

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

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Автомобілів

(повна назва кафедри)

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на здобуття освітнього ступеня

Бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розрахунок величини втрат потужності в різних частинах на  
карданних валах автомобіля

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

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Костянтин ГЕРЦУНЬ  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Тетяна НАВРОЦЬКА  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Марія СПРАВСЬКА  
(підпис) (прізвище та ініціали)

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

Рецензент   
(підпис) (прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2024

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

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

Кафедра Кафедра автомобілів  
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«29» січня 2024 р.

## ЗАВДАННЯ

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

на здобуття освітнього ступеня бакалавр  
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»  
(шифр і назва спеціальності)

студенту Герцюню Костянтину Андрійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок величини втрат потужності в різних частинах на карданних валах автомобіля

Керівник роботи Навроцька Т.Д., к.т.н., ст. викл.  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 29 » січня 2024 року № 4/7-74

2. Термін подання студентом завершеної роботи 17 червня 2024

3. Вихідні дані до роботи

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

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.

4 Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.

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

Карданна передача – А1;

Деталювання – А1;

Вимірювання та параметри поглиблень на різних типах карданних шарнірів–2А1;

Моделювання карданної передачі – 2А1;

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 29.січня 2024р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	14.02.2024	
2	Технологічний розділ	13.03.2024	
3	Конструкторський розділ	17.04.2024	
4	Безпека життєдіяльності, основи охорони праці	09.05.2024	
5	Оформлення графічної частини	21.05.2024	
6	Захист кваліфікаційної роботи бакалавра	28.06.2024	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Костянтин ГЕРЦУНЬ**

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Тетяна НАВРОЦЬКА**

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему: «Розрахунок величини втрат потужності в різних частинах на карданних валах автомобіля».

Робота виконана на кафедрі автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи бакалавра к.т.н., старший викладач Навроцька Т.Д.

Пояснювальна записка складається з чотирьох розділів і 52 сторінок формату А4 та 6 аркушів формату А1 графічної частини.

Ключові слова: динаміка валів, механічні втрати, ефективність трансмісії, кінематичний аналіз, навантаження на вали.

## ЗМІСТ

<b>Вступ</b> .....	6
<b>1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ</b> .....	7
1.1 Карданне сполучення.....	7
1.2 Шарніри постійної швидкості.....	8
1.3 Триподний шарнір.....	10
1.4 Шарнір постійної швидкості.....	11
1.5 Універсальний шарнір.....	12
1.6 Постановка завдання на виконання кваліфікаційної роботи бакалавра....	14
<b>2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ</b> .....	16
2.1 Продуктивність та ефективність карданного шарніра.....	16
2.2 Зниження потужності внаслідок коливань швидкості вала.....	16
2.2.1 Розрахунки, засновані на змінах кінетичної енергії.....	16
2.2.2 Розрахунки на основі прискорення вала.....	18
2.3 2-секційний карданний вал із підвісним з обох сторін.....	19
2.4 Тричастинний вал з опорами на обох краях.....	22
2.5 Карданний вал з підвісними на обох кінцях.....	24
2.6 Вимірювання та параметри поглиблень на різних типах карданних шарнірів.....	27
<b>3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ</b> .....	32
3.1 Основні компоненти для обчислення карданної хрестовини.....	32
3.2 Поведінка карданні хрестовини методом скінченних елементів.....	33
3.3 Оптимізація карданної хрестовини.....	39
<b>4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ</b> .....	45
4.1 Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів при ремонті ходової частини автомобіля.....	45
4.2 Заходи по забезпеченню захисту працівників від дії шкідливих та небезпечних факторів.....	46
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ</b> .....	50
<b>БІБЛІОГРАФІЯ</b> .....	51
<b>ДОДАТКИ</b>	

## ВСТУП

У сучасному світі автомобілебудування відіграє ключову роль у розвитку транспортної інфраструктури. Оптимізація транспортних засобів з точки зору ефективності та надійності є одним із пріоритетних завдань інженерії. Одним із важливих компонентів автомобіля, що впливає на його ефективність, є карданний вал, який передає крутний момент від двигуна до коліс. Проте, під час передачі потужності виникають втрати, що знижують загальну продуктивність системи. Ця робота спрямована на аналіз та розрахунок величини втрат потужності на карданних валах, що є критично важливим для підвищення ефективності автомобілів.

Ці втрати потужності можуть бути спричинені різними факторами, включаючи механічне тертя, неправильне вирівнювання валів та інші конструкційні недоліки. Зрозуміння цих аспектів дозволяє інженерам проектувати більш ефективні трансмісійні системи та знижувати небажані навантаження на вал, забезпечуючи довговічність та надійність.

Метою цієї роботи є розробка математичної моделі, що дозволяє оцінювати величину втрат потужності в різних частинах карданного валу та визначити оптимальні параметри його конструкції. Результати цієї роботи можуть бути використані для поліпшення проектування та виробництва карданних валів, що, в свою чергу, сприятиме підвищенню загальної ефективності автомобільних транспортних засобів.

Таким чином, робота вносить вагомий вклад у розуміння та оптимізацію ключових аспектів роботи трансмісійних систем, що є важливим для розвитку сучасного автомобілебудування та інженерії.

# 1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

## 1.1 Карданне сполучення

Сполучення розроблене для трансмісії крутного навантаження та вільного обертання між двома осіями. Є багато видів сполучень, кожен з яких призначений для своїх потреб. Під час підбору сполучення для певного використання необхідно враховувати такі пункти:

Призначення

Модель сполучення

Рухливість

Напруження та обертальний момент

Умови використання

Швидкісні показники

Особливості конструкції

Габарити та маса

Середовище експлуатації

Монтаж та розбирання

Обслуговування

Термін служби

Вартість

Карданне сполучення утворено крестовиною, до якої кожен кінець валу приєднаний через підшипники до двох протилежних рукавів крестовини. Існують різноманітні моделі карданних сполучень доступні на ринку. У деяких варіантах конструкції крестовина замінена на сферу. Основним недоліком карданного сполучення є пульсуюча обертова швидкість на вихідному валі при його вигині. Амплітуда цих пульсацій обертання залежить від кута вигину, що спричиняє вібрації. Рекомендований кут повинен бути від 0,6 до 6 градусів згідно з найкращими практиками GM. Максимально допустимий кут не має перевищувати 20 градусів. Протягом одного оберту другий вал переживає дві фази прискорення та уповільнення. Рівняння для визначення кутової швидкості на другому валі представлено нижче.

$$\Omega_2 = \frac{\Omega_1 \cdot \cos \alpha}{1 - \cos^2 \varphi_1 \cdot \sin^2 \alpha}$$

$\Omega_1$  - Кутова швидкість валу 1;

$\Omega_2$  - Кутова швидкість валу 2;

$\alpha$  - Кут відхилення між валами;

$\varphi_1$  - Кут обертання валу 1.

Максимальна та мінімальна кутові швидкості на другому валу спостерігаються при таких значеннях  $\varphi_1$ :

$$\varphi_1 = 0^\circ/180^\circ \Rightarrow \left( \frac{\Omega_2}{\Omega_1} \right)_{\max} = \frac{1}{\cos \alpha}$$

$$\varphi_1 = 90^\circ/-90^\circ \Rightarrow \left( \frac{\Omega_2}{\Omega_1} \right)_{\min} = \cos \alpha$$

Для нейтралізації пульсацій на другому валі, що приєднаний до заднього мосту, можливо використати установку двох карданних шарнірів із середнім валом. В результаті формується конструкція з трьох валів та двох карданних шарнірів. При цьому перший і третій вали функціонують зі стабільною швидкістю. Для належної роботи системи критично точно закріпити U-подібні хомути на кінцях центрального валу, відповідно до кутів у шарнірах, інакше пульсації можуть збільшитись. Основна причина популярності карданного шарніра, попри пульсації, полягає в його високій ефективності, а також у застосуванні при малих кутах, що не призводять до значних пульсацій. Однак важливо уникати роботи шарніра на нульовому куті, оскільки це може призвести до збою в системі змащення.

## 1.2 Шарніри постійної швидкості

Шарніри постійної швидкості можуть передавати крутний момент з постійною кутовою швидкістю, навіть при значних кутах відхилення. Ці шарніри більш ефективні, ніж карданні, при потребі у великих кутах.

Сферичний шарнір найчастіше використовується у автомобілях з переднім приводом. Він складається з внутрішньої та зовнішньої частин, у яких є пази для куль, що передають крутний момент між частинами. Крім авто з



переднім приводом, цей тип шарніра також застосовується у машинах з заднім та повним приводом. Припустимі кути для різних моделей сферичних шарнірів варіюються. Зазвичай номінальний кут коливається від 1 до 6 градусів, тоді як максимальний кут може досягати приблизно 50 градусів.



Рис. 1.1. Поперечний розріз кулькового шарніра.

Різні типи кулькових шарнірів включають:

Фіксований шарнір з кутовим контактом (АС). Цей шарнір ефективний для використання в легкових авто та більш легких транспортних засобах. Він здатний функціонувати до кута в 45 градусів і є зручним, коли необхідна велика амплітуда рухів, зокрема на передній осі.

Фіксований шарнір без внутрішнього підрізу (UF)

Шарнір UF придатний для застосувань, аналогічних до тих, де використовуються шарніри АС. Його перевагою є можливість роботи під більшими кутами.



Рисунок 1.2. Кульковий шарнір.

Дисковий шарнір. Шарнір здатен працювати на великих кутах та дозволяє певний підйомний рух. Це важливо, коли виникають переміщення в трансмісійній лінії або необхідно зменшити толеранції при монтажі. Цей шарнір відрізняється високою ефективністю на великих обертових швидкостях. Дисковий шарнір зазвичай встановлюють на коробку передач із використанням фланцевого кріплення.



Рис. 1.3. Дисковий кульковий шарнір.

Одноблоковий шарнір встановлюється на коробку передач або на ступицю колеса через вал. Він відрізняється компактністю, що сприяє зменшенню простору та маси.

Шарнір з подвійним зміщенням схожий на шарнір одноблоковий, забезпечує значні поглинальні рухи до 50 мм та робочі кути до 30 градусів. Він також має характеристики, подібні до триподних шарнірів. Його перевага перед триподними шарнірами полягає у малому зворотному зазорі при обертанні, що поліпшує характеристики шум, вібрація, жорсткість.



Рис. 1.4. Шарнір з подвійним зміщенням.

### 1.3 Триподний шарнір

Шарнір трипод є альтернативою кульковому шарніру. Його конструкція включає внутрішню частину з трьома короткими осі з підшипниками та зовнішню частину, де розміщені канавки для підшипників. Такий шарнір потребує мінімальних зусиль для поглинання, що допомагає уникнути передачі вібрацій через шарнір і знижує втрати потужності при великих кутах обертання, на відміну від кулькового шарніру. Однак слабким місцем триподного шарніру є наявність люфту при обертанні, що може викликати шуми вібрації. Ці шарніри використовують для відносно невеликих кутів і в ситуаціях, де необхідне значне поглинання. Наприклад, у повнопривідних

транспортних засобах триподний шарнір використовується для попередження передачі вібрацій і рухів від двигуна та трансмісії до кузова автомобіля.

Шарнір трипоїдний використовується як внутрішній шарнір на приводних валах у багатьох типах автомобілів. Його робочий кут досягає 20 градусів, і він дозволяє поглинання до 50 мм. Малі сили поглинання у шарнірі гланзер сприяють покращенню шумів і вібрацій параметрів.



Рис. 1.5. Шарнір трипоїдний.

#### 1.4 Шарнір постійної швидкості

Шарнір постійної швидкості фактично складається з двох карданних шарнірів, розташованих коаксіально, де компоненти, що є аналогами крестовин, з'єднуються один з одним за допомогою шкворнів та підшипників, що обмежені постійним розташуванням на гомокінетичній площині шарніра.

За результатами тестів, які проводив виробник, шарнір постійної швидкості показав кращі результати порівняно з конкурентами та використовував на 9,3% менше енергії для виконання такого ж завдання, що віщує значні економії енергії та пального.



Рис. 1.6. Шарнір постійної швидкості.

Переваги згідно з даними виробника:

Шарнір постійної швидкості є першим і єдиним справжнім шарніром постійної швидкості у світі:

Всі навантаження витримуються роликowymi підшипниками

Відсутність будь-яких ковзаючих або скользящих поверхонь

Витримує осьові та радіальні навантаження без деградації

Можливість конструювання під будь-який крутний момент

Не потребує особливого змащення

Не потрібен захисний пильовик

Відсутність зношуваних елементів, окрім підшипників та шкворнів, що підлягають заміні

Підходить для використання в хвостових або пропелерних валах автомобілів

Менш громіздкий, ніж подвійний шарнір або подвійний карданний шарнір.

Недоліки:

Розмір? Мінімальний розмір обмежений розміром підшипників.

Ціна? Порівняння вартості зі звичайними шарнірами не проводилося, але через складність конструкції та багатокomпонентність ціна може бути високою.

Шарнір постійної швидкості не дозволяє здійснювати занурювальні рухи.

Доступність. Через те, що це порівняно новий винахід, масове виробництво поки що не ведеться, і тільки одна компанія займається виробництвом цього шарніра.

## **1.5 Універсальний шарнір**

Універсальний шарнір вирізняється ергономічним та збалансованим конструктивом, високою крутильною жорсткістю, значною опором до вигинів та ефективною системою змащення.

Переваги відповідно до заяв виробника у порівнянні з класичним універсальним шарніром:

Гарантована постійна швидкість при будь-яких кутах

Великі крутні навантаження

Високі обороти

Кути до 90 градусів

На 65% менша вібрація порівняно з класичним універсальним шарніром

Потребує мало простору

Мінімальне обслуговування

Продовжений термін експлуатації

Вартість

Без потреби в захисному чохла.

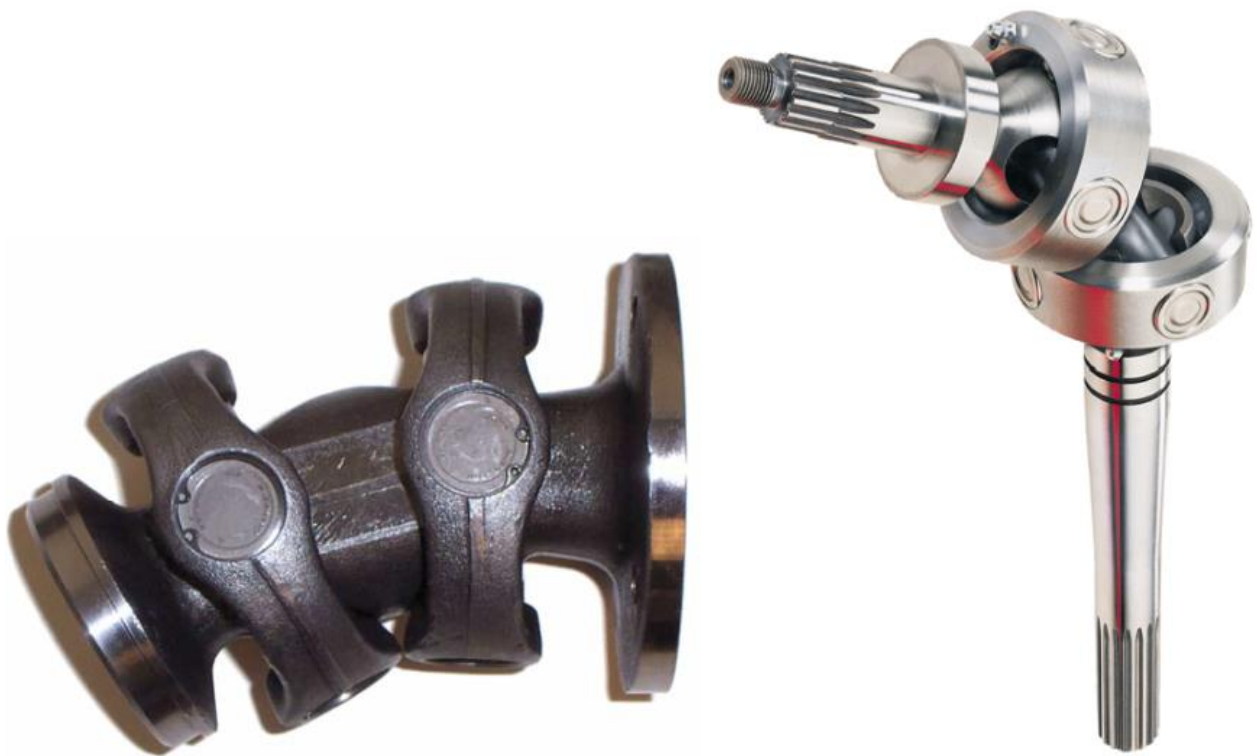


Рис. 1.7. Універсальний шарнір

Недоліки:

Обертається нестандартним способом, що може призвести до вібрацій.

Ціна? Відсутні порівняльні аналізи цін між звичайними шарнірами та універсальним шарніром Корнея.

Максимальна швидкість обертання для 30-градусного шарніра Корнея становить 5000 об/хв згідно з даними веб-сайту. На пропелерному валу максимальна швидкість перевищує 5000 об/хв.

Конструкція універсального шарніра надає істотні покращення в продуктивності в усіх аспектах, де традиційні універсальні шарніри мають вразливості.

Спеціально розроблений для додатків з високою швидкістю, великим крутним моментом та великими кутами, які жоден наявний шарнір не зміг би витримати.

Новітні розробки, включаючи новозапатентований центруючий пристрій, дозволяють шарніру функціонувати з постійною швидкістю.

Може працювати з ефективністю до 98% при кутах до 90 градусів. Двійний шарнір Корнея може замінювати коробку передач у численних застосуваннях.

Витримує великі навантаження на крутний момент при високих оборотах, навіть при значних кутах.

Вібрації знижуються на 65%, завдяки сконцентрованій масі та балансу його концентричного дизайну.

Збільшує тривалість служби та надійність. Його унікальна каналізована корпусна конструкція підшипника з кільцевим типом забезпечує постійне змащення усіх поверхонь підшипника і може бути повністю очищена.

## **1.6 Постановка завдання на виконання кваліфікаційної роботи бакалавра**

Робота повинна включати дослідження різних типів карданних шарнірів, з оцінкою їх ефективності та аналізом чинників, які можуть впливати на продуктивність. Особлива увага має бути приділена впливу коливань швидкості валів на потужність та методам їх стабілізації.

Описати механізми роботи карданних шарнірів та оцінити їх продуктивність у різних умовах експлуатації.

Дослідити, як коливання швидкості вала впливають на загальну потужність. Зробити розрахунки, засновані на змінах кінетичної енергії та на основі прискорення вала.

Дослідити різні конструкції, включаючи 2-секційний карданний вал із підвісним з обох сторін, тричастинний вал з опорами на обох краях, та карданний вал з підвісними на обох кінцях. Оцінити їх вплив на загальну ефективність системи.

Виміряти та проаналізувати параметри поглиблень на різних типах карданних шарнірів та їх вплив на функціональність.

Описати компоненти, необхідні для обчислення параметрів карданної хрестовини.

Використати метод скінченних елементів для моделювання та аналізу динаміки та міцності карданних хрестовин.

Розробити пропозиції щодо оптимізації конструкції карданних хрестовин для підвищення їх ефективності та довговічності.

## 2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1 Продуктивність та ефективність карданного шарніра

Продуктивність та ефективність карданного шарніра визначають такі фактори: маса, коливання обертової швидкості, тертя, вібрації, стійкість до високих температур, точність виготовлення.

Для мінімізації маси важливо використовувати найменші й найкомпактніші шарніри. Це вимагає використання матеріалів з високою міцністю та малою щільністю. Щоб запобігти коливанням швидкості, можна застосувати шарнір постійної швидкості або розробити автомобіль таким чином, щоб кути між валами були мінімальними. Необхідно також забезпечити високу точність виготовлення шарніра, щоб уникнути зазорів, які можуть спричинити вібрації. Це висуває великі вимоги до процесу виробництва і може підвищити вартість. Важливо також уникнути тертя та зношування в шарнірах, щоб зменшити втрати потужності та швидкий знос. Для забезпечення низького рівня тертя та уникнення зношування критично, щоб конструкція шарніра передбачала адекватне змащення всіх його частин в усіх умовах експлуатації.

Ще одна проблема, пов'язана з тертям, крім втрати потужності та зносу, це виробництво тепла. Чим сильніше шарнір нагрівається, тим більші вимоги висуваються до якості мастильних матеріалів. Характеристики мастила залежать від його компонентів, які включають олію, загущувач та добавки.

### 2.2 Зниження потужності внаслідок коливань швидкості вала

#### 2.2.1 Розрахунки, засновані на змінах кінетичної енергії

Цей розрахунок оцінює тільки ту енергію, що витрачається коли вал, розміщений між двома карданними з'єднаннями, прискорюється і уповільнюється через коливання кутової швидкості, що відбуваються між привідним та веденим валами через кут згину.

Вхідні параметри:



Розрахунки:

Кутова швидкість,  $\omega_{in}$  (рад/с), на вхідному валу:

$$\omega_{in} = \frac{360 \cdot n_{in}}{60} = 6 \cdot n_{in}$$

Дій як професійний перекладач з англійської на українську мову в галузі автомобільного транспорту.

$$\omega_{ut-max} = \frac{\omega_{in}}{\cos \alpha}$$

$$\omega_{ut-min} = \omega_{in} \cos \alpha$$

Момент інерції маси валу,  $J_a$  (кг м<sup>2</sup>):

$$J_a = M_a \frac{R_a^2 + r_a^2}{2}$$

Наближений момент інерції маси шарніра,  $J_k$  (кг м<sup>2</sup>):

$$J_k = M_k \frac{R_k^2}{2}$$

Вага валу,  $M_a$  (кг):

$$M_a = \rho_a \cdot l_a \cdot \pi (R_a^2 - r_a^2)$$

Приблизна вага шарніра,  $M_k$  (кг):

$$M_k = \rho_k \cdot l_k \cdot \pi \cdot R_k^2$$

Зміна кутової швидкості на проміжному валу,  $\Delta\omega_{ut}$  (рад/с):

$$\Delta\omega_{ut} = \omega_{ut-max} - \omega_{ut-min}$$

$$\Delta\omega_{ut} = \omega_{in} \left( \frac{1}{\cos \alpha} - \cos \alpha \right)$$

$$\Delta\omega_{ut} = 6 \cdot n_{in} \left( \frac{1}{\cos \alpha} - \cos \alpha \right)$$

Кінетична енергія,  $W_{k-a}$  (Дж), необхідна для прискорення валу на  $\Delta\omega_{ut}$ :

$$W_{k-a} = \frac{J_a \cdot \Delta\omega_{ut}^2}{2}$$

Кінетична енергія,  $W_{k-k}$  (Дж), потрібна для прискорення шарніра на  $\Delta\omega_{ut}$ :

$$W_{k-k} = \frac{J_k \cdot \Delta\omega_{ut}^2}{2}$$

Кінетична енергія,  $W_k$  (Дж), потрібна для прискорення як валу, так і шарніра на  $\Delta\omega_{ut}$ :

$$W_k = W_{k-a} + W_{k-k}$$

$$W_k = \frac{\Delta\omega_{ut}^2}{2} (J_a + J_k)$$

$$W_k = \left( 3 \cdot n_m \left( \frac{1}{\cos \alpha} - \cos \alpha \right) \right)^2 \cdot (M_a (R_a^2 + r_a^2) + M_k \cdot R_k^2)$$

$$W_k = \left( 3 \cdot n_m \left( \frac{1}{\cos \alpha} - \cos \alpha \right) \right)^2 \cdot (\rho_a \cdot l_a \cdot \pi (R_a^4 - r_a^4) + \rho_k \cdot l_k \cdot \pi \cdot R_k^4)$$

Частота,  $f$ , коливань на середньому валу (вал прискорюється і сповільнюється двічі за один оберт):

$$f = 4 \cdot \frac{n_m}{60} = \frac{n_m}{15}$$

Втрати енергії,  $P_{tot}$ , викликані коливаннями:

$$P_{tot} = f \cdot W_k$$

$$P_{tot} = \frac{3 \cdot n_m^3}{5} \cdot \left( \frac{1}{\cos \alpha} - \cos \alpha \right)^2 \cdot (\rho_a \cdot l_a \cdot \pi (R_a^4 - r_a^4) + \rho_k \cdot l_k \cdot \pi \cdot R_k^4)$$

## 2.2.2 Розрахунки на основі прискорення вала

Розрахунки:

Кутова швидкість гвинтового валу,  $\omega_{in}$  (рад/с):

$$\omega_{in} = \frac{n_m \cdot 2\pi}{60} = \frac{n_m \cdot \pi}{30}$$

Вага валу,  $M_a$  (кг):

$$M_a = \rho_a \cdot l_a \cdot \pi (R_a^2 - r_a^2)$$

Орієнтовна вага шарніра,  $M_k$  (кг):

$$M_k = \rho_k \cdot l_k \cdot \pi \cdot R_k^2$$

Момент інерції валу,  $J_a$  (кг м<sup>2</sup>):

$$J_a = M_a \frac{R_a^2 + r_a^2}{2}$$

Орієнтовний момент інерції шарніра,  $J_k$  (кг м<sup>2</sup>):

$$J_k = M_k \frac{R_k^2}{2}$$

$$J_a = \frac{\rho_a \cdot l_a \cdot \pi (R_a^4 - r_a^4)}{2}$$

$$J_k = \frac{\rho_k \cdot l_k \cdot \pi \cdot R_k^4}{2}$$

$$J = J_a + J_k = \frac{\rho_a \cdot l_a \cdot \pi (R_a^4 - r_a^4)}{2} + \frac{\rho_k \cdot l_k \cdot \pi \cdot R_k^4}{2}$$

Інерційний крутний момент на пропелерному валу,  $M_{inertia}$  (Нм):

$$M_{inertia} = 2 \cdot J \cdot \omega_{in}^2 \frac{\cos \beta \sin^2 \beta \sin 2\varphi}{(1 - \sin^2 \beta \sin^2 \varphi)^2}$$

$$M_{inertia} = (\rho_a \cdot l_a \cdot \pi (R_a^4 - r_a^4) + \rho_k \cdot l_k \cdot \pi \cdot R_k^4) \cdot \left( \frac{n_{in} \cdot \pi}{30} \right)^2 \cdot \frac{\cos \beta \sin^2 \beta \sin 2\varphi}{(1 - \sin^2 \beta \sin^2 \varphi)^2}$$

### 2.3 2-секційний карданний вал із підвісним з обох сторін

Координати на карданному валу

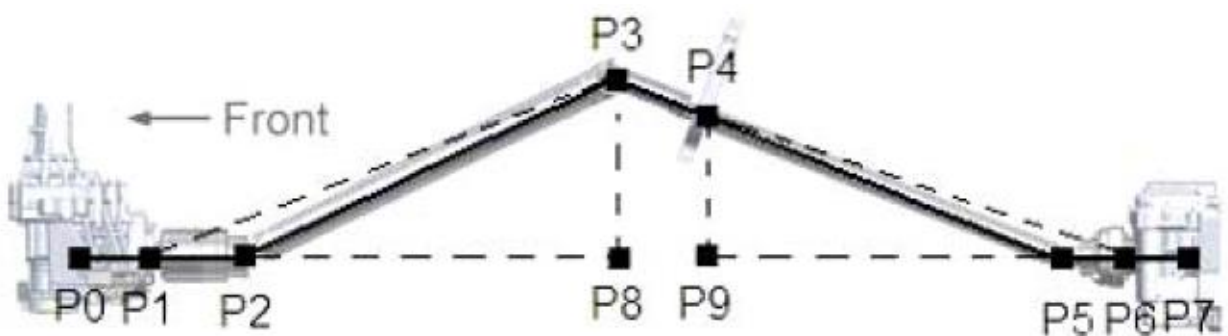


Рис. 2.1. Координати на валу.

Вхідні дані:

$$P_0, P_1, P_4, P_6, P_7, |\vec{0.1}|, |\vec{2.3}|, |\vec{3.4}|, |\vec{3.5}|, |\vec{6.7}|$$

Вектор 0.1 (CVJ1) та його довжина визначаються між центром сполучної поверхні на CVJ1 та передньою кінцевою точкою CVJ1.

$$\vec{0.1} = P_1 - P_0 \Rightarrow |\vec{0.1}|$$

Вектор 6.7 (CVJ2) та його довжина визначаються між задньою кінцевою точкою на CVJ2 та центром сполучної поверхні на CVJ2.

$$\vec{6.7} = P_7 - P_6 \Rightarrow |\vec{6.7}|$$

Допоміжний вектор 4.6 та його довжина визначаються.

$$\vec{4.6} = P_6 - P_4 \Rightarrow |\vec{4.6}|$$

Допоміжний вектор 9.6 та його довжина обчислюються через проєкцію допоміжного вектора 4.6 на вектор 6.7 (CVJ2).

$$\vec{9.6} = \frac{\vec{4.6} \cdot \vec{6.7}}{|\vec{6.7}|^2} \cdot \vec{6.7} \Rightarrow |\vec{9.6}|$$

Допоміжний вектор 4.9 та його довжина визначаються.

$$\vec{4.9} = \vec{4.6} - \vec{9.6} \Rightarrow |\vec{4.9}|$$

Допоміжна координата  $P_9$  визначається.

$$P_9 = P_4 + \vec{4.9}$$

Довжина вектора 4.5 (задня частина вала 2) визначається.

$$|\vec{4.5}| = |\vec{3.5}| - |\vec{3.4}|$$

Довжина допоміжного вектора 9.5 визначається.

$$|\vec{9.5}| = \sqrt{|\vec{4.5}|^2 - |\vec{4.9}|^2}$$

Довжина вектора 5.6, який є плунжером CVJ2, визначається.

$$|\vec{5.6}| = |\vec{9.6}| - |\vec{9.5}|$$

Вектор 5.6 (плунжер CVJ2) визначається.

$$\vec{5.6} = \frac{|\vec{5.6}|}{|\vec{6.7}|} \cdot \vec{6.7}$$

Центр шарніра CVJ2 визначається.

$$P_5 = P_6 - \vec{5.6}$$

Вектор 4.5 (задня частина вала 2) визначається.

$$\vec{4.5} = \vec{4.6} - \vec{5.6}$$

Вектор 3.4 (передня частина вала 2) визначається.

$$\vec{3.4} = \frac{|\vec{3.4}|}{|\vec{4.5}|} \cdot \vec{4.5}$$

Центр шарніра UJ1 визначається.

$$P_3 = P_4 - \vec{3.4}$$

Допоміжний вектор 1.3 та його довжина визначаються.

$$\vec{1.3} = P_3 - P_1 \Rightarrow |\vec{1.3}|$$

Допоміжний вектор 1.8 та його довжина визначаються через проєкцію допоміжного вектора 1.3 на вектор 0.1 (CVJ1).

$$1.8 = \frac{\vec{1.3} \cdot \vec{0.1}}{|\vec{0.1}|^2} \cdot \vec{0.1} \Rightarrow |\vec{1.8}|$$

Допоміжний вектор 8.3 та його довжина визначаються.

$$\vec{8.3} = \vec{1.3} - \vec{1.8} \Rightarrow |\vec{8.3}|$$

Допоміжна координата  $P_8$  визначається.

$$P_8 = P_3 - \vec{8.3}$$

Довжина допоміжного вектора 2.8 визначається.

$$|\vec{2.8}| = \sqrt{|\vec{2.3}|^2 - |\vec{8.3}|^2}$$

Довжина вектора 1.2, який є плунжером CVJ1, визначається.

$$|\vec{1.2}| = |\vec{1.8}| - |\vec{2.8}|$$

Вектор 1.2 (осідання CVJ1) розраховано.

$$\vec{1.2} = \frac{|\vec{1.2}|}{|\vec{0.1}|} \cdot \vec{0.1}$$

Центр шарніра CVJ1 визначається.

$$P_2 = P_1 + \vec{1.2}$$

Вектор 2.3 (вал 1) визначається.

$$\vec{2.3} = \vec{1.3} - \vec{1.2}$$

## 2.4 Тричастинний вал з опорами на обох кряях

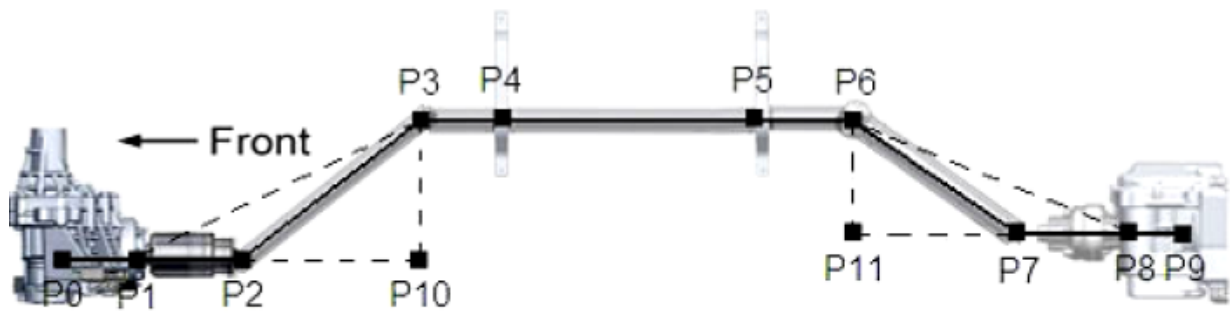


Рис. 2.2. Визначення координат на карданному валу.

Вихідні дані:

$$P_0, P_1, P_4, P_5, P_8, P_9, |\vec{2.3}|, |\vec{3.4}|, |\vec{5.6}|, |\vec{6.7}|$$

Вектор 4.5 (центральна частина другого валу) і його протяжність вимірюється між осередком опори підшипника 2 та осередком опори підшипника 1.

$$\vec{4.5} = P_5 - P_4 \Rightarrow |\vec{4.5}|$$

Вектор 0.1 (CVJ1) та його протяжність вимірюються від центру стикової площі на CVJ1 до переднього торця CVJ1.

$$\vec{0.1} = P_1 - P_0 \Rightarrow |\vec{0.1}|$$

Вектор 8.9 (CVJ2) визначається між заднім торцем CVJ2 і центром стикової площі на CVJ2.

$$\vec{8.9} = P_9 - P_8 \Rightarrow |\vec{8.9}|$$

Вектор 3.4 (передній кінець валу 2) визначається.

$$\vec{3.4} = \frac{|\vec{3.4}|}{|\vec{4.5}|} \cdot \vec{4.5}$$

Вектор 5.6 (задній кінець валу 2) визначається.

$$\vec{5.6} = \frac{|\vec{5.6}|}{|\vec{4.5}|} \cdot \vec{4.5}$$

Осередок з'єднання UJ1 визначається.

$$P_3 = P_4 - 3.4$$

Осередок з'єднання UJ2 визначається.

$$P_6 = P_5 - 5.6$$

Допоміжний вектор 1.3 визначається.

$$\vec{1.3} = P_3 - P_1$$

Протяжність допоміжного вектора 1.10 вимірюється шляхом проєкції допоміжного вектора 1.3 на Вектор.

$$1.10 = \frac{\vec{1.3} \cdot \vec{0.1}}{|\vec{0.1}|^2} \cdot \vec{0.1} \Rightarrow |\vec{1.10}|$$

Протяжність допоміжного вектора 10.3 визначається.

$$\vec{10.3} = \vec{1.3} - \vec{1.10} \Rightarrow |\vec{10.3}|$$

Допоміжна координата P10 визначається.

$$P_{10} = P_1 + 1.10$$

Протяжність допоміжного вектора 2.10 визначається.

$$|\vec{2.10}| = \sqrt{|\vec{2.3}|^2 - |\vec{10.3}|^2}$$

Протяжність вектора 1.2, що є поглибленням CVJ1, визначається.

$$|\vec{1.2}| = |\vec{1.10}| - |\vec{2.10}|$$

Вектор 1.2 визначається.

$$\vec{1.2} = \frac{|\vec{1.2}|}{|\vec{0.1}|} \cdot \vec{0.1}$$

Осередок з'єднання CVJ1 визначається.

$$P_2 = P_1 - 1.2$$

Вектор 2.3 (перший вал) визначається.

$$\vec{2.3} = \vec{1.3} - \vec{1.2}$$

Допоміжний вектор 6.8 визначається.

$$\vec{6.8} = P_8 - P_6$$

Протяжність допоміжного вектора 11.8 визначається шляхом проєкції допоміжного вектора 6.8 на вектор 8.9 (CVJ2).

$$11.8 = \frac{\vec{6.8} \cdot \vec{8.9}}{|\vec{8.9}|^2} \cdot \vec{8.9} \Rightarrow |11.8|$$

Протяжність допоміжного Вектора 6.11 визначається.

$$\vec{6.11} = \vec{6.8} - \vec{11.8} \Rightarrow |\vec{6.11}|$$

Допоміжна координата  $P_{11}$  визначається.

$$P_{11} = P_6 + \vec{6.11}$$

Протяжність допоміжного вектора 11.7 визначається.

$$|\vec{11.7}| = \sqrt{|\vec{6.7}|^2 - |\vec{6.11}|^2}$$

Протяжність вектора 7.8, що є поглибленням CVJ2, визначається.

$$|\vec{7.8}| = |\vec{11.8}| - |\vec{11.7}|$$

Вектор 7.8 (поглиблення CVJ2) визначається.

$$\vec{7.8} = \frac{|\vec{7.8}|}{|\vec{8.9}|} \cdot \vec{8.9}$$

Вектор 6.7 (третій вал) визначається.

$$\vec{6.7} = \vec{6.8} - \vec{7.8}$$

Осередок з'єднання CVJ2 визначається.

$$P_7 = P_6 + \vec{6.7}$$

## 2.5 Карданний вал з підвісними на обох кінцях

Вхідні дані:

$$P_0, P_1, P_4, P_6, P_8, P_9, |\vec{2.3}|, |\vec{3.4}|, |\vec{5.6}|, |\vec{6.7}|$$

Вектор 0.1 (CVJ1) та його довжина розраховані між центром сполучної поверхні на CVJ1 та переднім кінцевим пунктом CVJ1.



$$\vec{0.1} = P_1 - P_0 \Rightarrow |\vec{0.1}|$$

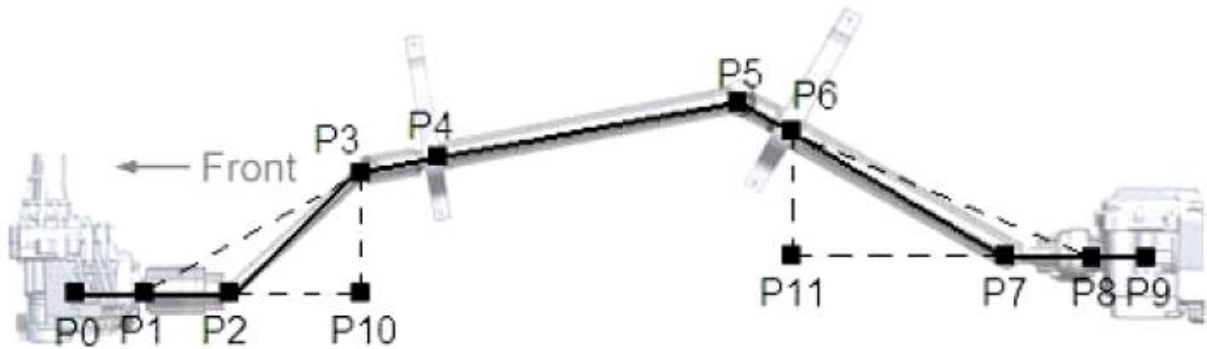


Рис. 2.3. Координати на гребному валу.

Вектор 8.9 (CVJ2) та його довжина розраховані між заднім кінцевим пунктом CVJ2 та центром сполучної поверхні CVJ2.

$$\vec{8.9} = P_9 - P_8 \Rightarrow |\vec{8.9}|$$

Допоміжний вектор 6.8 та його довжина розраховані.

$$\vec{6.8} = P_8 - P_6 \Rightarrow |\vec{6.8}|$$

Допоміжний вектор 11.8 та його довжина розраховані шляхом проектування допоміжного вектора 6.8 на вектор 8.9 (CVJ2).

$$\vec{11.8} = \frac{\vec{6.8} \cdot \vec{8.9}}{|\vec{8.9}|^2} \cdot \vec{8.9} \Rightarrow |\vec{11.8}|$$

Допоміжний вектор 6.11 та його довжина розраховані.

$$\vec{6.11} = \vec{6.8} - \vec{11.8} \Rightarrow |\vec{6.11}|$$

Допоміжна координата  $P_{11}$  розрахована.

$$P_{11} = P_6 + \vec{6.11}$$

Довжина допоміжного вектора розрахована.

$$|\vec{11.7}| = \sqrt{|\vec{6.7}|^2 - |\vec{6.11}|^2}$$

Довжина вектора 7.8, яка є зануренням CVJ2, розрахована.

$$|\vec{7.8}| = |\vec{11.8}| - |\vec{11.7}|$$

Вектор 7.8 (занурення CVJ2) розрахований.

$$\vec{7.8} = \frac{|\vec{7.8}|}{|\vec{8.9}|} \cdot \vec{8.9}$$

Центр шарніру CVJ2 розрахований.

$$P_7 = P_8 - \vec{7.8}$$

Вектор 6.7 (задня частина валу 3) розрахований.

$$\vec{6.7} = \vec{6.8} - \vec{7.8}$$

Вектор 5.6 (передня частина валу 3) розрахований.

$$\vec{5.6} = \frac{|\vec{5.6}|}{|\vec{6.7}|} \cdot \vec{6.7}$$

Центр шарніру UJ2 розрахований.

$$P_5 = P_6 - \vec{5.6}$$

Вектор 4.5 (задня частина валу 2) та його довжина розраховані.

$$\vec{4.5} = P_5 - P_4 \Rightarrow |\vec{4.5}|$$

Вектор 3.4 (передня частина валу 2) розрахований.

$$\vec{3.4} = \frac{|\vec{3.4}|}{|\vec{4.5}|} \cdot \vec{4.5}$$

Центр шарніру UJ1 розрахований.

$$P_3 = P_4 - \vec{3.4}$$

Допоміжний вектор 1.3 та його довжина розраховані.

$$\vec{1.3} = P_3 - P_1 \Rightarrow |\vec{1.3}|$$

Допоміжний вектор 1.10 та його довжина розраховані шляхом проектування допоміжного вектора 1.3 на вектор 0.1 (CVJ1).

$$\vec{1.10} = \frac{\vec{1.3} \cdot \vec{0.1}}{|\vec{0.1}|^2} \cdot \vec{0.1} \Rightarrow |\vec{1.10}|$$

Допоміжний вектор 10.3 та його довжина розраховані.

$$\vec{10.3} = \vec{1.3} - \vec{1.10} \Rightarrow |\vec{10.3}|$$

Допоміжна координата  $P_{10}$  розрахована.

$$P_{10} = P_3 - \vec{10.3}$$

Довжина допоміжного вектора 2.10 розрахована.

$$|\vec{2.10}| = \sqrt{|\vec{2.3}|^2 - |\vec{10.3}|^2}$$

Довжина вектора 1.2, яка є зануренням CVJ1, розрахована.

$$|\vec{1.2}| = |\vec{1.10}| - |\vec{2.10}|$$

Вектор 1.2 (занурення CVJ1) розрахований.

$$\vec{1.2} = \frac{|\vec{1.2}|}{|\vec{0.1}|} \cdot \vec{0.1}$$

Центр шарніру CVJ1 розрахований.

$$P_2 = P_1 + \vec{1.2}$$

Вектор 2.3 (перший вал) розрахований.

$$\vec{2.3} = \vec{1.3} - \vec{1.2}$$

## 2.6 Вимірювання та параметри поглиблень на різних типах карданних шарнірів

Шарнір карданний зі шліцевим з'єднанням:

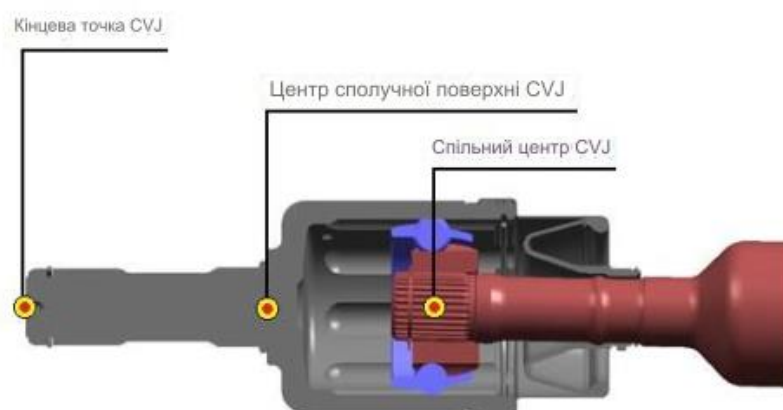


Рис. 2.4. Позиціонування на шарнірі.

Відстані між завершальною точкою шліців, серединою шарніра (під час поглиблення с) та точкою з'єднання з валом заміряються. Ці відстані застосовуються для визначення моменту інерції за масою.

Поглиблення С визначає віддаленість від осередку поглиблення до з'єднувальної поверхні.

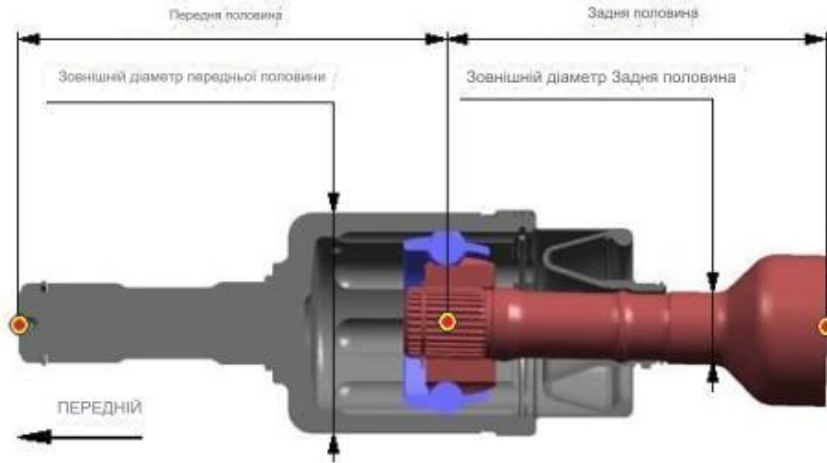


Рис. 2.5. Габарити шарніра.

Мінімальне поглиблення означає довжину від серцевини поглиблення до його передньої межі.

Максимальне поглиблення означає довжину від серцевини поглиблення до його задньої межі.

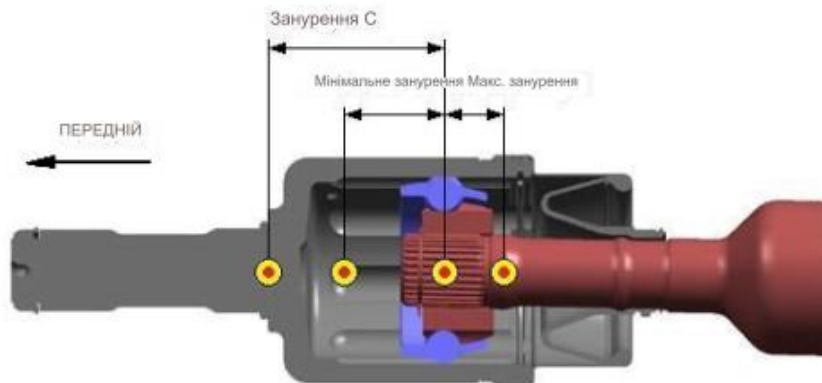


Рис. 2.6. Поглиблення у шарнірі.

Шарнір із фланцевим з'єднанням:

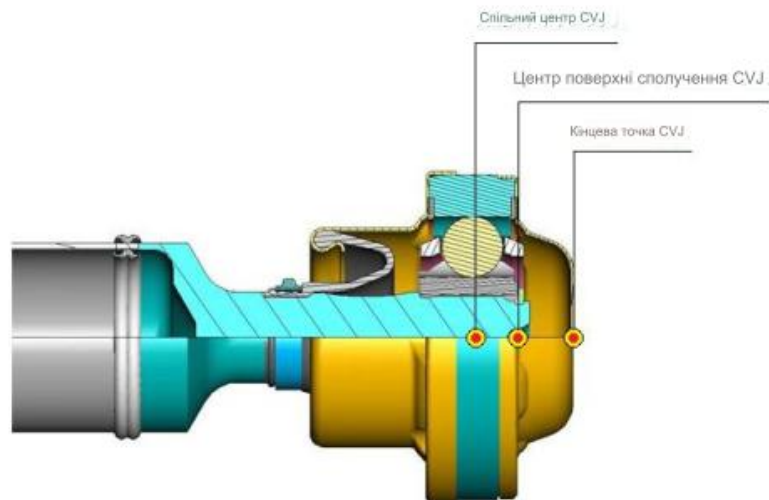


Рис. 2.7. Розташування на шарнірі CV

Вимірювання проводяться від точки зварювання на валі до центру шарніра (у момент поглиблення  $s$ ) та до крайньої точки.

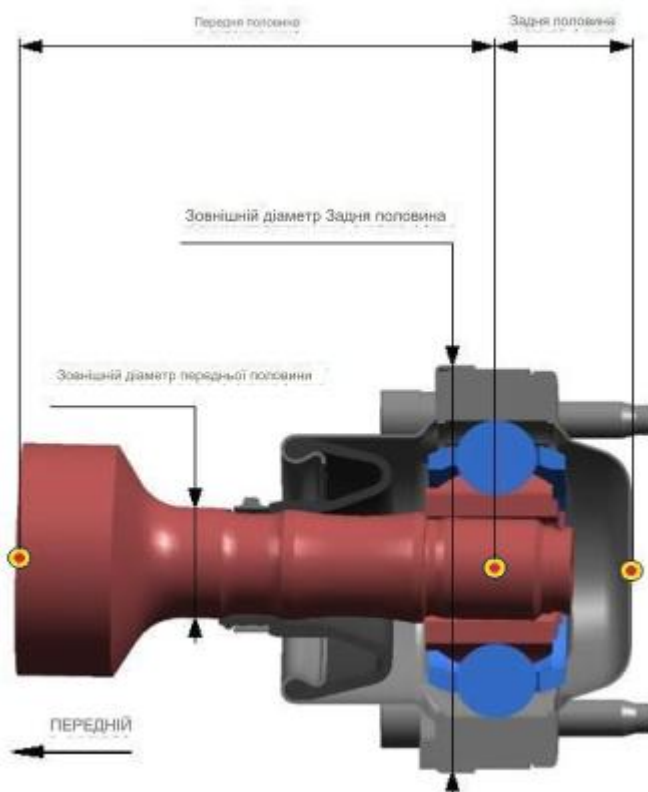


Рис. 2.8. Виміри шарніра.

Поглиблення  $S$  визначає відстань від осередку поглиблення до з'єднувальної поверхні.

Мінімальне поглиблення вказує на відстань від центральної точки поглиблення до передньої межі.

Максимальне поглиблення позначає відстань від центральної точки поглиблення до задньої межі.

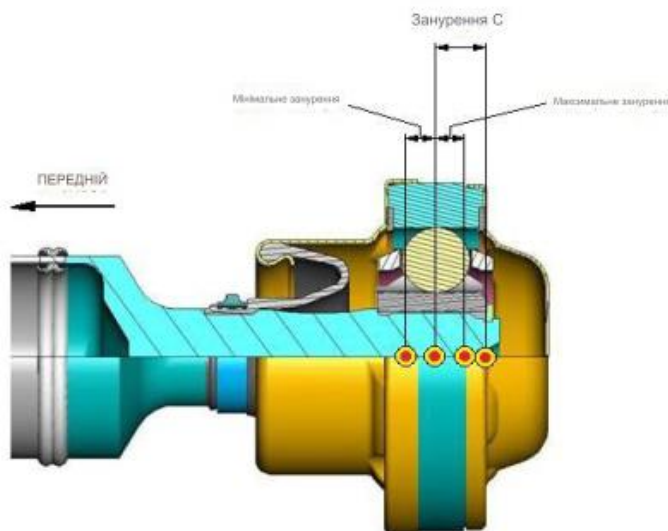


Рис. 2.9. Поглиблення у шарнірі.

Універсальний шарнір та опорний підшипник:

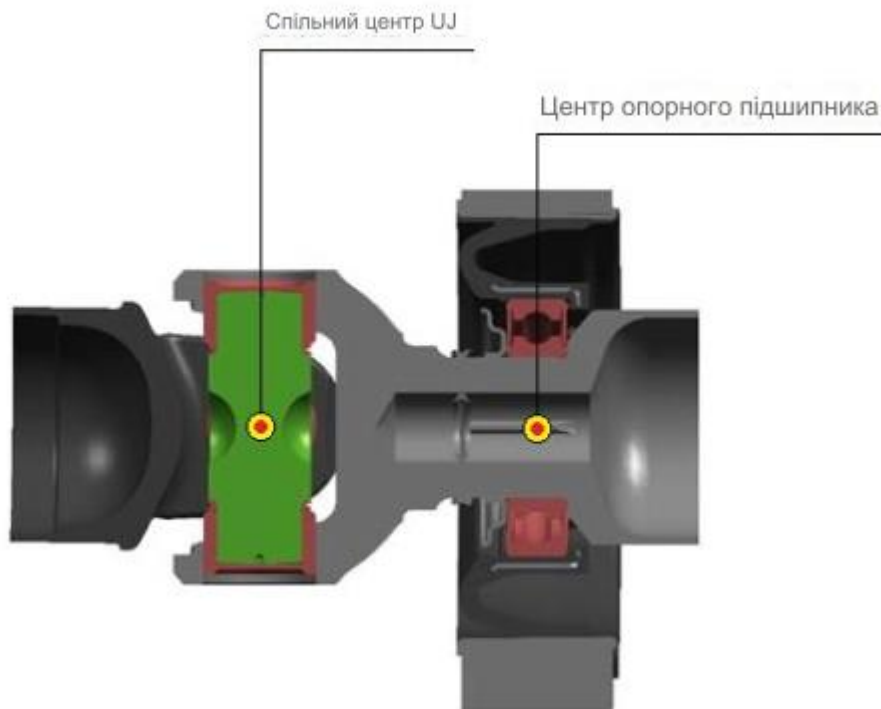


Рис. 2.10. Положення універсального шарніра та опорного підшипника  
Вимірювання здійснюються між точками зварювань і центром шарніра.

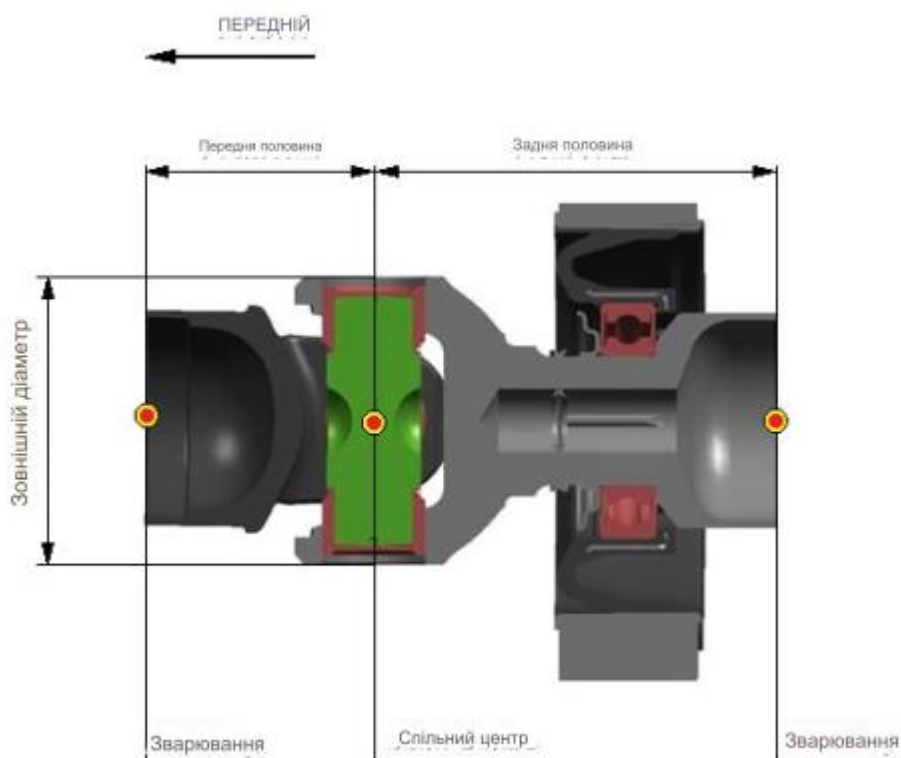


Рис. 2.11. Виміри та розташування на універсальному шарнірі  
Комплектні гребні вали, приєднані до РТУ спереду та RDM ззаду:  
Вимірювання здійснюються між центрами шарнірів.



Рис. 2.12. Виміри та положення на карданному валі.

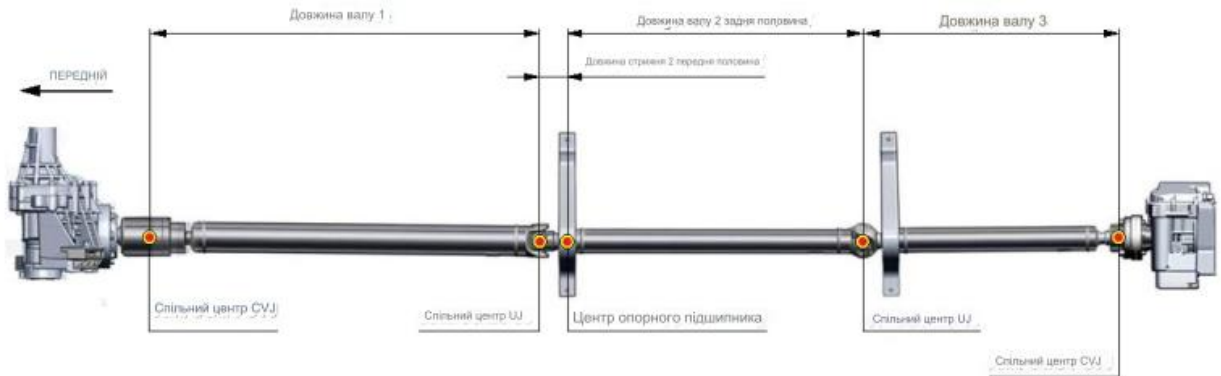


Рис. 2.13. Виміри та положення на карданному валі.

### 3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

#### 3.1 Основні компоненти для обчислення карданної хрестовини

Карданна хрестовина зазнає вигину, зсуву і компресії під дією сили  $F_1$  (див. рисунок 3.1).

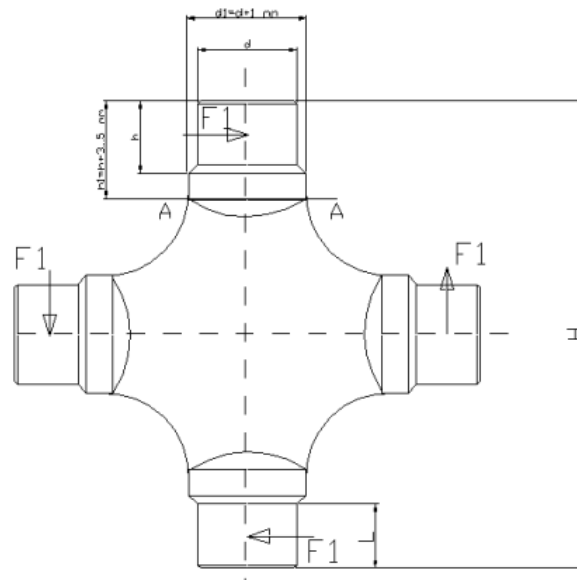


Рис. 3.1. Розрахункова схема карданного хреста

Величина сили  $F_1$  визначається відповідно до відношення:

$$F_1 = \frac{F}{\cos \gamma} = \frac{5,42}{\cos 20} = 5,76 \text{ kN},$$

де  $\gamma$  - кут між осіми валів.

$$F = \frac{M_c}{2 \cdot R} = \frac{300 \cdot 10^3}{2 \cdot 27,7} = 5,42 \text{ kN}$$

Напруження згину в секції А-А визначається за наступним виразом:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} = \frac{F_1 \cdot \left( h_1 - \frac{L}{2} \right)}{0,1 \cdot d_1^3},$$

$$\sigma_i = \frac{15,37 \cdot 10^3 \cdot \left( 15 - \frac{10,5}{2} \right)}{0,1 \cdot 18,65^3} = 231 \text{ МПа}.$$

Дозволене напруження згину є  $\sigma_{ai}=750 \text{ Н/мм}^2$ . Напруження зсуву біля підстави валу обчислюється згідно з наступною формулою:



$$\tau_f = \frac{4F'}{3 \cdot A} = \frac{4 \cdot 7,19 \cdot 10^3}{3 \cdot 262,32} = 36,57 \text{ MPa},$$

де сила  $F'$  обчислюється відповідно до наступної формули:

$$F' = \frac{M_c}{2(R - 0,5h) \cdot \cos \gamma} = \frac{300 \cdot 10^3}{2(27,7 - 0,5 \cdot 11) \cdot \cos 20} = 7,19 \text{ kN}$$

Рекомендоване значення  $\tau_{af}$  становить 80-120Н/мм<sup>2</sup>.

Перевірка на зсув проводиться шляхом обчислення одиничного напруження на осі хреста, зумовленого силою  $F_1$ , відповідно до формули:

$$\sigma_s = \frac{F_1}{d \cdot h} = \frac{5,76 \cdot 10^3}{18,28 \cdot 11,08} = 28,44 \text{ MPa}$$

Рекомендовано:  $\sigma_{sa}=75-100 \text{ Н/мм}^2$  для голчастих підшипників.

### 3.2 Поведінка карданні хрестовини методом скінченних елементів

Модуль САЕ (Інженерія з комп'ютерною підтримкою) був інтегрований у системи СІМ (Комп'ютерно інтегроване виробництво) після запуску модуля САД (Комп'ютерне проектування). Цей модуль з'явився одночасно з розробкою методу скінченних елементів. Спершу цей метод застосовували для розрахунків механічних конструкцій авіаційних апаратів, згодом він став використовуватися для вирішення проблем, пов'язаних із матеріальною неперервністю. Такі завдання мають на меті визначити одну чи декілька невідомих функцій в обраній області, наприклад: зміщення, шестерні, температури, напруження, характерні деформації тощо, залежно від особливостей досліджуваної проблеми. У розділі, присвяченому чисельним симуляціям поведінки карданної трансмісії з використанням методу скінченних елементів, ми зосередимо увагу на проблемах, що стосуються структурної поведінки, зокрема, аналізу поведінки з точки зору міцності. Ці випробування мають на меті визначення певних показників (вузлові зміщення, напруження, деформації) за умови прикладення різноманітних видів навантажень. Прикладені навантаження можуть бути сили, тиски та моменти.

Геометрична модель, використана для статичного аналізу, була створена для відкритої карданної передачі в робочому стані. Карданна передача

автомобіля Dacia була змодельована з таких компонентів: фланець з кінця з приводом, труба  $\varnothing$  630, шліцевий вал, шліцева втулка, карданний хрест 1, шийка втулки 1, труба  $\varnothing$  730, вилка втулки 2, карданний хрест 2 та фланцева вилка на кінці до диференціала, після чого вся модель була скомпонована. Також були змодельовані підшипники, що встановлюються на кінцях карданних хрестів. На рисунку 3.2 представлено модель відкритої передачі.

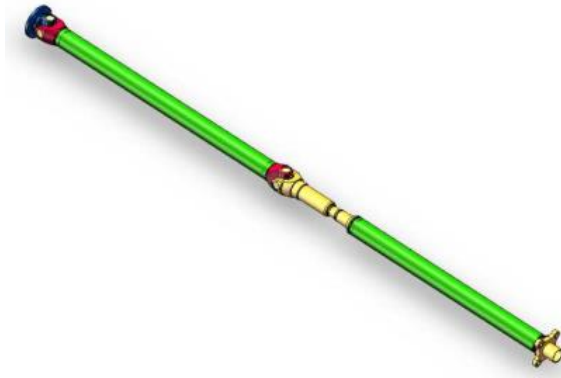


Рис. 3.2. Моделювання карданної передачі в Solidworks (загальний вигляд).

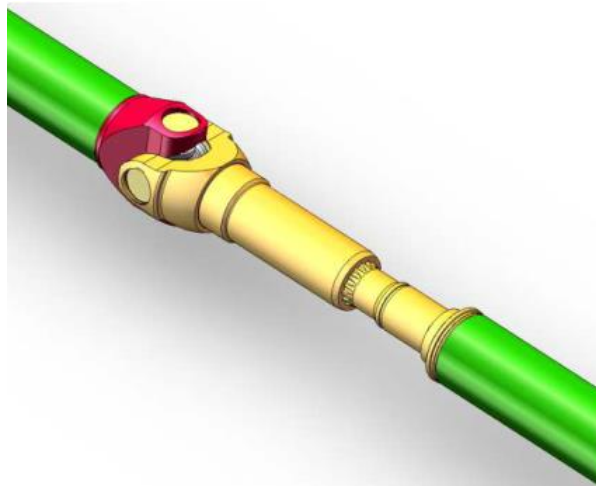


Рис. 3.3. Моделювання карданної передачі в Solidworks (деталь).



Рис. 3.4. Моделювання карданної передачі в Solidworks (деталь).

Щоб створити модель, яка в поведінці якомога точніше відповідає реальній і при цьому зменшити тривалість процесу, було вилючено дрібні деталі

(такі як малі сполучення чи виїмки), а місця з неоднорідностями на структурі були замінені на однорідні скінченні елементи.

Так ми сформували однорідну сітку скінченних елементів, яку можна побачити на рисунках 3.5-3.6 (версія з відкритим контуром).



Рис. 3.5. Сітчаста модель карданної передачі (загальний вигляд).

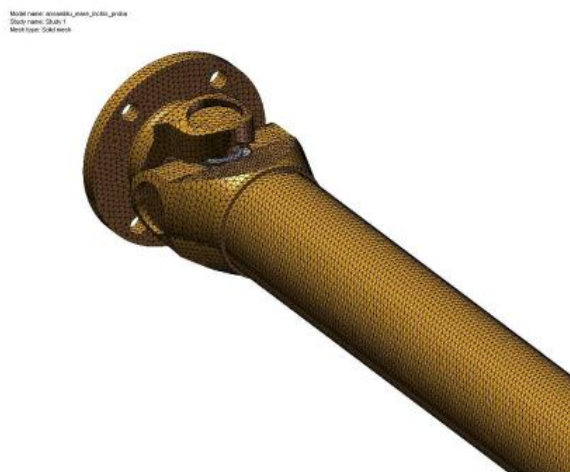


Рис. 3.6. Сітчаста модель передачі (деталь).

Метою статичного аналізу є визначення рівнів напружень та деформацій при статичному навантаженні моделі. Аналіз проводився для параметризованої моделі карданної передачі автомобіля Dacia 1307 пікап з двома варіантами конструкції: з закритим і відкритим контуром передачі. Статичну поведінку досліджено в обох випадках для порівняння результатів, отриманих з аналізу скінченних елементів структурних компонентів карданних передач.

Для проведення статичного аналізу на кінці, що звернений до диференціалу, ми застосовуємо навантаження на фланцеву вилку, щоб

обмежити ступені свободи і зафіксувати цей кінець. На кінці, розташованому біля приводу, прикладаємо постійний момент сили 300 Нм. Розташування напружень та деформацій демонструється на рисунках 3.7.

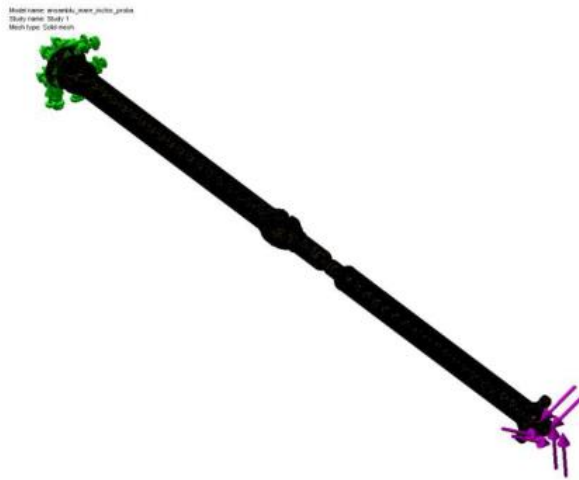


Рис. 3.7. Накладення напружень та деформацій на карданну передачу (загальний вигляд).

Елементи карданної трансмісії охоплюють: 1 - фланцеву вилку, 2 - ступичну вилку, 3 - датчик порожнього валу, 4 - карданний хрестовин, 5 - блокувальне кільце; 6 - роликотпідшипник голчастого типу; 7 - босову вилку, 8 - перехідний вал, 9 - датчик порожнього валу; 10 - фланець.

Рисунок 3.8. Діаграма зміни напружень– трансмісія з відкритим контуром ( $\sigma_{VM}=290,51$  МПа).

Досліджуючи діаграми напружень для всієї карданної передачі (рисунок 3.8), можемо відмітити, що їх пікове значення досягає 290,511 МПа. Це пікове значення зафіксовано на карданному хресті 2 (карданний хрест, який розміщений ближче до диференціалу транспортного засобу) у конфігурації з відкритим контуром. В конфігурації з закритим контуром максимальне напруження також виявлено на карданному хресті 2, проте його максимальне значення менше - 269,15 МПа. Напруження у решті компонентів передачі коливаються від 0 до 180 МПа.

У послідовності рисунків 3.9 – 3.12 ми показуємо графіки варіацій напружень та графік варіацій одиничної деформації.

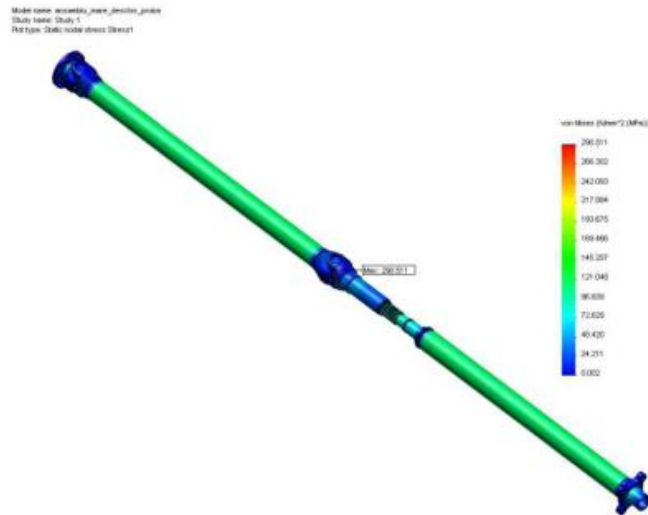


Рис. 3.8. Представлення графіків варіації напружень для карданної передачі.

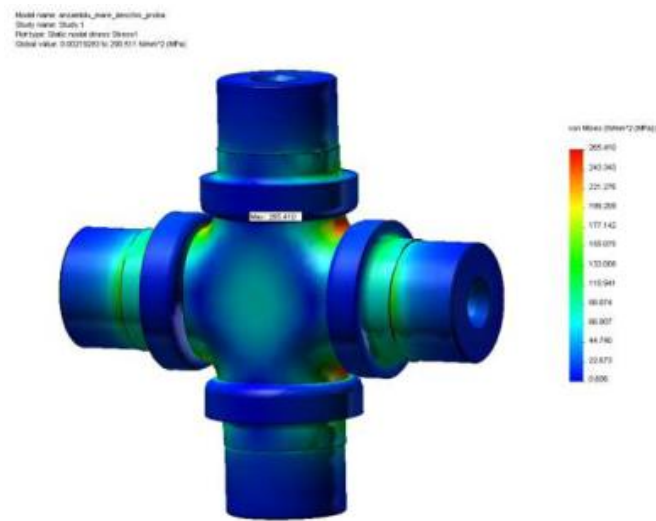


Рис. 3.9. Графік зміни напруження – карданна хрестовина 1 – Трансмсія з відкритим контуром ( $\sigma_{VM}=295,11$  МПа).

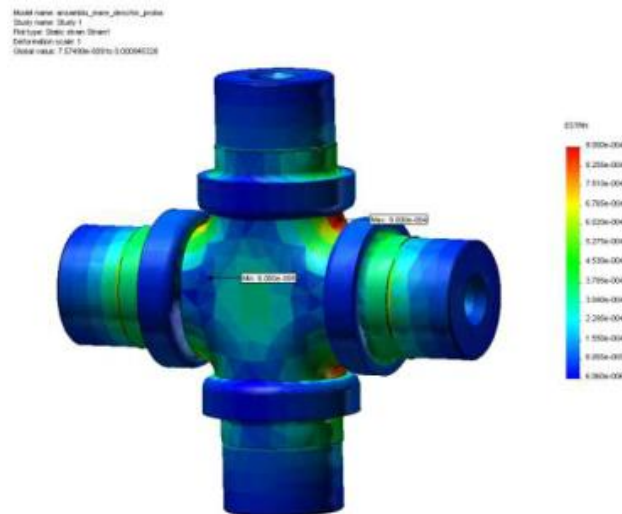


Рис. 3.10. Графік зміни одиничної деформації – карданна хрестовина 1 – Трансмсія з відкритим контуром ( $\epsilon_{VM}=9 \cdot 10^{-4}$ ).

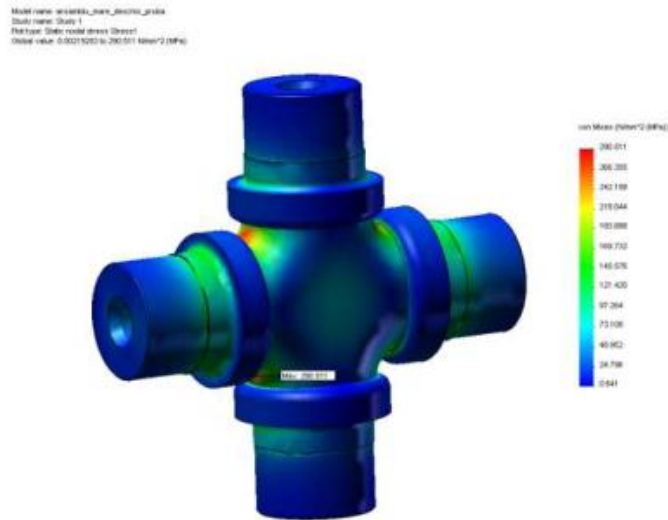


Рис. 3.11. Графік зміни напруження – карданна хрестовина 2 – Трансмсія з відкритим контуром ( $\sigma_{VM}=290,51$  МПа).

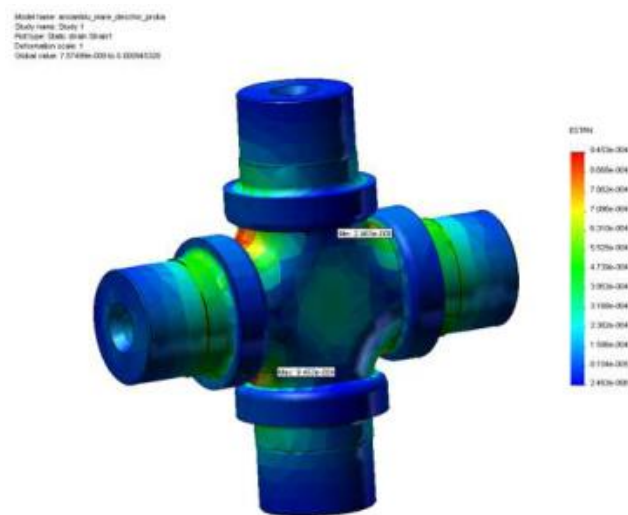


Рис. 3.12. Графік зміни одиничної деформації – карданна хрестовина 2 – Трансмсія з відкритим контуром ( $\epsilon_{VM}=9,453 \cdot 10^{-4}$ ).

Завершений статичний аналіз виявив максимальні показники, які представлені у таблиці 3.1 для елементів карданної трансмісії.

Таблиця 3.1. Максимальні значення, отримані на компонентах карданної передачі.

№	Найменування компонентів карданної передачі	Карданна передача з відкритим контуром			
		$\sigma_{VM}$ [МПа]	$\epsilon_{VM}$ [ $10^{-3}$ мм]	$d_n$ [мм]	$c$
1	Фланцева вилка	97,07	0,3	0,02	5,46
2	Карданна хрестовина 1	265,41	0,053	0,9	3,01

3	Вилка ступиці 1	80,7	0,17	0,067	8,43
4	Вилка ступиці 2	70,50	0,23	1,04	8,23
5	Карданна хрестовина 2	290,51	0,95	0,93	2,75
6	Босова вилка	151,62	0,30	1,1	3,50
7	Проміжний вал	126,45	0,47	0,96	4,19
8	Фланець	90,6	0,38	3,18	5,85

### 3.3 Оптимізація карданної хрестовини

Техніки оптимізації застосовуються при необхідності визначення найкращого варіанту з численних альтернатив. Найкращий варіант - це той, що відповідає всім критеріям задачі, але мінімізує такі параметри як висота, площа, обсяг, деформація, витрати тощо.

Майже всі аспекти проблеми можна оптимізувати, від розміру (товщини), форми (радіуса закруглення), вартості виробництва, собівартості частот, до властивостей матеріалу. Фактично, будь-які параметри, що підлягають параметризації, можуть бути оптимізовані.

Обидва підходи, метод апроксимації субзадач та метод першого порядку, які описані у попередньому розділі, включають послідовність циклічних аналізів. Спочатку програма виконує аналіз, використовуючи первинний набір даних, а потім, на основі отриманих результатів та встановлених критеріїв, змінює набір даних і переходить до наступного кроку.

У цьому конкретному прикладі ми прагнемо здійснити оптимізацію карданного хреста, зображеного на рисунку 3.13, з метою мінімізації об'єму деталі, враховуючи такі фактори, як радіус заокруглення між рукавами карданного хреста та товщина хреста.

Перед визначенням процедур оптимізації потрібно визначити ряд понять, таких як змінні дизайну, змінні стану, цільова функція, допустимі та недопустимі множини, файл аналізу, ітерації і так далі.

Змінні дизайну є незалежними змінними, які модифікуються для отримання оптимального результату. Необхідно встановити крайні границі для цих змінних. Максимальні та мінімальні значення для всіх змінних дизайну,

такі як межі  $G1_{\max}$  та  $G1_{\min}$ , повинні бути встановлені, щоб визначити діапазон, у якому ці змінні можуть змінюватися.

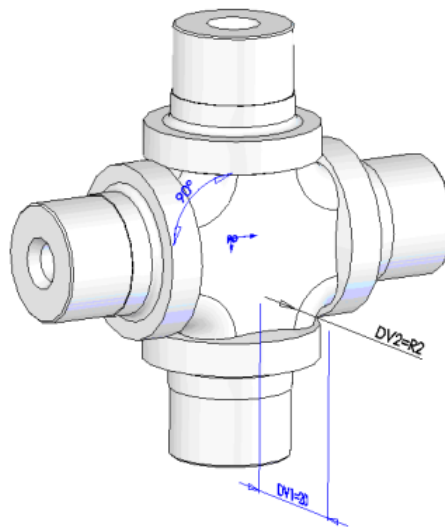


Рис. 1.13. Частина, що проходить аналіз структурної оптимізації.

Змінні стану, відомі також як залежні змінні, зазвичай представляють кількісні реакції функцій, які залежать від змінних проектування. Змінна стану може мати мінімальне і максимальне значення або лише одну межу. Наразі кільце деформації обмежене однією змінною стану - напруженням за Вон Мізесом. При проведенні аналізу оптимізації за допомогою Ansys може бути визначено до 100 змінних стану.

Фактично, цільова функція - це змінна, що підлягає оптимізації. Вона повинна залежати від змінних проектування, тобто зміна значень змінних проектування впливає на значення цільової функції. У випадку кільця безпеки, різниця між одиничними деформаціями, вимірними на зовнішній та внутрішній поверхнях, визначена як цільова функція, яку планується мінімізувати.

Змінні стану, змінні проектування та цільова функція відносяться до оптимізаційних змінних, представлених параметрами у програмі Ansys. Користувач повинен визначити, які з параметрів є змінними проектування, змінними стану та яка є цільовою функцією. Набір проектування - це простий набір значень параметрів, що представляє конкретну конфігурацію моделі. Загалом, набір проектування характеризується значеннями змінних



проектування, але містить усі параметри моделі (навіть ті, які не є змінними проектування).

Допустимий набір проектування - це той набір, що відповідає всім обмеженням, накладеним на змінні стану та проектування. Якщо хоча б одне обмеження не дотримується, то відповідний набір вважається неприйнятним.

Файл аналізу є вхідним файлом програми Ansys, який можна створити різними способами і містить вичерпний аналіз (попередню обробку, розв'язання та післяобробку). Він повинен містити параметризовану модель, усі вхідні та вихідні дані, що використовуються як змінні проектування або стану та цільова функція. На основі цього файлу програма автоматично створює файл циклу (Jobname.LOOP).

Цикл - це етап циклічного аналізу. Вихідні дані для останнього покритого циклу зберігаються у файлі під назвою Jobname.OPO. Ітерація складається з одного або кількох кроків розробки нового набору проектування.

Зазвичай ітерація відповідає циклу, проте в окремих випадках, зокрема при використанні методу аналізу першого рівня, ітерація включає більше етапів.

База даних процесу оптимізації включає опис змінних, параметрів, всі деталі оптимізації та комплекти дизайну. Цю базу можна архівувати (в файлі Jobname.OPT) або імпортувати з модуля оптимізації.

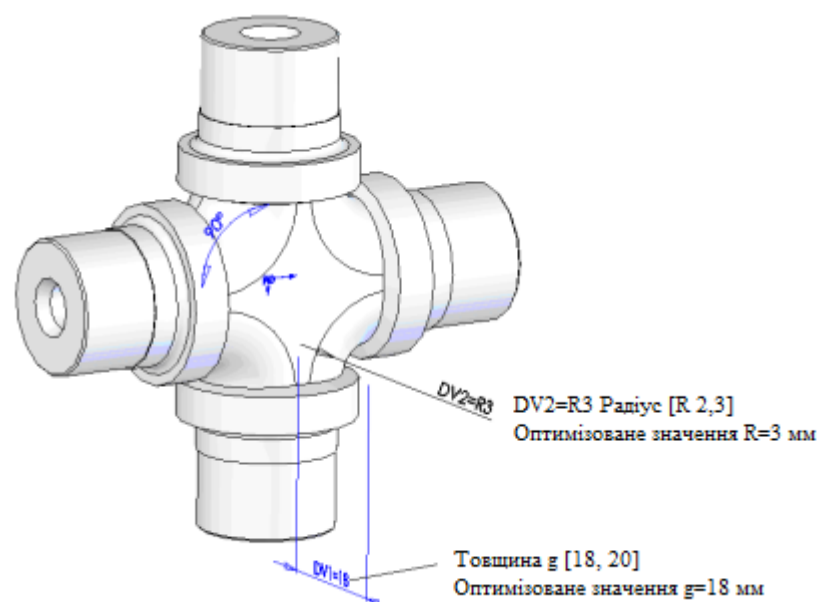


Рис. 1.14. Карданна хрестовина, створений за результатами структурного аналізу оптимізації.

У контексті нашого поточного карданної хрестовини ми аналізували напруження для таких діапазонів: радіус заокруглення між 2 та 3 мм та товщина хреста між 18 та 20 мм, для змінних дизайну:  $SIGMA \leq 620$  МПа.

Оптимальний результат аналізу демонструється на рисунку 3.14. В результаті були створені діаграми залежності, які представлені на рисунках 3.15 – 3.20.

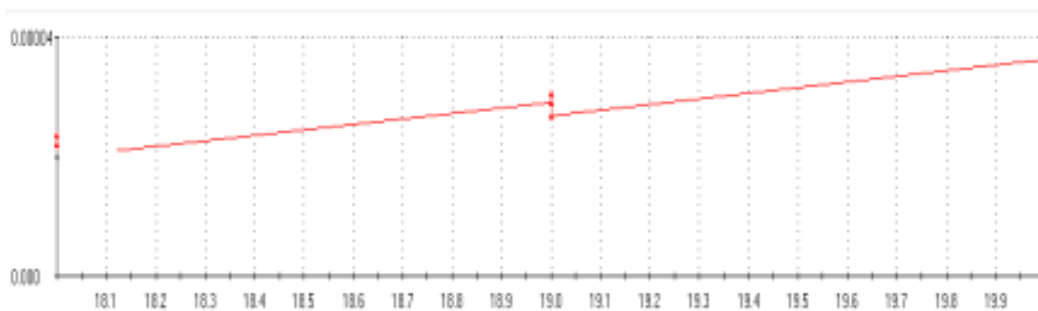


Рис. 1.15. Вплив товщини карданного хреста на об'єм.

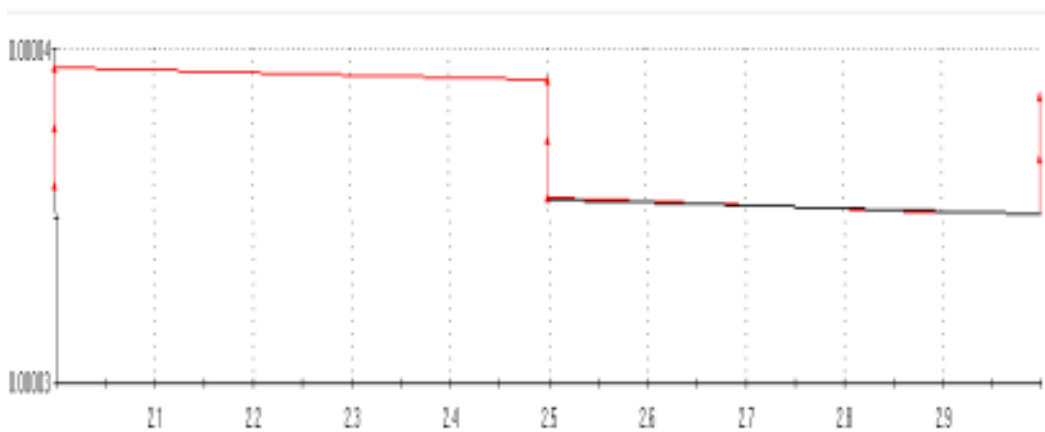


Рис. 1.16. Вплив радіуса скруглення рукавів карданної хрестовини на об'єм.

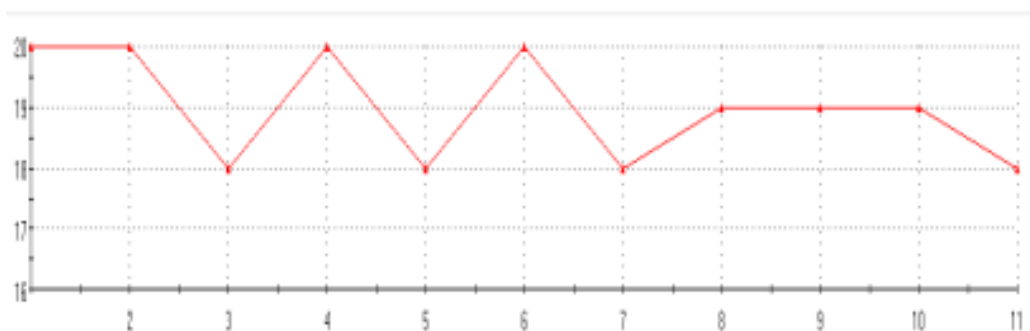


Рис. 1.17. Зміна товщини карданної хрестовини під час оптимізації.

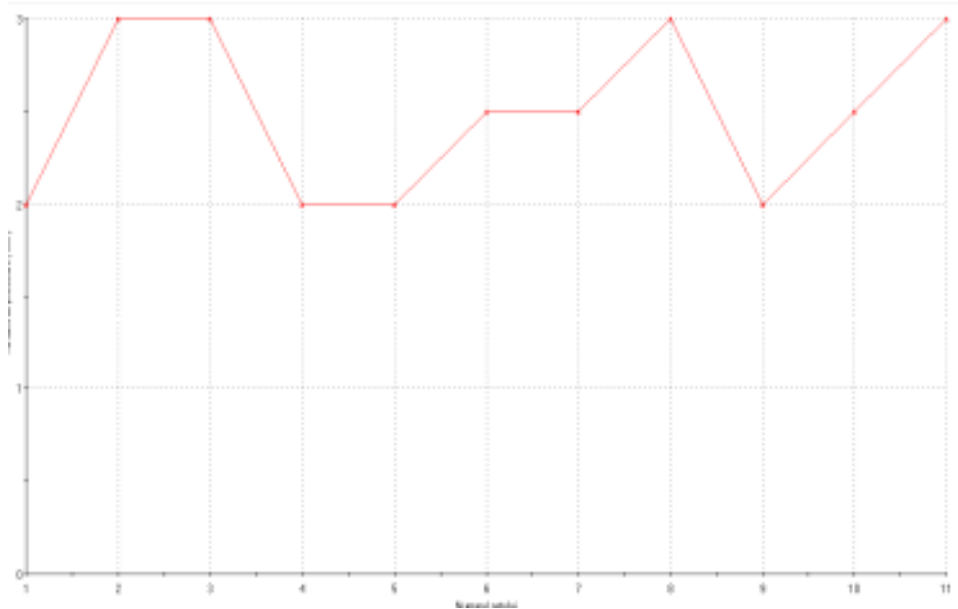


Рис. 1.18. Зміна радіуса скруглення рукавів карданної хрестовини під час оптимізації.

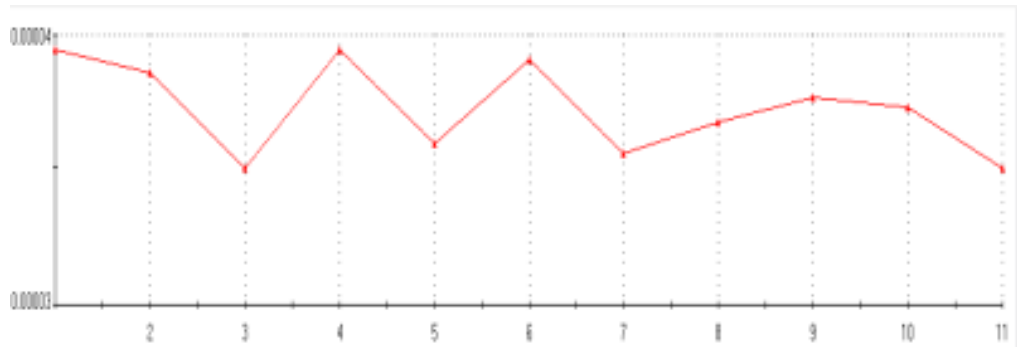


Рис. 1.19. Зміна об'єму карданної хрестовини під час оптимізації.

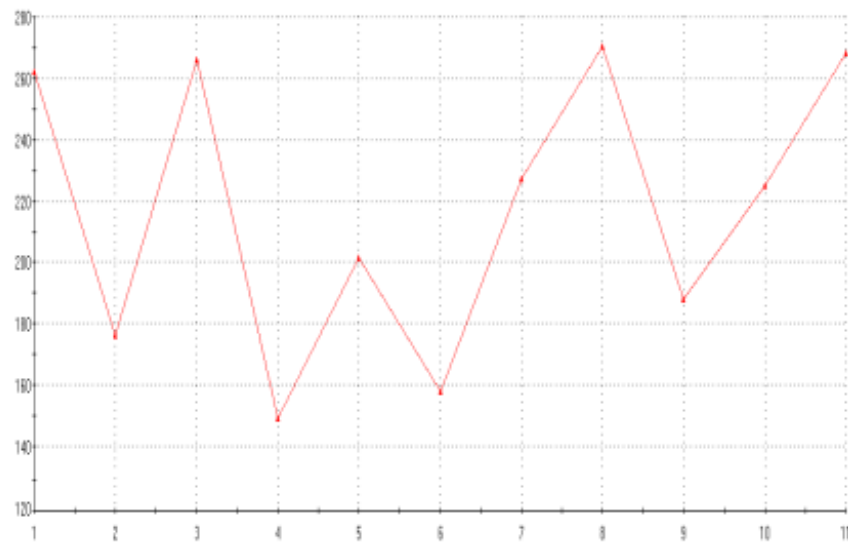


Рис. 1.20. Зміна напруження під час оптимізації.

Зроблений висновок з аналізу цих діаграм показує, що для дотримання заданих границь у процесі оптимізації, значення радіусу та товщини мають становити: радіус  $R = 3$  мм і товщина  $g = 18$  мм.

Цю модель перевіряють на міцність, використовуючи файл для аналізу оптимізації, де вхідні дані взяті з результатів оптимізації. Подібні результати свідчать про те, що максимальне значення напружень за Вон Мізесом нижче, ніж те, що було до проведення оптимізації.

## **4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ**

### **4.1 Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів при ремонті ходової частини автомобіля**

Так як ремонт ходової частини виконують в орендованому боксі, виникають певні незручності в роботі, які не можливо усунути без дозволу власника. Так, на дільниці є проблеми з дахом і він потребує ремонту, стіни вкриті кахелем, але в деяких місцях він по відклеювався. Це створює додаткові труднощі, особливо під час дощової погоди, коли протікання даху може спричинити не тільки незручності для працівників, але й потенційну шкоду обладнанню та ремонтваним автомобілям. Крім того, відклеєні кахлі можуть становити ризик для безпеки, збільшуючи ймовірність падіння працівників та ускладнюючи утримання чистоти в робочій зоні.

У зв'язку з цим, важливо вести переговори з власником боксу щодо необхідності проведення відповідного ремонту або вносити зміни до умов оренди, що враховуватимуть потребу в підтримці належного стану приміщення.

Найбільший шкідливий фактор у боксі з ремонту ходової частини автомобілів та їх підвіски це відсутність примусової вентиляції, і коли автомобіль заїжджає чи виїжджає з боксу або є необхідність роботи двигуна, вихлопні гази потрапляють в середину приміщення. Робітники одягають на вихлопну трубу гофру і виводять її на зовні але цього не достатньо і частина вихлопних газів все одно потрапляє в бокс. Також бокс розраховано на ремонт легкових автомобілів (у орендованій частині), а поруч бокс де ремонтують вантажівки і гази все одно потрапляють у приміщення.

Тому першочергове завдання для поліпшення умов праці це організація примусової вентиляції приміщення та облаштування місцевої витяжної вентиляції. Це важливо не лише для створення комфортних умов праці, але й для забезпечення здоров'я та безпеки працівників, особливо коли йдеться про видалення шкідливих випарів та диму, що виникають під час ремонтних робіт. Додатково, рекомендується встановлення сенсорів якості повітря, які допоможуть моніторити рівні забруднення і забезпечити автоматичне

активування вентиляційної системи при перевищенні встановлених норм. Також, залучення кваліфікованих фахівців для розробки та монтажу систем вентиляції забезпечить їх ефективність та надійність у довгостроковій перспективі. Забезпечення регулярного обслуговування цих систем важливе для підтримки їх продуктивності та безпечного стану праці.

#### **4.2 Заходи по забезпеченню захисту працівників від дії шкідливих та небезпечних факторів**

Для поліпшення усунення потрапляння вихлопних газів у приміщення мною запропоновано впровадження локальної витяжної вентиляції.

При роботі з вихлопними газами автомобілів важливо звернути увагу на належні заходи безпеки та охорони праці. Вихлопні гази містять низку шкідливих хімічних речовин, включаючи оксид вуглецю, оксиди азоту, вуглеводні, свинець та частки сажі, які можуть викликати серйозні респіраторні захворювання, кардіоваскулярні проблеми, а у довготривалій перспективі навіть рак.

Належне вентиляювання робочих зон є критично важливим. Використання витяжної вентиляції та аспіраційних систем, що забезпечують ефективне видалення вихлопних газів із закритих просторів, зменшує ризик вдихання небезпечних речовин. Важливо забезпечити, щоб вентиляційні системи регулярно обслуговувалися та належно функціонували, щоб вони ефективно відводили забруднене повітря з робочої зони. Це включає перевірку фільтрів та систем вентиляції на предмет засмічення або пошкоджень, які можуть зменшити їх ефективність. Крім того, належне розташування вентиляційних виходів є ключовим для оптимізації потоку повітря та забезпечення того, що токсичні гази видаляються з робочої зони, не розповсюджуючись в інші частини приміщення.

Використання респіраторів з фільтрами для захисту від органічних випаровувань і частинок, які містяться в вихлопних газах, є надзвичайно важливим. Підбір ІЗЗ має відповідати специфіці хімічних речовин, які видаляються, забезпечуючи ефективний захист від основних компонентів,

таких як оксид вуглецю, оксиди азоту, а також бензолу та формальдегіду. Респіратори мають бути сертифіковані та підбрані згідно з національними стандартами безпеки, щоб забезпечити максимальний захист.

Захист очей для запобігання впливу часток та хімічних речовин, які можуть виникати при роботі з вихлопними системами, також є критичним аспектом. Очки або захисні щитки повинні мати високий рівень ударостійкості та забезпечувати захист з усіх боків, запобігаючи попаданню дрібних частинок та хімічних бризок в очі. Це особливо важливо, оскільки органічні випари можуть викликати серйозне подразнення або довгострокові пошкодження зору.

Для комплексного захисту рекомендується також використання захисного одягу, який міг би покривати всі частини тіла, особливо при високому ризику розпилення чи бризкання хімічних речовин. Робочий одяг повинен бути з нетоксичних, вогнетривких матеріалів, здатних витримувати регулярне прання та дезінфекцію без втрати захисних властивостей.

Обмеження часу проведення у зоні високої концентрації вихлопних газів для зниження ризику впливу на здоров'я є важливим заходом управління робочим середовищем. Робочі зміни та графіки повинні бути ретельно сплановані так, щоб мінімізувати тривалість перебування кожного працівника у потенційно небезпечних зонах. Рекомендується встановлення системи ротації персоналу, яка дозволить рівномірно розподілити вплив небезпечних умов між усіма працівниками, знижуючи тим самим кумулятивний вплив на здоров'я кожного індивіда.

Крім того, важливо забезпечити наявність ефективних систем моніторингу концентрації шкідливих речовин в повітрі, які можуть надавати реальні дані про рівні забруднення та сприяти своєчасному відступу персоналу з зон високого ризику. Такі системи мають бути інтегровані з автоматичними сигналізаційними системами, які активуються при перевищенні безпечних рівнів, забезпечуючи додатковий шар захисту.

Запровадження перерв для відпочинку та реабілітації працівників, які працюють у складних умовах, також сприятиме відновленню їхнього здоров'я та зниженню загального навантаження на організм, спричиненого впливом шкідливих вихлопних газів. Розрахунки кількості відпрацьованих газів, що

виділяються при роботі двигуна автомобіля, виконаємо для двох режимів роботи:

- при роботі на максимальних обертах;
- робота в режимі холостого ходу.

Для цього необхідно зібрати детальну інформацію про тип двигуна, його об'єм, специфікації палива та його споживання в різних режимах. На основі цих даних можна визначити загальний обсяг вихлопних газів, що утворюються за одиницю часу. Використання формул для розрахунку викидів на основі згоряння палива дозволить оцінити кількість шкідливих речовин у вихлопах, таких як вуглекислий газ, оксиди азоту, вуглеводні та частки сажі.

Зокрема, для максимальних обертів, де споживання палива та інтенсивність згоряння палива найвищі, викиди будуть значно більшими порівняно з режимом холостого ходу, де двигун працює на мінімальному навантаженні. Передбачення цих величин необхідне для належного проектування систем вентиляції та визначення необхідності в застосуванні засобів зниження викидів, таких як каталітичні нейтралізатори.

Ці розрахунки допоможуть також у розробці заходів з охорони праці та забезпечення екологічної безпеки на робочих місцях, де виконується технічне обслуговування та ремонт автомобілів. Вони забезпечать засновані на доказах дані для прийняття рішень щодо вентиляційних систем і планування робіт у майстерні.

Вибір устаткування для видалення вихлопних газів

Згідно з отриманими розрахунками кількість відпрацьованих газів при роботі двигуна на максимальних обертах становить 855,03 З м/г. Для зручності застосування катушки на два паралельні пости, зона досяжності шланга катушки повинна становити не менш 4,5 м. Висота закріплення катушки – 4,7 м. Катушка для видалення вихлопних газів SERF-150-7.5/SP від підприємства ТОВ "Сибклим" виглядає як ефективне рішення для контролю і мінімізації викидів вихлопних газів на автосервісах або в гаражах.

Технічна характеристика:

Діаметр витяжного шланга, мм – 150;

Довжина шланга, м – 7,5;



Витрата повітря, м/ч 3 – 1080;

Потужність електродвигуна, кВт – 0,75;

Живлення, В – 380;

Частота обертів, об/хв – 2800;



Рис. 4.1. Витяжна котушка SERF-150-7.5/SP Маса, кг – 84.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Ця бакалаврська робота проводить всебічний аналіз та оптимізацію конструкцій карданних шарнірів і валів, які є ключовими компонентами в системах передачі руху в автомобільній і машинобудівній галузях. Вона охоплює загальнотехнічний розгляд різних типів шарнірів, з акцентом на їх робочі характеристики та специфічні особливості.

Технологічний розділ роботи вивчає продуктивність цих систем, розглядаючи ефекти коливальних швидкостей на потужність, з детальними розрахунками, що включають аналіз кінетичної енергії та прискорення.

Конструкторський розділ фокусується на чисельних обчисленнях, зокрема використання методу скінченних елементів для аналізу поведінки хрестовин та їх оптимізації. В цілому, робота представляє собою глибоке дослідження, яке не лише розкриває технічні деталі конструкцій, але й пропонує методи для підвищення їх ефективності та надійності в промисловому застосуванні.

**БІБЛІОГРАФІЯ**

1. О.Л. Ляшук, Ю.І. Пиндус, М.Г. Левкович, Гупка А.Б., Хорошун Р.В. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра за освітнім рівнем «бакалавр галузі знань 27 «Транспорт» спеціальність 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2022. – 61 с.
2. Конспект лекцій з курсу «Технології обслуговування автотранспортних засобів». / Р.В. Хорошун, О.Л. Ляшук, Н.Т. Навроцька. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ, 2021. – 194 с.
3. Ляшук О.Л. Конспект лекцій з дисципліни «Технічна експлуатація автомобілів» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» / О.Л. Ляшук, В.М.Клендій, Р.В.Хорошун. – Тернопіль: Вид. ТНТУ – 2018. – С. 302.
4. Конспект лекцій (частина I) з дисципліни «Транспортні засоби» для студентів усіх форм навчання першого рівня освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт», 275 «Транспортні технології» галузі знань 27 «Транспорт» / О.Л. Ляшук, Т.Д.Навроцька., Р.Р. Заверуха., Л.М. Слободян., Р.В. Хорошун. – Тернопіль, ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 132 с.
5. Конспект лекцій (частина II) з дисципліни «Транспортні засоби» для студентів усіх форм навчання першого рівня освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт», галузі знань 27 «Транспорт» / О.Л. Ляшук, Т.Д. Навроцька., Л.М. Слободян., Р.В. Хорошун. – Тернопіль, ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 184 с.
6. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. - Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 276 с.
7. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.
8. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.

9. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.

10. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.

11. Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков, В. Г. Головань, О.В. Лисий; Військ. акад. - Одеса: Військ. акад., 2017. - 412 с.

12. Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108 с.

13. Безпека життєдіяльності та основи охорони праці. Курс лекцій: Навчальний посібник для студентів вищих педагогічних навчальних закладів всіх спеціальностей за освітньо-кваліфікаційним рівнем "бакалавр" / А.І. Ткачук, О.В. Пуляк. – Перевидання, доповнене та перероблене. – Кропивницький: ПП "Центр оперативної поліграфії "Авангард". – 2017. – 184с.