неважко бачити, що величина напружень у місцях зміни діаметра валу прямо залежить від інтенсивності його зміни.

Саме тому у конструкції валу широко застосовуються галтелі різного радіусу закруглення для згладжування різких переходів між діаметрами.

У валу який розглядається в даній роботі наявні декілька концентраторів напружень. В першу чергу це шліцьове евольвентне з'єднання для передачі крутного моменту з ШРКШ, буртики для кріплення пильників та перехід від тоншої до масивнішої центральної частини валу. Використання концентраторів напружень обумовлено практичними міркуваннями та співвідношенням користі та шкоди. Наприклад, якщо надійно не закріпити пильники на напівосі, будуть створені умови для втрати мастила з ШРКШ, що призведе до його швидкого руйнування, яке пов'язане з матеріальними витратами, погіршенням комфорту їзди та можливою небезпекою для водія.

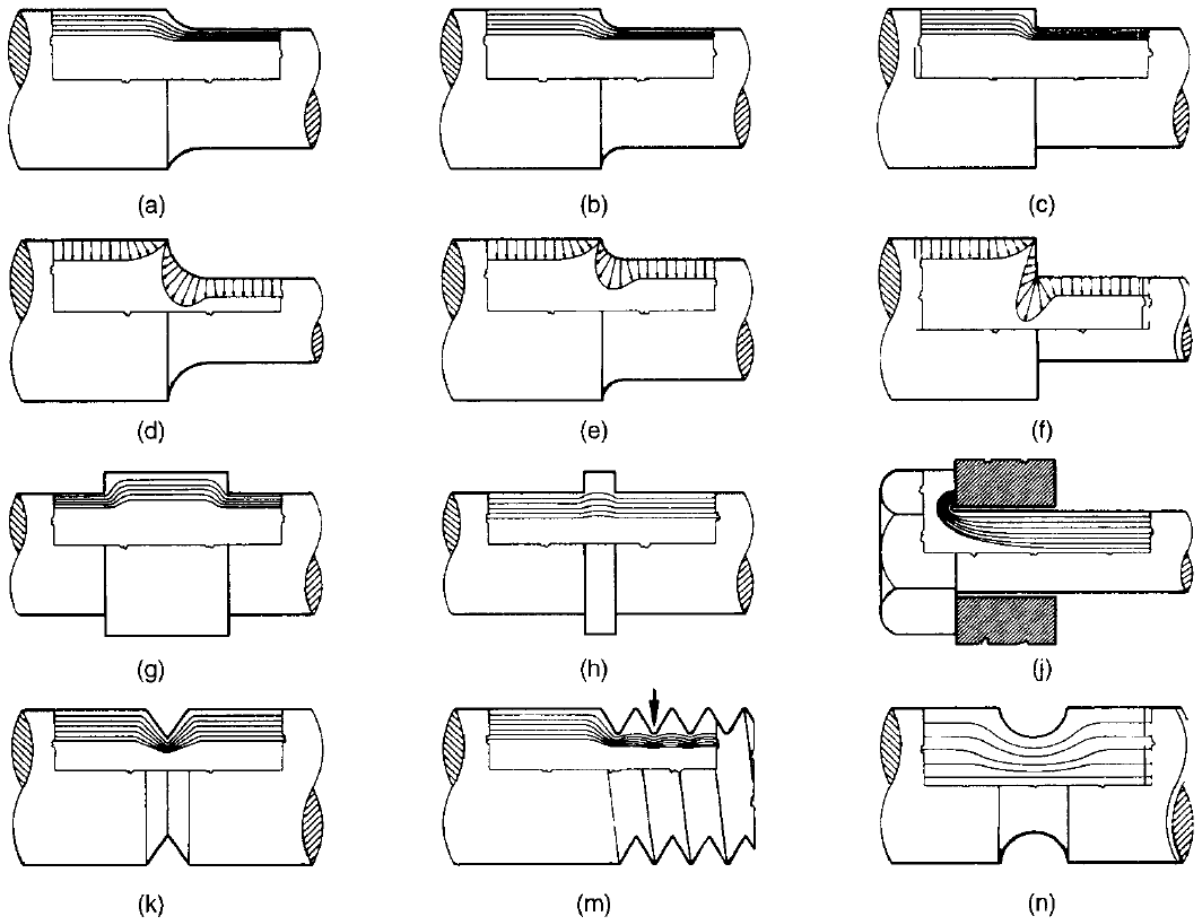


Рисунок 33: Вплив концентраторів напружень на розподіл напружень у валах [7].

5.5.2 Аналітичний розрахунок

Коефіцієнт концентрації напружень є показником впливу концентратора на величину напружень в місці його розташування. Розрізняють декілька видів коефіцієнтів концентрації напружень: теоретичний, технічний та ефективний. Розглянемо кожен з них детальніше.

Для оцінювання ступеня концентрації напружень можна ввести **теоретичний** коефіцієнт концентрації напружень α , який характеризує місцеве підвищення напружень в порівнянні з номінальними в зонах різкої

зміни розмірів чи форми об'єкта в умовах пружного деформування [20]. Теоретичний коефіцієнт можна обчислити за формулою:

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}}, \text{ або } \alpha_{\tau} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}}, \quad (8)$$

де напруження з індексом *max* – максимальне напруження у зразку з концентратором, а з індексом *nom* – напруження отримане у зразку без концентратора.

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень може набувати великих значень. Так на межі отворів він набуває значень $1 < \alpha < 3$ в залежності від діаметра отвору (чим менший діаметр, тим більшою є концентрація напружень). Поблизу вершини тріщини коефіцієнт α може досягати значення 200, тому при виникненні тріщини, для недопущення подальшого росту у її вершині свердлять невеликий отвір.

У реальних умовах експлуатації небезпека концентраторів напружень частково нівелюється явищем пластичних деформацій яке виникає поблизу концентратора. Для оцінювання реального впливу концентрації напружень на міцність деталі вводиться **технічний** коефіцієнт концентрації напружень K_{σ} та K_{τ} . Обчислюються вони за наступними формулами:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{max}}, \text{ або } K_{\tau} = \frac{\tau_B}{\tau_{max}},$$

де σ_B та τ_B – межа міцності зразка без концентратора, а напруження з індексом *max* – максимальне напруження у зразку з концентратором. Технічний коефіцієнт концентрації напружень, зазвичай є меншим від теоретичного, діапазон його значень переважно складає від 1 до 3.

В умовах циклічних навантажень вводиться **ефективний** коефіцієнт концентрації напружень k_{σ}, k_{τ} – відношення границі витривалості зразків без концентрації напружень до границі витривалості

зразків з концентраторами напружень, які мають такі ж розміри перерізу, як зразки без них. Обчислити їх можна за формулами:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}}, k_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1k}},$$

де σ_{-1} та τ_{-1} – границя витривалості зразків без концентраторів, а σ_{-1k} та τ_{-1k} – границя витривалості зразків з концентраторами.

Таблиця 1 Таблиця 3 представляє значення ефективних коефіцієнтів концентрації напружень для валів в залежності від конструктивних особливостей та шорсткості поверхні. Помітно, що використання евольвентного шліцьового з'єднання замість прямобічного в 1.61 разів зменшує коефіцієнт концентрації [19].

Таблиця 3: Значення ефективних коефіцієнтів концентрації напружень

$\sigma_B = 610\text{МПа}$	k_{σ}	k_{τ}
Різьба	1.96	-----
Шліці прямобічні	1.55	2.36
Шліці евольвентні	1.55	1.46
Шорсткість 6 клас (обточка)	1.075	1.075
Шорсткість 8 клас (шліфування)	1	1

Враховуючи великий коефіцієнт концентрації для шліцьового з'єднання для нього вводять найбільший коефіцієнт запасу при проектуванні. Величину напружень у шліці можна, по аналогії зі шпонковим з'єднанням, зменшити шляхом збільшення його довжини. Таким чином буде зменшена інтенсивність напружень на одиницю довжини шліцу і відповідно збільшений строк служби з'єднання.

Рисунок 34 наочно показує розподіл напружень у концентраторі напружень – проточці біля буртику для кріплення пильника. Обчислимо теоретичний коефіцієнт концентрації напружень за Мізесом для

проміжного валу, користуючись даними розрахунку з розділу 5.4 та формулою (8):

$$\alpha_{\tau} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}} = \frac{111}{73} = 1.52$$

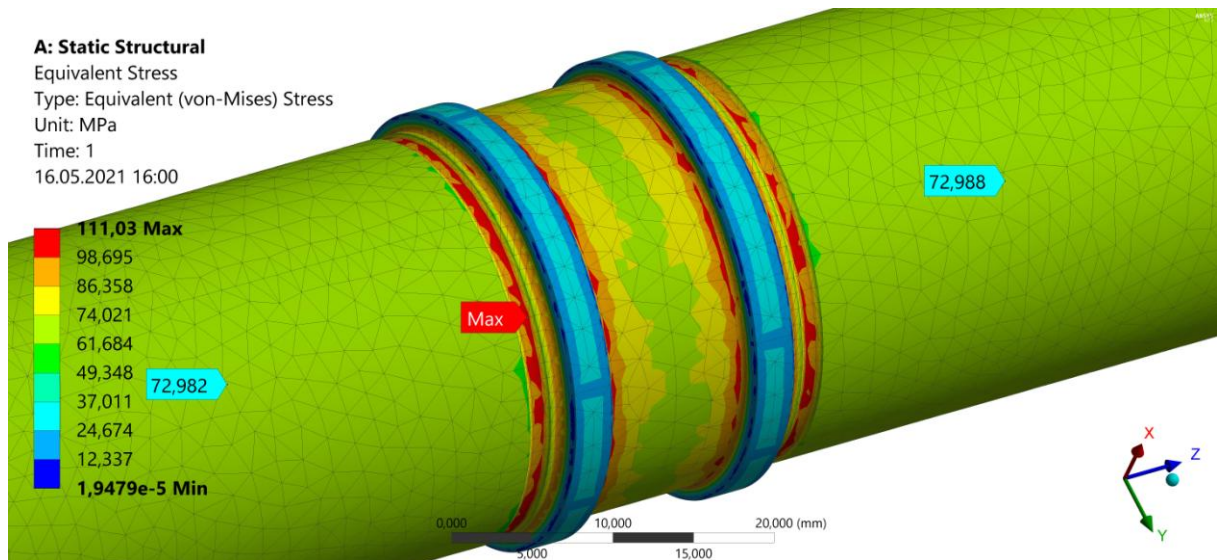


Рисунок 34: Розподіл напружень у концентраторі

Остаточне значення коефіцієнту концентрації напружень буде отримане шляхом множення усіх діючих коефіцієнтів концентрації. Будемо вважати, що поверхня шліфована, в такому разі:

$$K_{\tau} = \alpha_{\tau} \cdot k_{\tau} = 1.52 \cdot 1 = 1.52.$$

6 Втома

Майже кожна механічна структура піддається багатовісному навантаженню різноманітними силами. Прогнозування та оцінка довговічності цих механічних структур є ключовим фактором. Мета проектування на втому – забезпечення залишкової міцності конструкції вище проектного граничного навантаження протягом строку експлуатації конструкції.

Поняття втоми охоплює дві області циклічного навантажування і деформування, які різко відрізняються одна від одної, в кожній з яких руйнування є наслідком дії різних фізичних механізмів. У зв'язку з цим розрізняють багатоциклову і малоциклову втому. Під багатоцикловою втомою розуміють втому матеріалу, за якої втомне пошкодження і руйнування відбуваються без помітного накопичення деформацій. Малоциклова втома – це втома матеріалу, за якої втомне пошкодження і руйнування відбуваються в основному під час пружнопластичного деформування. Принциповою відмінністю малоциклової втоми від багатоциклової є наявність пластичних деформацій у кожному циклі деформування.

У процесі експлуатації напіввісь зазнає нерегулярних навантажень, які не характеризуються періодичним законом змінювання навантажень з одним максимумом та одним мінімумом за один період.

6.1 Джерело втоми

Джерелом втоми напіввісі є знакозмінні навантаження під час розгону та гальмування. Даним навантаженням є крутний момент з різних джерел: силова установка може є джерелом як позитивного так і негативного (рекупераційного) моменту, гальма та сила опору руху в свою чергу є джерелом негативний крутний моменту. Під час знакозмінних навантажень у об'єкті дослідження відбувається накопичення

мікропошкоджень. При досяганні границі деформації руйнування ε_{th} у матеріалі розпочнеться процес руйнування, тобто об'єднання мікропошкоджень у макропошкодження та тріщини. Існує декілька гіпотез накопичення пошкоджень.

Найбільш поширеною і найпростішою в застосуванні з інженерної точки зору є гіпотеза лінійного накопичення пошкоджень, або гіпотеза Пальмгрена-Майнера. Згідно з гіпотезою, якщо кількість циклів до руйнування при амплітуді σ_{ai} дорівнює N_i то згідно з гіпотезою лінійного накопичення пошкоджень при цій амплітуді деталь відпрацює частку свого ресурсу, яка дорівнює $\frac{n_i}{N_i}$. Тобто умову руйнування при блоковому навантаженні яке складається з r ділянок записують наступним чином:

$$\sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^r D_i = 1.$$

Головним недоліком лінійної теорії є те, що вона передбачає однакову швидкість накопичення пошкоджень при навантаженні заданого рівня незалежно від попередньої історії навантаження. Модифікацією лінійною гіпотези є гіпотеза Серенсена – Когаєва, згідно з якої:

$$\sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i} = a_p = \frac{\sigma_{a \max} \cdot \sum_{i=1}^r \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \cdot \frac{v_{ib}}{v_{ib}} - 0.5 \cdot \sigma_{-1d}}{\sigma_{a \max} - 0.5 \cdot \sigma_{-1d}}$$

Однак експерименти показують, що накопичення пошкоджень часто відбувається за нелінійним законом. Одним з авторів перших гіпотез щодо нелінійного накопичення пошкоджень є Марко – Старкі.

$$\sum \frac{n}{N} \approx \int_0^1 \frac{1 + \frac{N_1}{N_2} + \frac{N_1}{N_3} + \dots + \frac{N_1}{N_i}}{1 + \frac{N_1}{N_2} r_2 D \left(\frac{r_2 - 1}{r_2} \right) + \dots + \frac{N_1}{N_i} r_i D \left(\frac{r_i - 1}{r_i} \right)} dD,$$

6.2 Поняття ресурсу в рамках роботи

Технічним ресурсом називають термін експлуатації механізму або машини при спливанні якого дана машина або механізм мають бути зняті з експлуатації. Ресурс роботи визначається для усіх видів техніки з врахуванням виконання передбачених регламентних робіт або ремонтів. Технічний ресурс може бути рівним гарантійному терміну або перевищувати його.

Наприклад, при визначенні ресурсу роботи літаків прийнято використовувати цикл зліт та посадка, оскільки найбільші навантаження на літак виникають як раз під час цих етапів. При вчасному обслуговуванні та регулярних перевірках ресурс сучасного літака може сягати 50000 тисяч циклів.

Сучасні автовиробники надають від 2 до 3х років гарантії на нові автомобілі з обмеженням пробігу у 100тис кілометрів або без його обмеження [21]. В рамках даної роботи в якості блокового навантаження є згаданий у розділі 3.5 цикл WLTP довжиною 23.25км. Тоді у рамках гарантії автомобіль, який їздить тільки у рамках згаданого циклу, має витримати $\frac{10^5}{23.25} = 4301$ блоків навантаження. При щоденному використанні автомобіля з подорожами туди і назад протягом трьох років гарантії автомобіль має витримати 2190 блоків навантаження.

6.3 Цикли навантаження

Як правило, при експлуатації більшості елементів конструкцій та деталей машин, всі або деякі параметри циклу навантажування змінюються. В цьому випадку виділяють такі види навантажування, як блокове та випадкове. Згідно з ДСТУ 2444-94: Блокове навантажування є

періодичним навантаженням об'єкта дослідження з повторенням заданого блоку навантаження.

Як було згадано у розділі 6.2, одним блоком навантаження буде вважатись проодження автомобілем одного циклу WLTP. Рисунок 35: Перебіг крутного моменту протягом циклу WLTP. Рисунок 35 показує перебіг крутного моменту який діє на одному колесі протягом циклу. Дані були отримані з математичної моделі електромобіля у Matlab/Simulink яка використовувалась у рамках магістерського проекту по розробці систем керування повздовжньою динамікою для відповідного авто [22]. Помітна велика нерегулярність даного блоку навантаження. Максимальне значення крутного моменту що виникає під час циклу складає 145.4 Нм. Дана величина була використана для перевірки проміжного валу на статичну міцність у розділі 5.4.

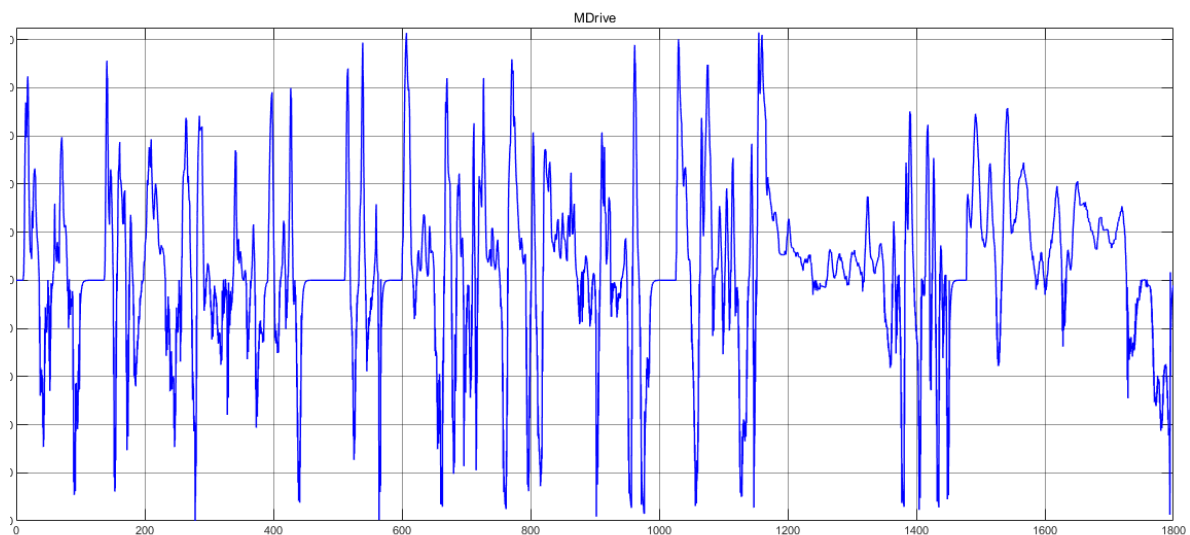


Рисунок 35: Перебіг крутного моменту протягом циклу WLTP

Визначення циклічної довговічності механізму або машини в умовах нерегулярного навантаження вимагає схематизації процесу навантаження про що буде розказано у наступному розділі.

6.4 Розрахунок на втому

Схематизація процесу навантаження дозволяє встановити характеристики спектру навантаження деталі у вигляді функції розподілу амплітуд експлуатаційних навантажень. Для здійснення схематизації циклу та побудови функції розподілу амплітуд напружень можна скористатись відомим методом «Дощу» (Rainflow Diagramm).

Даний метод використовується для аналізу даних втоми з метою зменшення амплітуди зміни напружень до еквівалентного набору простих симетричних циклів навантаження та розвантаження. Метод послідовно відділяє менші цикли навантаження з послідовності, які моделюють ефект накопичення пошкоджень у матеріалі. На виході отримують розподілені на групи цикли навантаження, сумарне пошкодження від яких знаходиться за допомогою гіпотези Пальмгрена-Майнера розділу 6.1 [23].

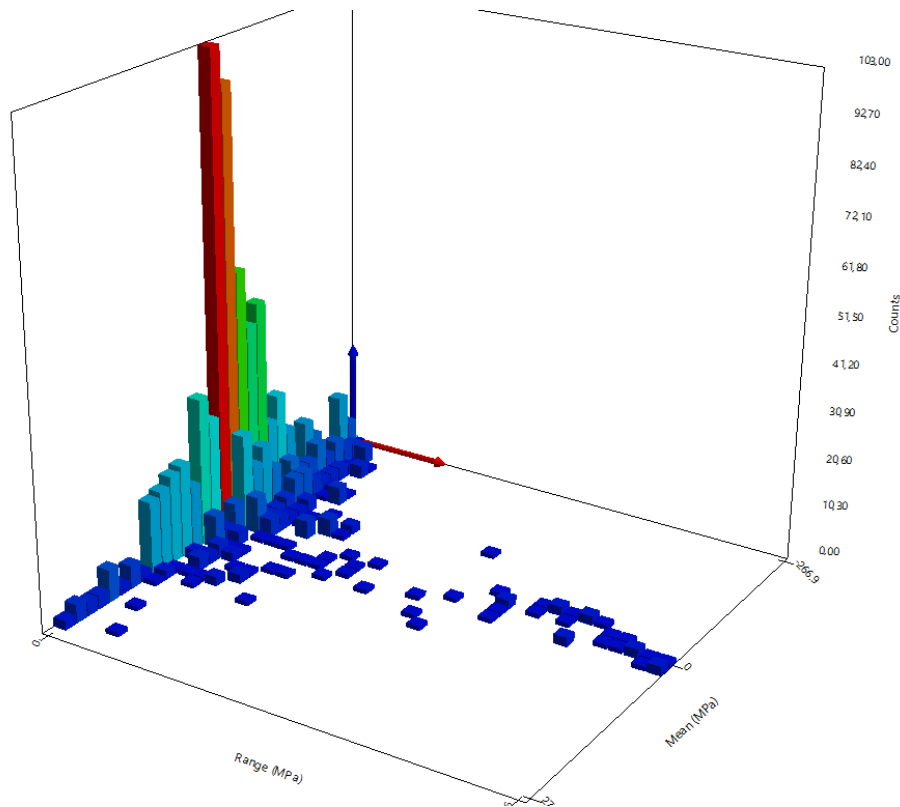


Рисунок 36: Rainflow Diagram (діаграма дощу)

Втомний аналіз був проведений за допомогою вбудованого пакет ANSYS інструменту Fatigue Tool, доступ до якого можна отримати наступним чином: Solution -> Insert -> Fatigue -> Fatigue Tool.

Даний інструмент дозволяє використовувати як симетричні цикли навантаження, цикли з заданим коефіцієнтом симетрії та використання користувацької історії навантаження History Data. Фактично при використанні History Data у програму імпортується масив коефіцієнтів на які домножується навантаження яке зазнає досліджуваний об'єкт. Таким чином, на вільному кінці валу був заданий крутний момент величиною 1 Нм, а імпортована послідовність крутних моментів стала своєрідним мультиплікатором навантажень. Оскільки проміжній вал знаходиться у чистому крученні значення параметру Stress Component було вибрано як Max Shear що відповідає крученню. Для врахування коефіцієнту концентрації напружень параметр Fatigue Strength Factor було встановлено як 1.52.

Серед функціоналу інструменту Fatigue Tool є функція побудови діаграми дощу для користувацької історії навантаження. Рисунок 36 показує діаграму напружень отриману після використання блоку з Рисунок 35. Діаграма побудована по трьох вісях: амплітуда напружень (Range), середнє значення напруження (Mean) та кількість циклів для кожної групи (Counts). Максимальне значення напружень що виникли під час розрахунку становить 111 МПа.

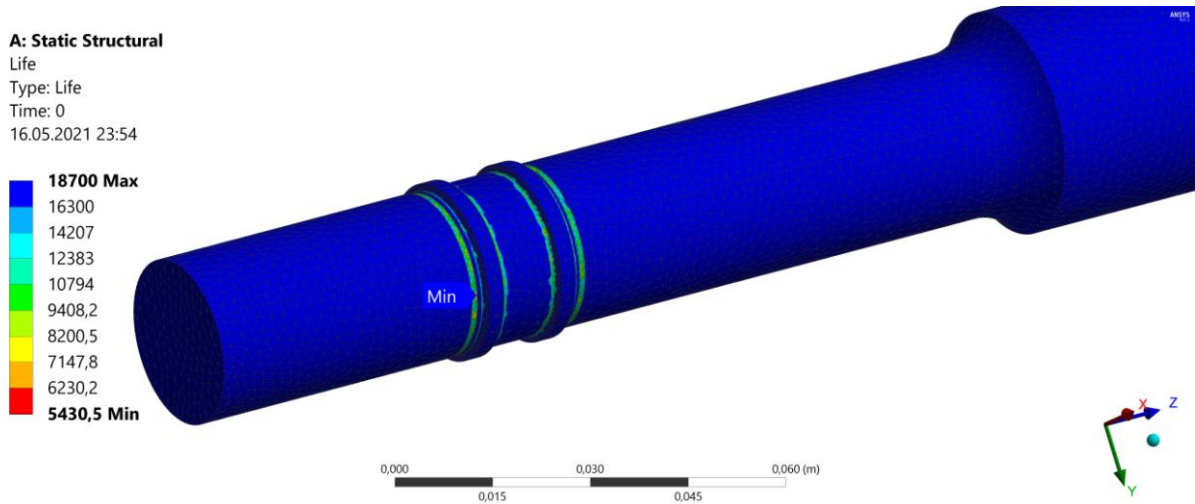


Рисунок 37: Кількість блоків навантаження до руйнування

Рисунок 37 показує обчислену кількість циклів які витримає проміжний вал напіввісі до руйнування в умовах блочного навантаження, а саме 5430. Результат був отриманий зі значенням коефіцієнта напружень $K_{\tau} = 1.52$ (дивись розділ 5.5.2).

Якщо замість схематизації циклу використати усереднені значення крутних моментів та прийняти кількість зміни напрямку зростання величини крутного моменту в рамках циклу WLTP у якості одного блоку навантаження – кількість циклів до руйнування буде суттєво збільшена, що можна побачити з Рисунок 38.

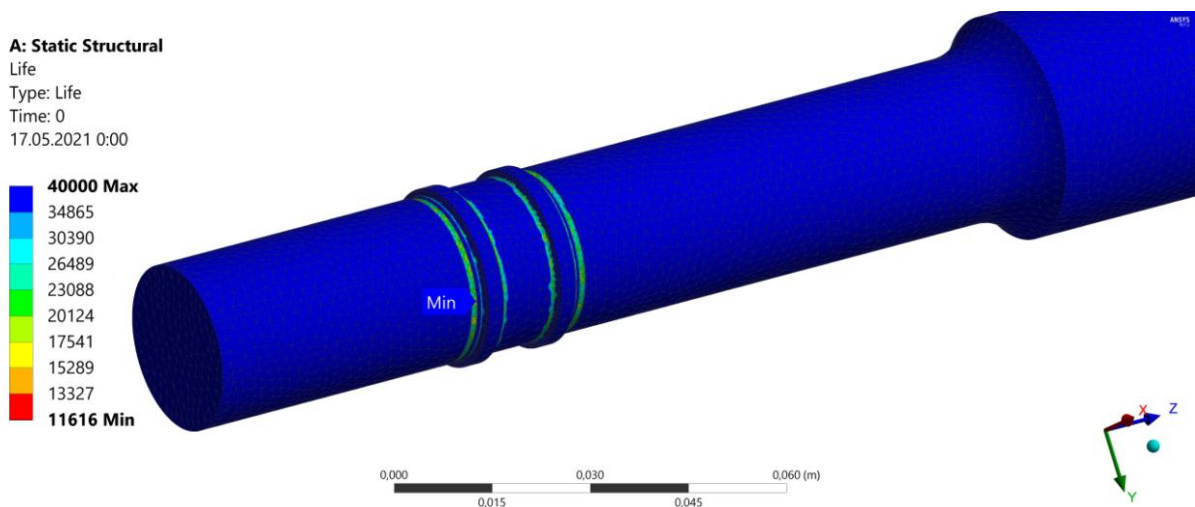


Рисунок 38: Кількість блоків навантаження до руйнування (усереднені значення моментів)

6.5 Обробка результатів

Згідно з результатами проміжний вал витримує 5430 циклів до руйнування. Згідно з визначеним поняттям ресурсу у рамках даної роботи, а саме проходження гарантійного терміну експлуатації без поломок, ресурс проміжного валу задовольняє суворішій необхідній умові проходження 100 тисяч кілометрів без поломок, оскільки $5430 > 4301$.

Варто зазначити, що в реальних умовах ресурс валу був розрахований в умовах припущень які негативно впливали на строк служби напіввісі: відсутність просковзування колеса та використання теоретичного коефіцієнту концентрації напружень. Передача крутного моменту від колеса до землі реальних умовах обмежена максимальною силою тертя між шиєю та поверхнею землі, тобто при великих раптових значеннях крутного моменту колесо буде просковзувати тим самим уповільнюючи зростання крутного моменту та зберігаючи напіввісь від ударних навантажень. Крім того, значення технічного коефіцієнту концентрації напружень може бути меншим за теоретичне. Врахування даних факторів скоріш за все призведе до збільшення ресурсу напівосі.

Міське використання автомобіля веде до збільшеної кількості циклів старт/стоп, які в свою чергу використовують ресурс автомобілю. З Рисунок 38 видно, що зменшення амплітуди значень крутних моментів веде до збільшення ресурсу автомобіля. Режим усталеного руху, наприклад по автомагістралі буде вести до збільшення терміну служби проміжного валу напівосі, що не можна сказати про шарніри рівних кутових швидкостей, які зазнають більшого зношення при русі на високих швидкостях.

7 Стартап

Сучасна кліматична політика більшості країн світу направлена на боротьбу з парниковим ефектом, скорочення споживання вуглецевого палива та поступового зниження викидів в атмосферу. Саме транспорт з двигунами внутрішнього згорання є однією з основних причин утворення парникового ефекту за рахунок емісій діоксиду вуглецю (CO₂) в наслідок спалювання пального. Парниковий ефект – явище в атмосфері Землі, при якому енергія сонячних променів, відбиваючись від поверхні, не може повернутися у космос, оскільки затримується молекулами різних газів, що призводить до підвищення температури поверхні.

Зараз на Землі експлуатується близько 1 млрд. автомобілів. У середньому при пробігу 15 тис. км на рік кожен автомобіль спалює 2 т палива і близько 26 – 30 т повітря, у тому числі 4,5 т кисню, що в 50 разів більше річних потреб людини. При цьому автомобіль викидає в атмосферу (кг/рік): чадного газу – 700, діоксиду азоту – 40, незгорілих вуглеводнів – 230 і твердих дрібнодисперсних часток (PM) – 2 – 5.

Стурбованість, пов'язана зі зміною клімату, успіхи в розвитку технології батарей і успішна розробка більш доступних електромобілів зі збільшеним запасом ходу - все перераховане внесло свій вклад у збільшення попиту на екологічно чисті транспортні засоби, одним з яких електромобілі. Саме електромобілі готові відігравати велику роль у декарбонізації транспортного сектору, електродвигуни можуть скоротити викиди, які сприяють зміні клімату і смогу, покращуючи здоров'я населення і зменшуючи екологічну шкоду. Світові уряди зобов'язалися вивести на дорогу 100 мільйонів до 2030 року.

Заміна двигунів внутрішнього згорання на електричні є загальним трендом сучасної автомобільної промисловості. Згідно з звітом Bloomberg New Energy Finance (2020) частка виробництва електромобілів у 2025 році

складе 10% від загального виробництва легкових автомобілів, у 2030 році – 28%, а в 2040 році досягне 58% .

Однак, коли двигун замінюють на електродвигун та акумулятори, це впливає на вагу та положення центру ваги автомобіля та на динамічні властивості автомобіля, тому характеристика системи підвіски автомобіля повинна бути змінена, щоб зберегти аналогічні динамічні характеристики. Тобто розробка електромобіля передбачає обов'язковий перегляд конструкції підвіски і оцінку довговічності і міцності кожної окремої складової. Піввісь або вал ведучого моста є однією з головних складових підвіски автомобіля та забезпечує рухливий контакт двигуна і ведучих коліс, передає зусилля, підтримує здатність повертати колеса та дозволяє підвісці плавний рух при мінімальних вібраціях. Головне призначення напівосі автомобіля - приймати на себе дію сили тяжіння, що припадає на колесо через тягові і гальмівні зусилля. На неї припадають згинальні моменти і наслідки бічної сили при зметах. Тому якісне проектування щодо визначення надійності навантажень та розрахунків втомної довговічності напівосі під час проектування транспортного засобу є одним із ключових факторів для забезпечення виконання як безпекових вимог, так вартості виробництва та післяпродажного гарантійного обслуговування автомобіля.

Автомобільні компанії постійно шукають рішення, щоб залишалися конкурентоспроможними. Ключовими напрямками підвищення ефективності та конкурентоспроможності автомобільних компаній серед інших є підвищення надійності автомобілів та зниження післяпродажних витрат на виконання гарантійних зобов'язань. Підвищення надійності автомобілів формує підвищенню задоволеності споживачів, що призводить нарешті до збільшення кількості продажів. А післяпродажні витрати автомобільних компаній залежать від правильного прогнозування

середнього часу до відмови кожної запасної частини та особливо для компонентів системи підвіски.

Прорахунки в оцінці навантажень підвіски можуть сформувати або достроковий вихід із ладу одного з компонентів підвіски та необхідність заміни за рахунок виробника під час гарантійного терміну, або необхідність відкликання всієї виробленої партії автомобілів.

Витрати на заміну напівосі на автомобіль Tesla складають близько 200 дол. США, що включають вартість самої деталі, діагностику, демонтаж, монтаж та налаштування підвіски. Необхідність заміни напівосі навіть для 1% автомобілів, що планує випускати Tesla лише на одному своєму заводі в комуні Грюнхайде поблизу Берліна в Німеччині (прогнозований обсяг річного випуску 500 000 в рік) складе 1 млн. долл США. Необхідність відклику та заміна для всього річного випуску лише з цього заводу призведе до додаткових витрат компанії в розмірі 100 млн. долл. США. Саме прорахунки при проектуванні і необхідність відзиву автомобілів формує надзвичайні збитки для автомобільних компаній. Тому підвищення якості розрахунків та точності оцінки надійності навантажень та розрахунок втомної довговічності запасних частин є актуальною темою наукових досліджень.

8 Висновок

В рамках даної роботи було проведено дослідження напружено-деформованого стану і витривалості напівосі електромобіля. Дослідження проводилось з використанням теоретичних та програмних методів з оглядом на особливості будови та роботи напіввісі у електричному автомобілі.

Після знайомства з тематикою під час огляду літератури актуальність роботи було підтверджено наявністю наукових робіт які вивчали втомне руйнування валів, зокрема валів напівосей автомобілів. Вивчення будови та умов роботи напівосі сприяло оцінці факторів впливу на її ресурс. Під час аналізу напружено деформованого стану проміжного валу було встановлено що вал знаходиться у чистому крученні, що мало подальший вплив на визначення ресурсу роботи, який був визначений з врахуванням впливу концентраторів напружень.

Висновок щодо строку служби напівосі було зроблено базуючись на міркування гарантійного строку служби автомобіля. Ресурс досліджуваного проміжного валу задовольняє гарантійним вимогам навіть попри розгляд найгіршого випадку експлуатації.

В рамках подальших досліджень є доцільним розглянути вплив концентрації напружень у евольвентному шліцьовому з'єднанні на ресурс проміжного валу напіввісі.

9 Список використаних джерел

- [1] H.-C. G. v. Seherr-Thoss, F. Schmelz та E. Aucktor, *Gelenke und Gelenkwellen, Berechnung, Gestaltung, Anwendungen*, Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002.
- [2] A. S. Sene, «Driving Shaft Fatigue Life Determination According to Turkish Mission Profiles,» *INTERNATIONAL JOURNAL of ENGINEERING TECHNOLOGIES*, т. 2, № 1, pp. 14-21, 2016.
- [3] A. Ş. Şener, «Fatigue life assessment of the driving shaft of a LCV by FEA using customer correlation data,» т. 58, № 4, 2016.
- [4] T. Biermann, «The Innovative Schaeffler Modular E-Axle,» Schaeffler , [Онлайновий]. Available: <https://schaeffler-events.com/symposium/lecture/h8/index.html>. [Дата звернення: 07 05 2021].
- [5] D. Knetsch, M. Funk, T. Kennerknecht та C. Eberl, «Load Data Calculation in Electric Axle Drives and Fatigue Assessment for the Electric Motor Subsystem» *Materials Testing, Carl Hanser Verlag*, т. 56, № 7-8, pp. 535-541, 2014.
- [6] S. W. Stafford та L. T. Jr., «Fatigue Cracking of a 3-MW Electric Motor Shaft,» *Journal Fail Analysis and Prevention*, т. 15, pp. 211-218, 2015.
- [7] A. H. Bonnett, «Understanding Motor Shaft Failures,» *IEEE Industry Applications Magazine*, № September/October, pp. 25-41, 1999.
- [8] Государственный комитет СССР по стандартам, Рекомендации, Расчеты и испытания на прочность, Расчеты на прочность валов и осей, Москва: Издательство стандартов, 1989.
- [9] M. Trzesniowski, *Fahrwerk*, Springer Vieweg, 2019.
- [10] Н. Дмитро, Конструкторсько-технологічне забезпечення виготовлення шасі для перегонових болідів класу «Formula Student», Київ: Кафедра інтегрованих технологій машинобудування, ММІ, 2019.

-
- [11] E. Gelenkwellen-Service, «Anwendungsrichtlinien und Berechnungsgrundlagen für Gleichlauf-Gelenkwellen nach 0.900,» в *Anwendungsrichtlinien, Berechnungsgrundlagen, Einbauhinweise, ELBE, ELBE*, pp. 161-169.
- [12] «SAE-AISI 1045 Steel vs. SAE-AISI 1049 Steel,» 30 05 2020. [Онлайновый]. Available: <https://www.makeitfrom.com/compare/SAE-AISI-1045-S45C-G10450-Carbon-Steel/SAE-AISI-1049-G10490-Carbon-Steel>. [Дата звернення: 2021 05 11].
- [13] Saarstahl, Werkstoff-Datenblatt Saarstahl - C45E (Ck45) - C45R (Cm45).
- [14] Писаренко, Квітка та Уманський, Опір матеріалів, Київ: Вища школа, 2004.
- [15] Kraftfahrt Bundesamt, «Neuzulassungen von Pkw nach technischen Merkmalen,» 2019. [Онлайновый]. Available: https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/neuzulassungen_node.html. [Дата звернення: 2021 05 13].
- [16] Walmart, «CV Axle Shaft for 13 15 Nissan Leaf,» [Онлайновый]. Available: <https://www.walmart.com/ip/Surtrak-NI-8444-CV-Axle-Shaft-for-13-15-Nissan-Leaf/220532300>. [Дата звернення: 2021 05 13].
- [17] KIA Motors Corp., «Do electric cars have transmissions?,» [Онлайновый]. Available: <https://www.kia.com/dm/discover-kia/ask/do-electric-cars-have-transmissions.html>. [Дата звернення: 2021 05 13].
- [18] Шимановский та Путято, Применение МКЕ в решении задач прикладной механики, Гомель: МО Респб. Беларусь, 2008.
- [19] Саверин, Машиностроение, энциклопедический справочник. Инженерные расчёты в машиностроении, Том 1, Москва: ГНТИ Машиностроительной Литературы, 1947.

-
- [20] ДСТУ, ДСТУ 2444-94 Розрахунки та випробування на міцність. Опір втомі. Терміни та визначення, ДСТУ.
- [21] ADAC, «Neuwagen-Garantie: Wer gibt wieviel?,» 19 09 2021. [Онлайновий]. Available: <https://www.adac.de/rund-ums-fahrzeug/auto-kaufen-verkaufen/neuwagenkauf/neuwagen-garantie/>. [Дата звернення: 16 05 2021].
- [22] М. Ivaniuk та D.-I. M. Schünemann, Modellbasierte Bewertung verschiedener Konzepte zur Regelung der Fahrzeuglängsdynamik von Elektrofahrzeugen, Magdeburg, 2021.
- [23] Sunder, Seetharam та Bhaskaran, «Cycle counting for fatigue crack growth analysis,» *International Journal of Fatigue*, т. 6, № 3, pp. 147-156, 1984.
- [24] Bloomberg, «New Energy Outlook 2020,» [Онлайновий]. Available: <https://about.bnef.com/new-energy-outlook/>.