

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-
МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

До захисту допущено:

Завідувач кафедри

_____ Олександр САЛЕНКО

«___» _____ 2026 р.

Дипломний проєкт
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньою програмою «Конструювання та дизайн машин»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
на тему: «Трансмісія наземного роботизованого комплексу»

Виконав:

студент IV курсу, групи МК-п31

Гречуха Владислав Сергійович _____

Керівник:

доцент, к.т.н.

Майданюк Сергій Володимирович _____

Рецензент:

Засвідчую, що у цьому дипломному
проєкті немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Київ – 2026 року

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-
МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН**

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Конструювання та дизайн машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

_____ Олександр САЛЕНКО

«___» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Гречусі Владиславу Сергійовичу

1. Тема проєкту « Трансмсія наземного роботизованого комплексу », керівник проєкту Майданюк Сергій Володимирович, доцент, к.т.н., затверджені наказом по університету №2019-с від 01.06.2026 р.
2. Термін подання студентом проєкту 10.06.2026
3. Вихідні дані до проєкту: Наземний роботизований комплекс (НРК); умови експлуатації — важке бездоріжжя та пересічена місцевість; загальна вага платформи — 2000 кг (навантаження 500 кг на колесо); максимальна габаритна ширина — 1800 мм; вимоги до кінематики: номінальний кліренс — 380 мм, повний вертикальний хід колеса — 220 мм; базові комплектуючі, що залишаються без змін: мотор-редуктор BM1424ZXF (2,2 кВт, номінальний момент 7,2 Н·м, $i=5$) та двоступінчаста ланцюгова передача ($i=9$).
4. Зміст пояснювальної записки: вступ; аналіз вхідних даних, конструкцій підвіски, вибір та обґрунтування кінематичної схеми трансмісії; створення тривимірної моделі модернізованої трансмісії в середовищі Autodesk Inventor Professional; проведення аналізу напружено-деформованого стану елементів трансмісії у модулях Dynamic Simulation та Stress Analysis; розрахунок пружини амортизатора; висновки; список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу: кінематична схема модернізованої трансмісії; 3D-модель модернізованої трансмісії та 3D-моделі розроблених вузлів; робочі кресленики оригінальних деталей; результати аналізу напружено-деформованого стану.

6. Дата видачі завдання 20.09.2025.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1	Аналіз вхідних даних та конструкцій підвіски, вибір та обґрунтування кінематичної схеми трансмісії.	10.03.2026 р.	Виконано
2	Створення тривимірної моделі модернізованої трансмісії.	15.04.2026 р.	Виконано
3	Проведення аналізу напружено-деформованого стану елементів трансмісії. Розрахунок пружини амортизатора	10.05.2026 р.	Виконано
4	Оформлення конструкторської документації та пояснювальної записки.	25.05.2026 р.	Виконано

Студент

Владислав ГРЕЧУХА

Керівник

Сергій МАЙДАНЮК

РЕФЕРАТ

Дипломний проєкт на тему «Трансмісія наземного роботизованого комплексу», містить 88 сторінок пояснювальної записки, рисунків 46, використаних джерел – 13.

Актуальність теми: в умовах бойових дій та на важкому бездоріжжі експлуатація мобільних платформ пов'язана з необхідністю подолання складних перешкод. Базові жорсткі конструкції ходових частин у таких екстремальних умовах не здатні забезпечити належну прохідність, а постійні ударні навантаження швидко руйнують елементи трансмісії. Важливо розробити модернізований привід із системою підвіски для пом'якшення динамічних ударів та забезпечення надійної експлуатації комплексу.

Мета дослідження: розробка та проектування системи незалежної підвіски та закритої карданної передачі для модернізації існуючої конструкції приводу колісної машини.

Задачі досліджень:

1. Вибір та обґрунтування схеми підвіски та супутніх механізмів компенсації зміщень.
2. Створення тривимірної моделі модернізованого вузла в середовищі Autodesk Inventor.
3. Проведення динамічної симуляції для дослідження поведінки системи та перевірка міцності критичних деталей за результатами аналізу напружено-деформованого стану.

Методи дослідження: Аналіз існуючих конструкцій підвіски та механізмів передачі крутного моменту, аналітичні розрахунки опору пересуванню та силових факторів, тривимірне компонентне моделювання, комп'ютерна динамічна симуляція, чисельний аналіз методом скінченних елементів (МСЕ).

Ключові слова: Модернізація приводу, Наземний роботизований комплекс, Двоважільна підвіска, Карданна передача, Шарнір Гука, Autodesk Inventor, МСЕ, Бездоріжжя.

ABSTRACT

This project titled “Transmission of a Ground-Based Robotic System,” consists of 88 pages of explanatory text, 46 figures, and 13 references.

Relevance of the topic: in combat conditions and on rough terrain, the operation of mobile platforms involves the need to overcome complex obstacles. Basic rigid undercarriage structures are unable to ensure adequate cross-country capability in such extreme conditions, and constant shock loads quickly destroy transmission components. It is important to develop a modernized drive system with a suspension system to dampen dynamic shocks and ensure reliable operation of the complex.

Research objective: development and design of an independent suspension system and a sealed cardan transmission for the modernization of the existing wheeled vehicle drive design.

Research objectives:

1. Selection and justification of the suspension scheme and associated displacement compensation mechanisms.
2. Creation of a three-dimensional model of the modernized assembly in the Autodesk Inventor environment.
3. Conducting dynamic simulation to study the system’s behavior and verifying the strength of critical components based on the results of stress-strain analysis.

Research methods: Analysis of existing suspension designs and torque transmission mechanisms, analytical calculations of rolling resistance and force factors, three-dimensional component modeling, computer-aided dynamic simulation, and finite element analysis (FEA).

Keywords: *Drive modernization, Ground-based robotic system, Double-wishbone suspension, Cardan shaft, Gough joint, Autodesk Inventor, MCE, Off-road.*

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ	8
1.1. Аналіз вхідних даних та постановка задач	8
1.2. Аналіз конструкцій	11
1.2.1. Аналіз конструкцій підвіски	12
1.2.2. Аналіз механізмів передачі крутного моменту до ведучих коліс	17
1.2.3. Обґрунтування вибору конструктивної схеми підвіски	21
1.3. Вибір конструктивної схеми	22
2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТРАНСМІСІЇ	26
2.1. Кінематичне компонування та опис конструктивної схеми	26
2.2. Розрахунок та підбір конструктивних елементів	27
2.2.1. Визначення опору пересування мобільної платформи	27
2.2.2. Розрахунок тягових і крутних моментів на ведучих колесах	28
2.2.3. Силовий розрахунок валів трансмісії та перевірка приводного комплексу	29
2.2.4. Визначення геометричних параметрів підвіски та кінематики кардана	31
2.3. Модель механізму	33
3. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ	51
3.1. Динамічний аналіз трансмісії та задання граничних умов	51
3.2. Розрахунок напружено-деформованого стану карданного вала (МСЕ)	55
3.3. Автоматизоване проєктування та розрахунок пружини	60
ВИСНОВОК	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	69
ДОДАТКИ	71

ВСТУП

Експлуатація спеціальних мобільних платформ у реальних умовах (зокрема, в зоні бойових дій або на важкому бездоріжжі) неминуче пов'язана з необхідністю подолання складних перешкод: глибокої багнюки, повалених дерев, вирв, каміння та значних нерівностей рельєфу. Базові жорсткі конструкції ходових частин у таких екстремальних умовах не здатні забезпечити належну прохідність, а постійні ударні навантаження швидко руйнують елементи трансмісії.

Виходячи з даної проблеми, дана робота присвячена модернізації існуючої конструкції приводу колісної машини шляхом впровадження системи підвіски. Таке конструктивне рішення є критично необхідним для пом'якшення динамічних ударів та забезпечення плавності руху машини в умовах пересіченої місцевості, а також для стабільної передачі крутного моменту від двигуна до ведучого колеса в умовах постійної зміни їхнього відносного просторового положення.

Для досягнення поставленої мети передбачено виконання таких завдань:

- вибір та обґрунтування схеми підвіски та супутніх механізмів компенсації зміщень;
- створення тривимірної моделі модернізованого вузла в середовищі Autodesk Inventor;
- проведення динамічної симуляції для дослідження поведінки системи та визначення реальних навантажень на елементи трансмісії;
- перевірка міцності критичних деталей за результатами аналізу напружено-деформованого стану.

1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ

1.1 Аналіз вхідних даних та постановка задач

Аналіз вхідних даних та умов експлуатації

В основу проектування покладено задачу модернізації існуючої конструкції трансмісії наземного роботизованого комплексу (НРК) (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Наземний роботизований комплекс [1]

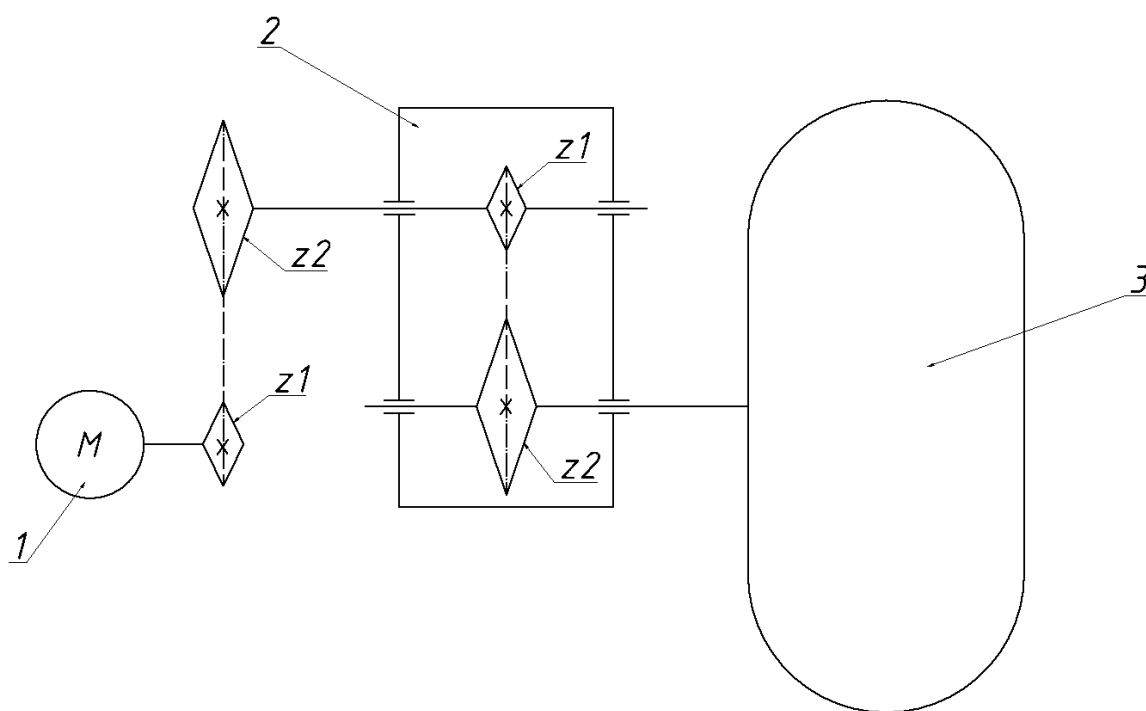
Головним недоліком існуючої схеми (рис. 1.2) є жорстке, безпідвіскове кріплення коліс до вихідного валу редуктора. Така компоновка призводить до наступних проблем:

Високі динамічні та ударні навантаження: за відсутності підвіски усі удари та вібрації від нерівностей безпосередньо передаються на корпус, елементи трансмісії, а також інші компоненти НРК, що призводить до прискореного

механічного зносу, деформування та руйнування, та є наслідком низької надійності всього комплексу.

Втрата зчеплення з ґрунтом: жорстка ходова частина не здатна відпрацьовувати значні рельєфні перешкоди, через що в окремі моменти руху відбувається втрата колесом контакту з поверхнею, що погіршує прохідність та керуваність машини.

Для вирішення зазначених проблем та підвищення строку експлуатації платформи виникає гостра необхідність у радикальній модернізації трансмісії приводу. Поставлене завдання потребує розробки та впровадження незалежної системи підвіски для гасіння динамічних ударів, а також заміни вразливого ланцюгового приводу колеса на закриту карданну передачу із рухомим шліцьовим з'єднанням, що забезпечить стабільний потік потужності в умовах безперервної зміни просторового положення колеса відносно рами.



Умовні позначки:

1- мотор-редуктор

2 – ланцюговий редуктор

3 - колесо

Рисунок 1.2 Схема трансмісії НРК

Технічні характеристики збережених вузлів

Модернізація повинна здійснюватися з інтеграцією таких існуючих елементів силового блоку приводу:

- Джерело обертального руху: високообертовий безщітковий мотор-редуктор постійного струму BM1424ZXF (BLDC) потужністю 2,2 кВт із номінальним крутним моментом 7,2 Н·м і планетарним редуктором з передавальним відношенням $i_{\text{двиг}}=1:5$.
- Редукторна частина: система редукції залишається без змін і включає двоступінчасту дворядну ланцюгову передачу з $i_{\text{ред}}=1:9$ (кількість зубів зірочок $z_1=15$, $z_2=45$).

У ході модернізації трансмісії наземного роботизованого комплексу (НРК) також повинно бути врахована повна вага машини 2 тони. Враховуючи чотириколісну базу платформи, вага, що припадає на одне колесо, становить 500 кг, а колеса були обрані із параметрами вказаними на рис.1.4.



Рисунок 1.3 — Загальний вигляд коліс НРК [3]

Шина			Диск (виліт)	
Ширина	Профіль	Діаметр	Ширина	ET
255 ▾	85 ▾	16 ▾	7 ▾	0 ▾

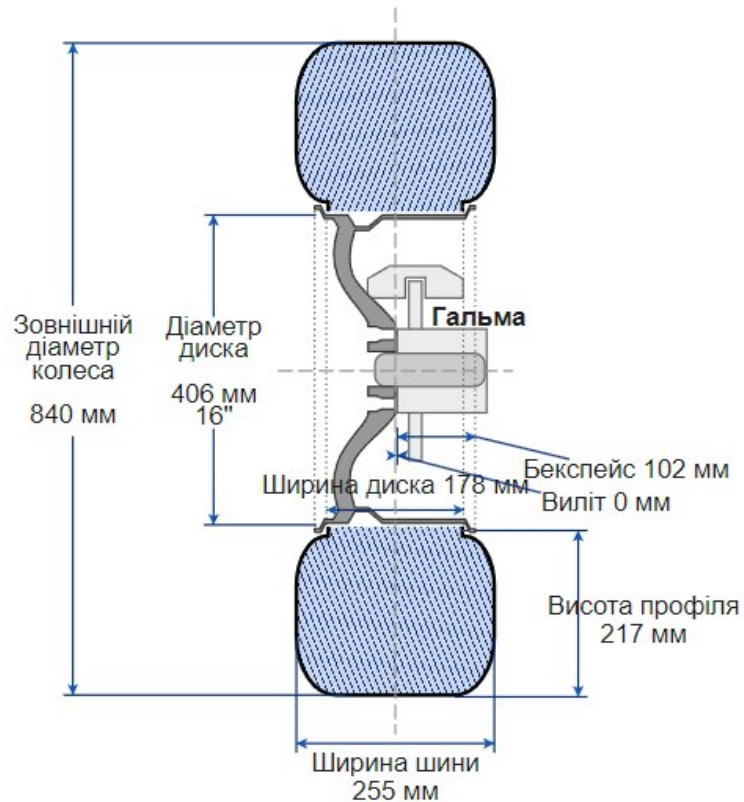


Рисунок 1.4 — Параметри коліс НРК [2]

1.2. Аналіз конструкцій

Для аналізу можливих варіантів виконання приводу необхідно спочатку проаналізувати типові конструкції підвісок, а також можливі варіанти передачі крутного моменту від приводу до коліс.

1.2.1 Аналіз конструкцій підвіски

Для вибору конструкції приводу колісної машини було проведено техніко-економічне порівняння за основними експлуатаційними показниками. Аналіз існуючих рішень зведено до наступних варіантів:

1. Підвіска типу MacPherson (рис. 1.5): це система незалежної підвіски, ключовим елементом якої є вертикальна амортизаційна стійка. Вона поєднує в собі функції пружного елемента, демпфера та напрямної ланки.

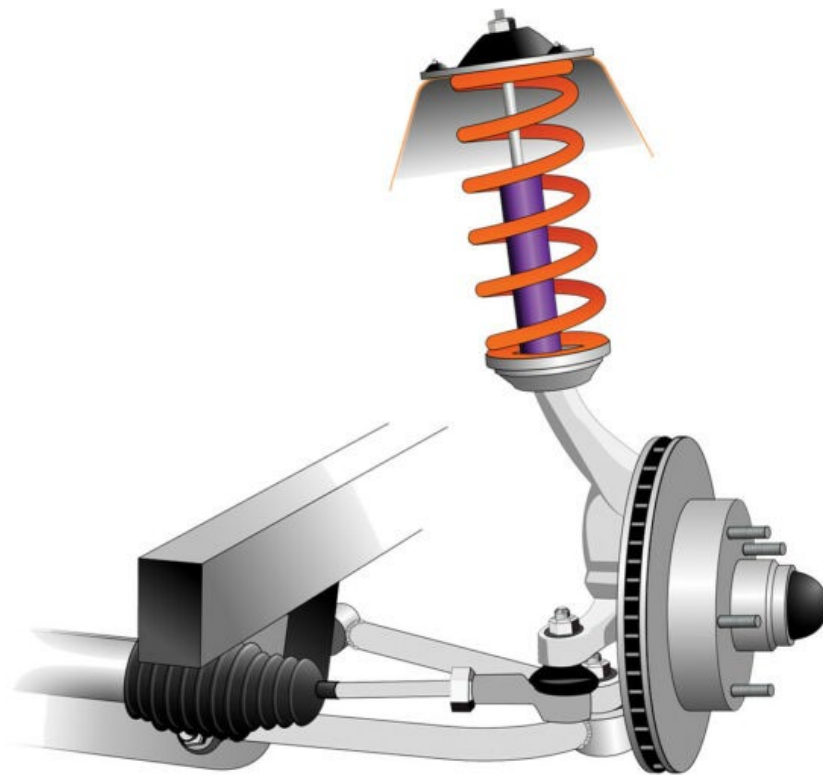


Рисунок 1.5 — Типова конструкція підвіски типу MacPherson [4]

Конструкція Макферсона визнана однією з найпоширеніших завдяки своїй компактності, невеликій кількості деталей та раціональному використанню підкапотного простору. Вона забезпечує високий рівень технологічності при масовому виробництві та дозволяє точно налаштовувати характеристики керуваності транспортного засобу.

- **Переваги:** Висока компактність, мала невіднесена маса, простота конструкції та низька вартість виготовлення.
- **Недоліки:** Значна зміна кутів розвалу коліс та ширини колії при великих ходах підвіски; передача великих згинальних навантажень на місця кріплення до рами;

2. Підвіска Крісті (свічкова) (рис. 1.6): ця інноваційна система базується на використанні довгих вертикальних пружин та масивних важелів, що дозволяє досягти значного робочого ходу колеса. Основною характеристикою підвіски Крісті є можливість швидкого пересування пересіченою місцевістю, оскільки вона ефективно поглинає енергію великих нерівностей рельєфу. Це дозволяє транспортному засобу підтримувати високу мобільність та стабільність положення корпусу навіть при подоланні складних перешкод.

- **Переваги:** Дуже великий робочий хід підвіски, здатність поглинати сильні динамічні удари без пробойів, висока надійність при русі по пересіченій місцевості на великих швидкостях.
- **Недоліки:** Свічкові механізми займають величезний корисний об'єм всередині корпусу машини (що критично для невеликих роботизованих платформ); значна маса самої системи; складність інтеграції з сучасними типами індивідуальних приводів.

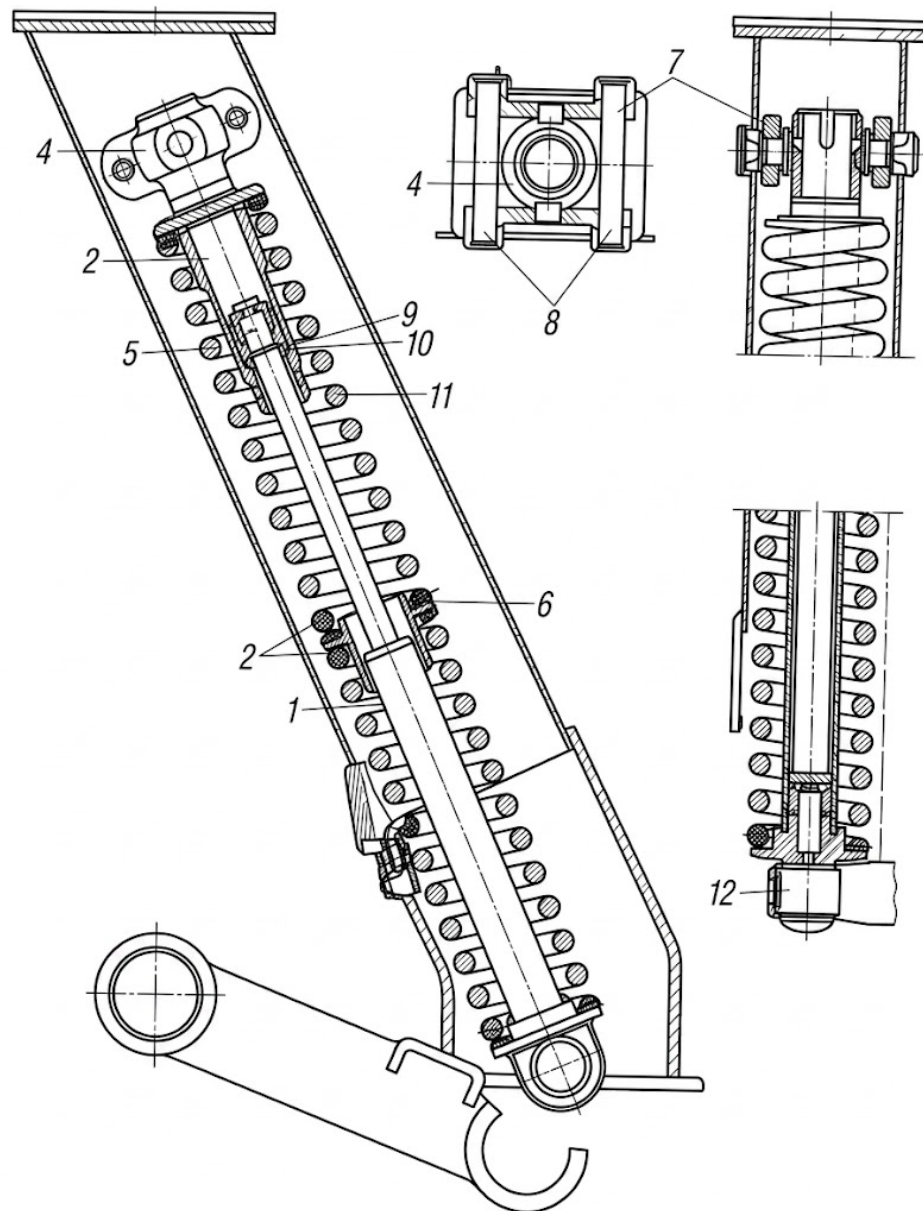


Рисунок 1.6 — Схема свічкової підвіски (типу Крісті) [5]

3. Торсіонна підвіска (рис. 1.7): Даний тип конструкції базується на використанні торсіона — металевого пружного стрижня, що працює на кручення, — як основного демпфуючого елемента. Така система відрізняється високою компактністю, оскільки торсіони зазвичай розміщуються впоперек або вздовж днища корпусу, майже не займаючи корисного внутрішнього об'єму машини. Вона забезпечує високу надійність та здатна гарантувати середній або великий робочий хід колеса із прогресивною характеристикою плавності. Разом з тим, ця конструкція є вкрай вимогливою до технології виготовлення пружних елементів,

оскільки потребує використання спеціальних легованих сталей та складної термічної обробки.

- **Переваги:** Максимальна економія внутрішнього простору платформи, простота регулювання дорожнього просвіту (кліренсу), малі розміри невідесорених мас.
- **Недоліки:** Схильність до накопичення втомних напружень металу, що може призводити до раптового руйнування стрижня (без попередніх ознак зносу) під дією ударних навантажень, передача високих локальних крутильних зусиль на раму машини, що вимагає суттєвого підсилення анкерних вузлів кріплення торсіона;



Рисунок 1.7 — Загальний вигляд торсіонної підвіски [6]

4. Двоважільна підвіска (рис. 1.8): Система складається з двох поперечних важелів (верхнього та нижнього), які з'єднують раму з колісною опорою. Така конструкція дозволяє колесу кожного боку реагувати на нерівності автономно, не впливаючи на положення іншого колеса тієї ж осі. Вона характеризується високою міцністю та здатністю ефективно розподіляти бокові

та поздовжні сили, що діють на платформу. Головною особливістю є можливість забезпечення оптимальної траєкторії руху колеса, що гарантує стабільну пляму контакту шини з поверхнею та високу плавність ходу.

- **Переваги:** Ідеальна кінематика (стабільне положення колеса з мінімальними змінами кутів розвалу при будь-яких ходах підвіски), висока міцність та вантажопідйомність.
- **Недоліки:** Конструктивна складність (наявність великої кількості сайлентблоків та кульових шарнірів), збільшені поперечні габарити вузла порівняно з підвіскою Макферсона, більша трудомісткість технічного обслуговування.



Рисунок 1.8 – Типова конструкція двоважільної підвіски [4]

1.2.2 Аналіз механізмів передачі крутного моменту до ведучих коліс

Застосування незалежної підвіски неминуче призводить до того, що під час руху по нерівностях рельєфу ведуче колесо постійно змінює своє просторове положення відносно корпусу платформи. Відповідно, виникає необхідність у механізмі, який здатен забезпечити надійну передачу крутного моменту від нерухомо закріпленого на рамі редуктора до рухомої маточини колеса.

Залежно від конструкції та кінематичних характеристик, шарнірні передачі поділяються на декілька основних типів:

1. Карданна передача на базі шарнірів Гука (жорсткий асинхронний карданний шарнір). Основу цього механізму складає класичний шарнір Гука, що складається з двох вилок, з'єднаних за допомогою хрестовини, шипи якої встановлені в голчасті підшипники. Для компенсації зміни відстані між редуктором і маточиною вал обов'язково оснащується телескопічним шліцьовим з'єднанням.

- **Переваги:** Висока конструктивна міцність, здатність надійно витримувати значні ударні й крутні навантаження під час подолання важкого бездоріжжя. Механізми на базі шарнірів Гука відрізняються високою ремонтпридатністю та стійкістю до зовнішніх впливів, оскільки не мають вразливих еластичних елементів великого розміру. Вони здатні ефективно працювати при значних кутах зламу (до 30–40°).
- **Недоліки:** Головною особливістю шарніра Гука є кінематична нерівномірність передачі обертання: при роботі під кутом ведений вал обертається з пульсацією кутової швидкості (прискорюється і сповільнюється двічі за один оберт). Для повної компенсації цього ефекту в конструкції приводу застосовують двошарнірну схему з двома послідовними шарнірами Гука. За умови їхнього синхронного

розташування на валу в одній площині нерівномірність першого шарніра повністю компенсується другим.



Рисунок 1.9 Конструкція карданого валу із шарніром Гука [7]

2. Шарніри рівних кутових швидкостей (синхронні шарніри / ШРКШ)

Ці механізми (найчастіше кулькового або трипоїдного типу) забезпечують передачу обертового моменту через рухомі елементи (кульки або ролики), що переміщуються по спеціальних внутрішніх сферичних канавках обойми та корпусу. Для утримання кульок у єдиній площині використовується сепаратор.

- **Переваги:** Забезпечують абсолютно рівномірну передачу крутного моменту (синхронне обертання ведучого і веденого валів) за будь-яких кутів зламу без виникнення пульсацій. Це гарантує високу плавність ходу, відсутність додаткових вібрацій на трансмісію та високий ККД.
- **Недоліки:** Конструкція є вкрай чутливою до умов навколишнього середовища. Нормальна робота ШРКШ можлива лише за наявності спеціального внутрішнього мастила та повної герметичності, що забезпечується гумовим або поліуретановим захисним чохлом

(пилівиком). В умовах жорсткої експлуатації (лісові завали, каміння, гілки, уламки) ризик розриву пилівика є критично високим. Потрапляння абразивних частинок (піску, бруду, води) всередину ШРКШ призводить до миттєвого зносу і виходу з ладу всього вузла. Крім того, такі шарніри складні у виготовленні й мають низьку ремонтпридатність у польових умовах.



Рисунок 1.10 Конструкція ШРКШ [8]

3. Напівкарданні шарніри (пружні та жорсткі) Ці з'єднання використовуються у випадках, коли осі валів перетинаються під дуже малими кутами, або коли необхідно компенсувати незначні кутові й осьові зміщення, викликані похибками монтажу чи пружними деформаціями рами машини.

- **Пружні напівкарданні шарніри:** Передають крутний момент через пружну деформацію гнучкого елемента (наприклад, гумової кордової муфти Джубо). Вони добре гасять осьові удари, крутильні коливання та дрібні вібрації, але мають обмежений ресурс і абсолютно не здатні забезпечити значні кути нахилу, необхідні для повноцінного ходу незалежної підвіски.
- **Жорсткі напівкарданні шарніри:** Виконуються у вигляді зубчастих або повзункових муфт. Вони допускають лише мінімальні відхилення осей (у межах кількох градусів) за рахунок конструктивних зазорів між металевими елементами, що робить їх непридатними для рухомих ходових частин.

З огляду на вимоги до проектованої модернізованої трансмісії (навантаження 500 кг на колесо, значні ходи незалежної підвіски та робота в умовах важкого бездоріжжя), застосування напівкарданних шарнірів є технологічно неможливим через їхні малі робочі кути. Використання ШРКШ хоч і забезпечує плавність, проте становить великий ризик втрати рухомості апарата через вразливість гумових пильовиків, а також складності ремонту самого шарніру.

Враховуючи ці фактори, найбільш правильна конструктивна схема для даного вузла — це застосування відкритої карданної передачі на базі шарнірів Гука. Така система забезпечить необхідну надійність, простоту польового ремонту та стійкість до ударних навантажень під час подолання перешкод.

1.2.3 Обґрунтування вибору конструктивної схеми підвіски

На основі проведеного аналізу та жорстких вимог до надійності в умовах бездоріжжя, для розробки було обрано двоважільну підвіску. Цей вибір підкріплюється наступними інженерними аргументами:

- **Кінематика приводу:** Оскільки в проекті для передачі крутного моменту від редуктора до маточини використовується карданний вал, двоважільна схема дозволяє забезпечити стабільність геометричних параметрів. Завдяки паралельному або близькому до нього розташуванню важелів, колесо переміщується вертикально з мінімальною зміною кутів розвалу та колії. Це дозволяє зберегти робочі кути карданних шарнірів у межах допустимих значень (без критичних перекосів) навіть при екстремальних ходах підвіски, що мінімізує вібрації та нерівномірність обертання вала.
- **Якість амортизації:** У двоважільній схемі амортизаційна стійка звільнена від виконання функцій напрямного елемента (на відміну від підвіски Макферсона), що дозволяє їй працювати виключно на сприйняття та поглинання динамічних ударів. Це забезпечує високу «м'якість» ходу та ефективне гасіння коливань при наїзді на перешкоди (каміння, вибоїни), що критично важливо для захисту збережених вузлів трансмісії (ланцюгового редуктора та електродвигуна) від руйнівних інерційних перевантажень.
- **Експлуатаційна технологічність:** Конструкція доволі легка в виготовленні, а також дозволяє виконувати локальний ремонт без необхідності повного демонтажу вузла приводу, що суттєво спрощує технічне обслуговування.

1.3. Вибір конструктивної схеми

На основі проведеного аналізу вхідних даних та порівняння існуючих технічних рішень, для модернізації приводу колісної машини остаточно обрано комплексну конструктивну схему, що поєднує незалежну двоважільну підвіску та відкриту карданну передачу на базі жорстких асинхронних шарнірів (шарнірів Гука) з телескопічним шліцьовим з'єднанням. Зазначена кінематична схема найповніше задовольняє вимоги щодо забезпечення високої вантажопідйомності (500 кг на одне колесо), надійності трансмісії та стабільності передачі крутного моменту в умовах екстремального бездоріжжя.

Опис обраної кінематичної схеми

Кінематичний ланцюг модернізованого приводу будується за наступним принципом:

Ступінь 1: Джерело обертального руху (рис. 1.11)

Як джерело обертального руху використовується високообертовий безщітковий електродвигун постійного струму (BLDC) моделі BM1424ZXF потужністю 2,2 кВт. Оскільки номінальна частота обертання вала двигуна є занадто високою для безпосереднього використання в приводі, він конструктивно об'єднаний у єдиний блок із планетарним редуктором, що має передавальне відношення $i_{\text{двиг}}=1:5$.



Рисунок 1.11 Фото мотор-редуктора BM1424ZXF [9]

Основні характеристики двигуна [10]:

- Номінальна вихідна потужність: 2200 Вт
- Номінальна напруга: 60/72 В (DC)
- Номінальна частота обертання: 2850 об/хв
- Частота обертання холостого ходу: 4800 об/хв
- Струм при повному навантаженні: $\leq 46,0 / 38,0$ А
- Струм холостого ходу: $\leq 6,5 / 6,0$ А
- Номінальний крутний момент двигуна: 7,2 Н·м
- Ефективність (ККД): $\geq 84\%$
- Передавальне відношення вбудованого редуктора: 1:5

Ступінь 2: Двоступінчаста ланцюгова передача (рис. 1.12)

Другий ступінь приводу є основним вузлом пониження частоти обертання та збільшення крутного моменту. Він реалізований у вигляді двоступінчастої ланцюгової передачі відкритого типу, загальне передавальне відношення якої

становить $i_{ред} = 9$. Кінематичний ланцюг цього вузла складається з двох послідовних етапів редукції:

- Перша ланцюгова передача: На вихідному валу мотор-редуктора встановлена ведуча зірочка з кількістю зубів $z_1 = 15$. Через роликівий ланцюг вона передає обертання на ведену зірочку ($z_2 = 45$), яка жорстко посаджена на вхідний (проміжний) вал ланцюгового редуктора. Передавальне відношення цього етапу становить $i_1 = 3$.
- Друга ланцюгова передача: На цьому ж проміжному валу, поруч із зірочкою z_2 , встановлена друга ведуча зірочка ($z_3 = 15$). Вона з'єднана наступним ланцюговим контуром із фінальною веденою зірочкою ($z_4 = 45$), яка розміщена на вихідному валу ланцюгового редуктора. Передавальне відношення другого етапу також дорівнює $i_2 = 3$.

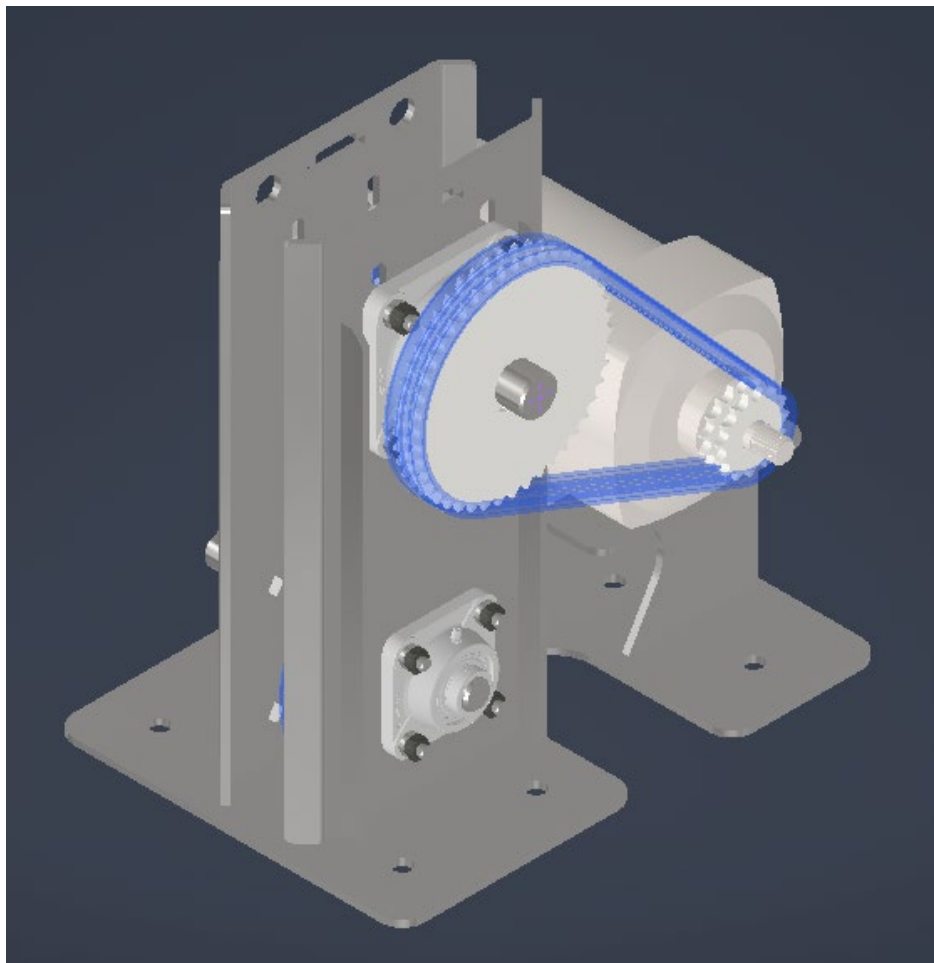


Рисунок 1.12 3D-модель двигуна з редуктором

Ступінь 3: Карданна передача та маточина

Фінальний ступінь модернізованого приводу забезпечує безпосередню передачу крутного моменту від нерухомо закріпленого на рамі вихідного вала ланцюгового редуктора до рухомої маточини ведучого колеса в умовах постійної зміни їхнього відносного просторового положення.

З огляду на обрану кінематичну схему двоважільної підвіски та екстремальні умови експлуатації комплексу (навантаження 500 кг на колесо, важке бездоріжжя), цей вузол спроектовано у вигляді відкритої карданної передачі на базі жорстких асинхронних шарнірів Гука.

Конструкція та принцип роботи третього ступеня приводу включають такі елементи:

Двошарнірний карданний вал: складається з двох послідовно розташованих шарнірів Гука, що розміщені в одній площині. Таке розташування дозволяє повністю компенсувати кінематичну нерівномірність (пульсацію кутової швидкості) першого шарніра за рахунок випередження другого. Це забезпечує синхронне обертання веденого і ведучого валів, виключаючи додаткові вібраційні навантаження на трансмісію.

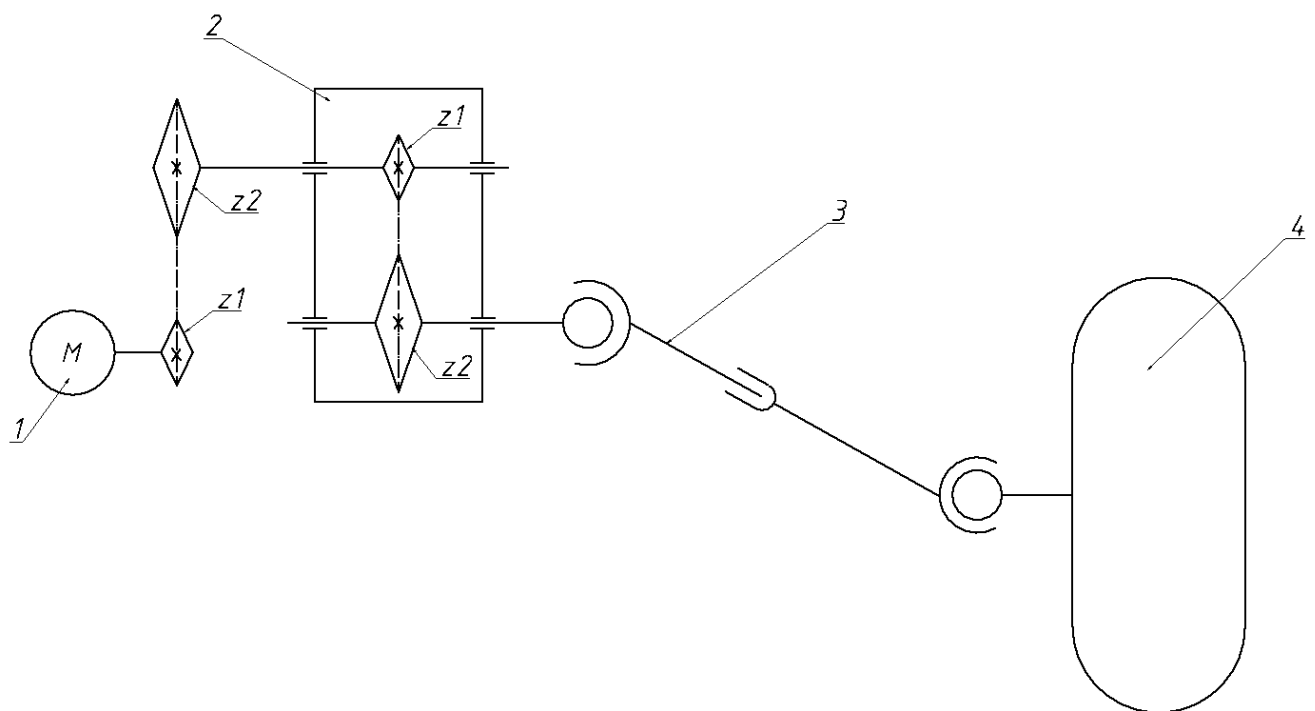
Телескопічне шліцьове з'єднання: інтегроване безпосередньо в тіло карданного вала. Воно необхідне для динамічної компенсації зміни відстані (осьового зміщення) між вихідним валом редуктора та маточиною колеса, яка виникає під час відпрацювання підвіскою нерівностей рельєфу (в межах робочих ходів важелів).

Маточний вузол (маточина): встановлений у поворотній цапфі підвіски та сприймає як крутний момент від карданного вала, так і радіальні й осьові зусилля від ваги машини й динамічних ударів. Маточина оснащена посиленими дворядним радіально-упорним підшипником кочвання для забезпечення довговічності вузла під дією статичного навантаження в 500 кг.

2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТРАНСМІСІЇ

2.1 Кінематичне компонування та опис конструктивної схеми

На основі обраної та обґрунтованої у першому розділі комплексної конструктивної схеми (електродвигун — ланцюговий редуктор — карданна передача — маточина), для проведення подальших силових та міцнісних розрахунків розроблено принципову кінематичну схему модернізованого приводу (рис. 2.1).



Умовні позначки:

1-мотор-редуктор

2 – ланцюговий редуктор

3 – двошарнірний карданний вал

4 - колесо

Рисунок 2.1 Нова схема трансмісії НРК

2.2. Розрахунок та підбір конструктивних елементів

2.2.1 Визначення опору пересування мобільної платформи

Опір пересування мобільної платформи визначаємо за формулою [10]:

$$F = F_{\text{пр}} + F_{\text{кр}} + F_y$$

де, $F_{\text{пр}}$ – опір руху по прямій, Н

$F_{\text{кр}}$ – опір руху на криволінійному шляху, Н

F_y – опір руху на уклоні, Н

Опір рухові по прямій визначають з вантажем за формулою [10]:

$$F_{\text{пр}} = f \cdot (G_{\text{в}} + G_{\text{вж}}) \cdot \cos \alpha$$

де, f – коефіцієнт опору пересування [11]:

$G_{\text{в}}$ – вага платформи, Н;

$G_{\text{вж}}$ – максимальна вага вантажу, Н;

α – кут нахилу дороги, градуси.

Визначаємо вагу візка за формулою [11]:

$$G_{\text{в}} = m_{\text{в}} \cdot g$$

де, $m_{\text{в}}$ – маза платформи, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

З формули визначаємо:

$$G_{\text{в}} = 12753 \text{ Н}$$

$$G_{\text{вж}} = 6867 \text{ Н}$$

$$F_{\text{пр}} = 0,1 \cdot (12753 + 6867) \cdot \cos 10^0 = 1932,2 \text{ Н}$$

Визначаємо опір рухові на криволінійному шляху за формулою [10]:

$$F_{\text{пр}} = \varphi_{\text{зч}} \cdot \frac{\rho}{R} \cdot (G_{\text{в}} + G_{\text{вж}}),$$

де, $\varphi_{\text{зч}}$ - коефіцієнт зчеплення в процесі пересування [10];

ρ - зведене плече прикладання сил тертя на ділянці контакту колеса, м;

R - радіус повороту мобільної платформи за зовнішнім колесом, м;

$$F_{\text{пр}} = 0,6 \cdot \frac{0,1}{2,5} \cdot (12753 + 6867) = 470,9 \text{ Н}$$

Опір рухові на уклоні визначається за формулою [10]:

$$F_y = (G_{\text{в}} + G_{\text{вж}}) \cdot \sin \alpha$$

$$F_y = (12753 + 6867) \cdot \sin 10^0 = 3406 \text{ Н}$$

Загальний опір пересування:

$$F = 1932,2 + 3406,0 + 470,9 = 5809,1 \text{ Н}$$

2.2.2 Розрахунок тягових і крутних моментів на ведучих колесах

Визначена повна сила опору руху $F = 5809,1 \text{ Н}$ є сумарним зусиллям, яке необхідно подолати всім ведучим колесам платформи для забезпечення стабільного руху комплексу.

Оскільки наземний роботизований комплекс має повнопривідну чотириколісну базу ($n = 4$), розрахункове колове тягове зусилля $F_{\text{кл}}$, що припадає на одне ведуче колесо, визначається рівномірним розподілом загального опору:

$$F_{\text{кл}} = \frac{F}{4} = \frac{5809,1}{4} = 1452,3 \text{ Н}$$

Для переходу від лінійного зусилля до обертового моменту використовується значення зовнішнього радіуса колеса. Згідно з технічними параметрами позашляхової шини Maxxis розмірністю 255/85 R16, зовнішній діаметр колісного вузла становить $D_{\text{кл}} = 840 \text{ мм} = 0,84 \text{ м}$. Відповідно, розрахунковий робочий радіус колеса дорівнює :

$$R_{\text{кл}} = \frac{D_{\text{кл}}}{4}$$

$$R_{\text{кл}} = \frac{840}{2} = 420 \text{ мм} = 0,42 \text{ м}$$

Крутний момент, який необхідно прикласти безпосередньо до ведучого колеса для створення заданого тягового зусилля, становить:

$$M_{\text{кл}} = F_{\text{кл}} \cdot R_{\text{кл}}$$

$$M_{\text{кл}} = 1452,3 \cdot 0,42 = 609,96 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.2.3 Силевий розрахунок валів трансмісії та перевірка приводного комплексу

Розрахунок крутних моментів виконуємо послідовно у напрямку від колеса до двигуна:

1. Вихідний вал ланцюгового редуктора:

$$M_3 = \frac{M_{\text{кл}}}{\eta_{\text{кр}} \cdot \eta_{\text{підш}}}$$

де $\eta_{\text{кр}}$ – ККД карданого валу

$\eta_{\text{підш}}$ - однієї пари підшипників кочення

$$M_3 = \frac{609,96}{0,96 \cdot 0,99} = 641,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Проміжний вал ланцюгового редуктора

$$M_2 = \frac{M_3}{i_2 \cdot \eta_{\text{ланц}} \cdot \eta_{\text{підш}}}$$

де i_2 – передаточне відношення 2 ступені редуктора

$\eta_{\text{ланц}}$ – ККД роликової ланцюгової передачі

$$M_2 = \frac{641,8}{3 \cdot 0,96 \cdot 0,99} = 225,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3. Вал мотор-редуктора

$$M_1 = \frac{M_2}{i_1 \cdot \eta_{\text{ланц}} \cdot \eta_{\text{підш}}}$$

$$M_1 = \frac{225,1}{3 \cdot 0,96 \cdot 0,99} = 78,95 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

4. Перевірка завантаження приводного електродвигуна:

Обраний мотор-редуктор BM1424ZXF (BLDC) має номінальний крутний момент $M_{\text{двном}} = 7,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і постачається у зборі з вбудованим планетарним редуктором $i_{\text{двиг}} = 5$, ККД планетарного редуктора $\eta_{\text{пл}} = 0,90$.

Номінальний крутний момент на вихідному валу:

$$M_{\text{вхмотор}} = M_{\text{двном}} \cdot i_{\text{двиг}} \cdot \eta_{\text{пл}}$$

$$M_{\text{вхмотор}} = 7,2 \cdot 5 \cdot 0,90 = 32,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для подолання пікового опору руху на важкому бездоріжжі (одночасний рух на підйом під кутом 10° та виконання розвороту на вхід приводу необхідно подати крутний момент $M_1 = 79 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Коефіцієнт необхідного короткочасного перевантаження силового агрегату:

$$k_{\text{пер}} = \frac{M_1}{M_{\text{вхмотор}}}$$

$$k_{\text{пер}} = \frac{79}{32,4} = 2,44$$

2.2.4 Визначення геометричних параметрів підвіски та кінематики карданної передачі

Одним із головних завдань модернізації ходової частини наземного роботизованого комплексу (НРК) є збільшення його прохідності. Базова конструкція із жорстким кріпленням коліс суттєво обмежувала дорожній просвіт (кліренс) машини та призводила до частого контакту днища з рельсом. Впровадження незалежної двоважільної підвіски дозволяє розв'язати цю проблему шляхом зміни статичного положення колісної маточини відносно рами.

Виходячи з умов експлуатації на важкому бездоріжжі та враховуючи зовнішній діаметр обраних коліс ($D_{\text{кл}} = 840$ мм), номінальний дорожній просвіт (кліренс) під днищем платформи конструктивно задано на рівні $C = 380$ мм. Для підтримання збільшеного кліренсу в динаміці та гарантування безперервного контакту протектора з ґрунтом, підвіска повинна мати достатній запас вертикального переміщення. Повний вертикальний хід колеса обмежено значенням $H_{\text{повн}} = 220$ мм. Цей хід розподіляється відносно номінального положення наступним чином:

— Хід стиснення ($H_{\text{ст}} = 140$ мм): відстань переміщення колеса вгору від статичного положення до моменту контакту з відбійником.

— Хід відбою ($H_{\text{відб}} = 80$ мм): відстань переміщення колеса вниз від статичного положення до повного розтягнення амортизатора, що забезпечує постійний контакт шини з рельсом.

Аналітичне визначення просторових параметрів важелів. Розрахунок геометрії базується на жорстких просторових обмеженнях колісного вузла. Габаритною межею є внутрішній діаметр обода колісного диска ($D_{\text{в}} = 340$ мм).

Для симетричного компоунвання без затирання, осі кріплення розташовано по вершинах квадрата, вписаного в це коло.

Сторона квадрата a , що дорівнює вертикальній міжосьовій відстані між важелями, становить:

$$a = \frac{D_B}{\sqrt{2}}$$

Підставимо значення:

$$a = \frac{340}{\sqrt{2}} = 240,45 \text{ мм}$$

Конструктивно приймаємо вертикальну відстань між важелями на рівні 240 мм.

Габаритні розміри важелів визначалися компоувальним методом конструктивно. Підбір довжини важелів базувався на одночасному виконанні двох критеріїв:

1. **Габаритне обмеження.** Згідно з технічним завданням на модернізацію платформи, загальна габаритна ширина машини не повинна перевищувати 1800 мм.
2. **Кінематичне обмеження (робочі кути карданного вала):** Довжина важеля підвіски задає радіус дуги, по якій описує рух колісна маточина, і тим самим визначає поточний кут нахилу карданного вала під час вертикальних переміщень колеса. Відповідно до теорії проєктування автомобільних карданних передач, для забезпечення довговічності та плавності ходу робочі кути зламу несинхронних шарнірів Гука мають знаходитися у строгому експлуатаційному діапазоні від 4° до 14° :

— Мінімальна межа (4°) необхідна для забезпечення постійного перекочування голчастих роликів у підшипниках хрестовини. Це запобігає їх точковому втисненню в обойму під дією постійних

мікровібрацій (явищу хибного бринелювання, яке швидко руйнує шарнір).

- Максимальна межа (14°) обумовлено тим, що перевищення цього кута викликає критичне зростання нерівномірності обертання веденого вала, що породжує руйнівні знакозмінні пульсації моментів та вібрації у всій трансмісії роботизованого комплексу.

Виходячи з цих умов, оптимальну довжину важелів було підібрано конструктивним методом таким чином, щоб за повного ходу підвіски (від максимального стиснення у 140 мм до відбою у 80 мм) просторовий кут нахилу карданного вала завжди залишався у безпечному вікні $4^\circ \dots 14^\circ$, гарантовано не порушуючи при цьому загального ліміту ширини платформи у 1800 мм.

2.3 Модель механізму

Для просторового компонування елементів приводу, перевірки їхньої взаємодії та виключення можливих геометричних перетинів, в середовищі САПР Autodesk Inventor було розроблено тривимірну твердотільну модель модернізованого вузла.

У ході проектування було послідовно розроблено такі складові елементи механізму:

- 1. Важелі незалежної підвіски.** Основою напрямного апарату підвіски є верхній та нижній важелі А-подібного типу (рис. 2.2).



Рисунок 2.2 Важіль незалежної підвіски

- **Уніфікація базової геометрії.** Верхній та нижній важелі спроектовані конструктивно однаково. Таке рішення суттєво спрощує технологію їхнього виготовлення, зменшує номенклатуру оригінальних деталей та підвищує ремонтпридатність усього комплексу в польових умовах.



Рисунок 2.2 Конструкція важелів

- **Кронштейн кріплення амортизаторів.** Головною відмінністю верхнього важеля є приварений спеціальний силовий кронштейн. Він призначений для надійного шарнірного кріплення одразу двох амортизаційних стійок, які беруть на себе основну роботу з гасіння динамічних ударів та підтримки ваги машини.

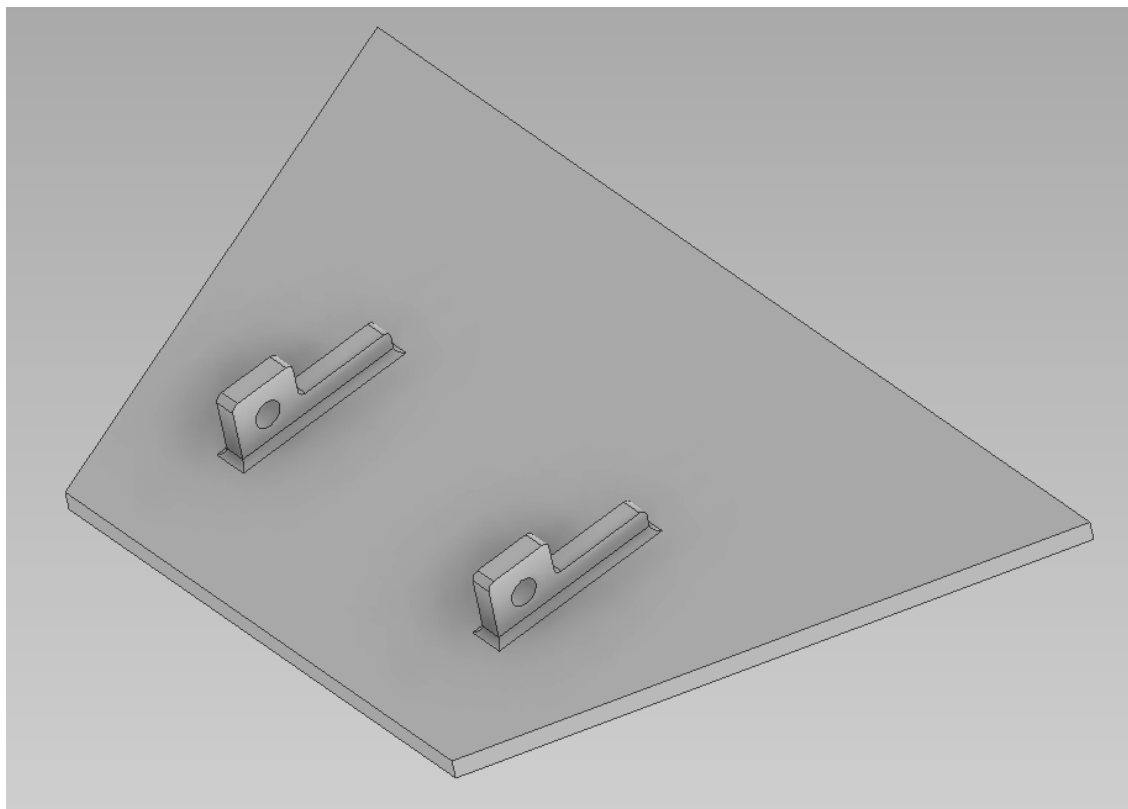


Рисунок 2.3 Кронштейн кріплення амортизаторів

- **Посадкові місця.** З метою спрощення збирання тестового зразка, замість закупівлі стандартних готових сайлентблоків було вирішено виготовити власні саморобні втулки ковзання (рис. 2.4). Для цього до кінців обох важелів жорстко приварюються зовнішні металеві втулки (рис. 2.5). У них запресовуються змінні вкладиші з антифрикційного матеріалу — фторопласту (рис. 2.6). Всередину фторопластових втулок, своєю чергою, встановлюються внутрішні сталеві втулки (рис. 2.7), через які проходить кріпильна вісь. Таке інженерне рішення дозволяє повністю відмовитися від закупівлі сторонніх комплектуючих, спрощує локальне виробництво вузла та забезпечує легкість заміни вкладишів у разі їхнього зносу під час випробувань макета.

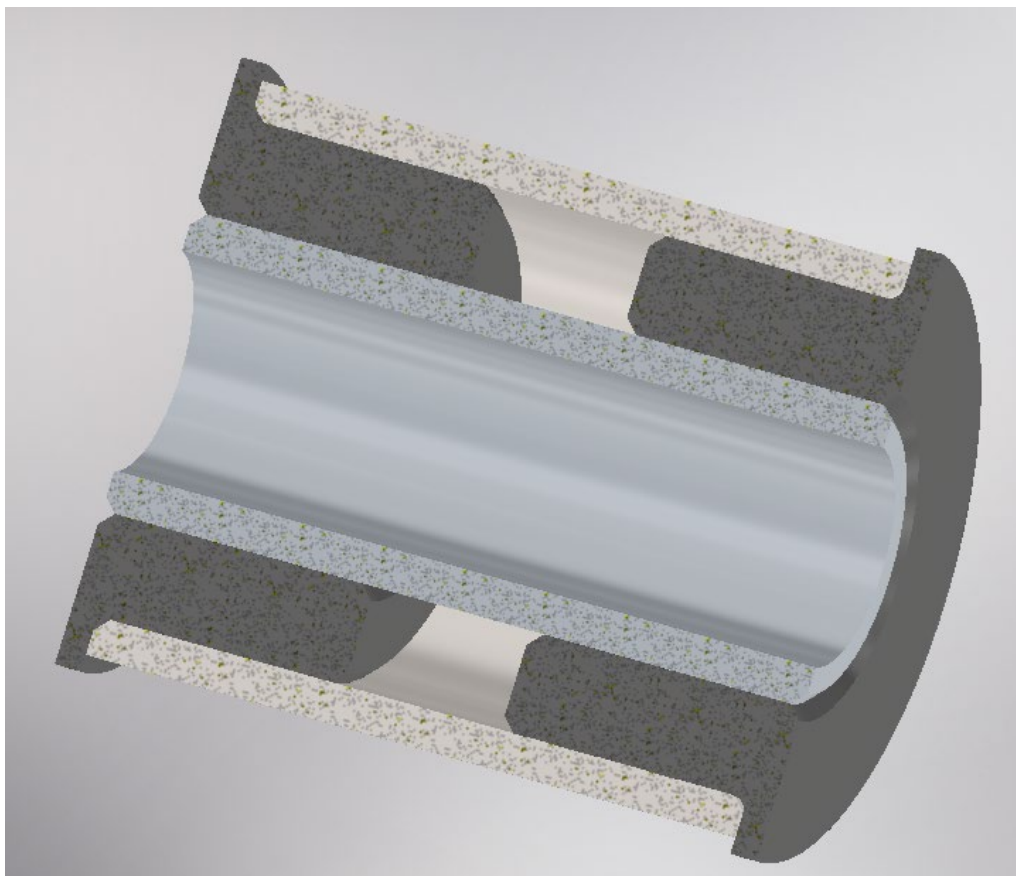


Рисунок 2.4 Шарнірні вузли

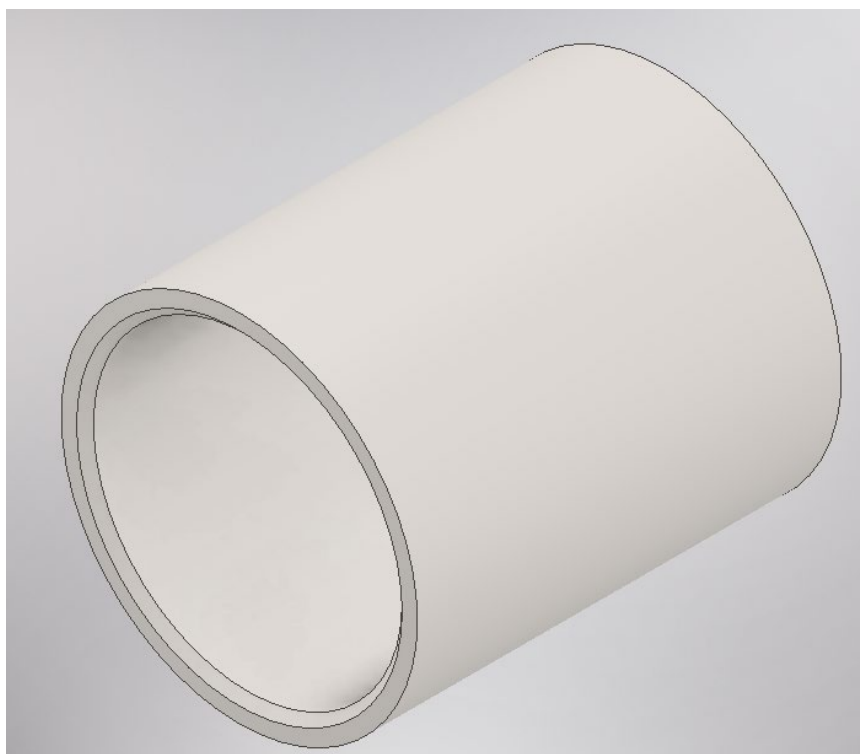


Рисунок 2.5 Зовнішня приварна втулка

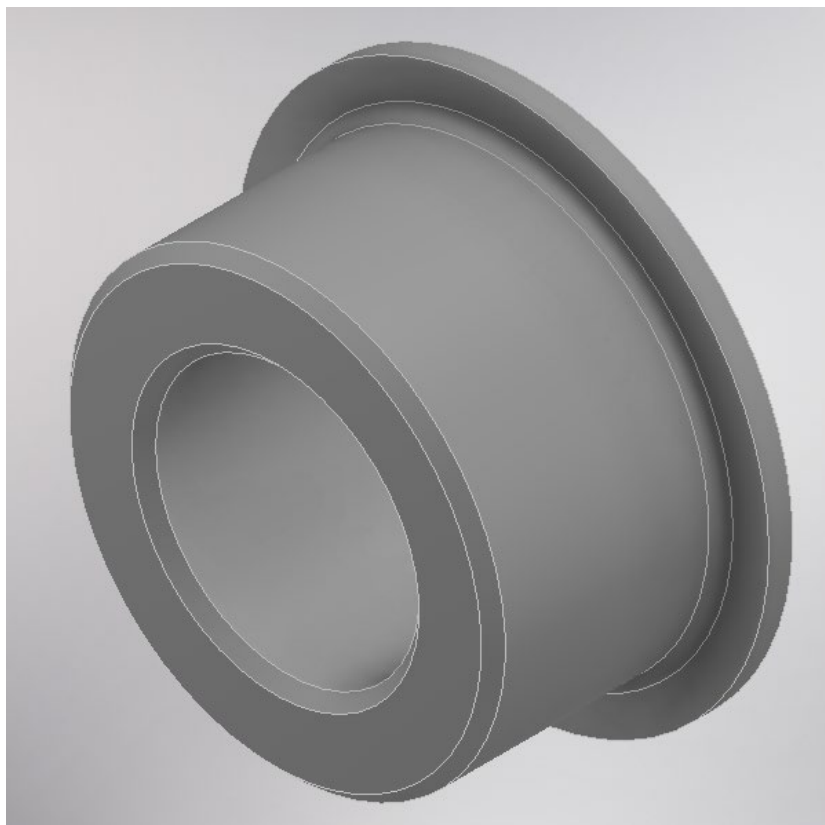


Рисунок 2.6 Фторопластова втулка

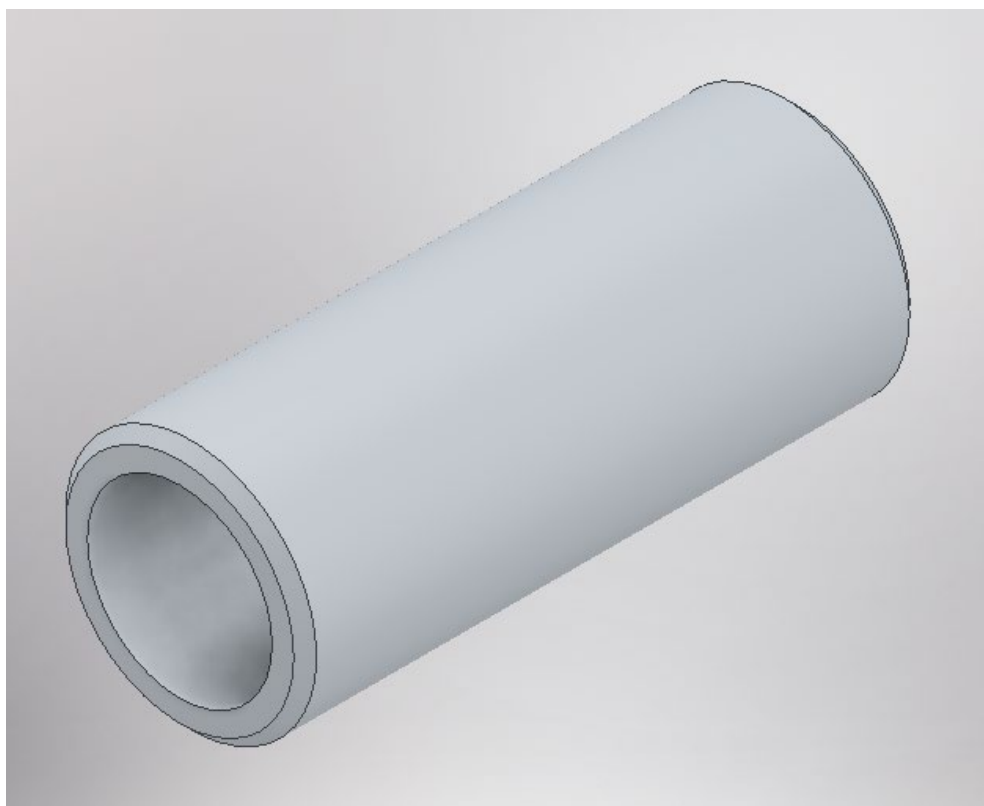


Рисунок 2.7 Внутрішня втулка

2. Маточний вузол та кріплення підвіски.

Цей комплексний механізм є кінцевим елементом трансмісії та ходової частини. Він також є і найбільш навантажених вузлів наземного роботизованого комплексу (НРК), оскільки він поєднує в єдину систему трансмісійну частину приводу та тримну частину підвіски. Вузол виконує одразу кілька критичних функцій: передає крутний момент від приводу на колесо, сприймає радіальні, осьові та динамічні навантаження від рельєфу, а також забезпечує надійний кінематичний зв'язок колеса з важелями незалежної підвіски (рис 2.8).



Рисунок 2.8 Маточиний вузол та система кріплення підвіски

Конструктивно вузол розділений на **обертову** та **нерухому** частини. **Обертова частина (маточиний вузол)** бере безпосередню участь у передачі крутного моменту від трансмісії до колеса (рис. 2.9).



Рисунок 2.8 Маточиний вузол

Він складається з наступних елементів:

– **Вал маточини (ведучий вал) (рис. 2.9):** ключовий силовий елемент колісного вузла, основним призначенням якого є безпосередня передача

тягового крутного моменту від карданної передачі на колесо роботизованої платформи.

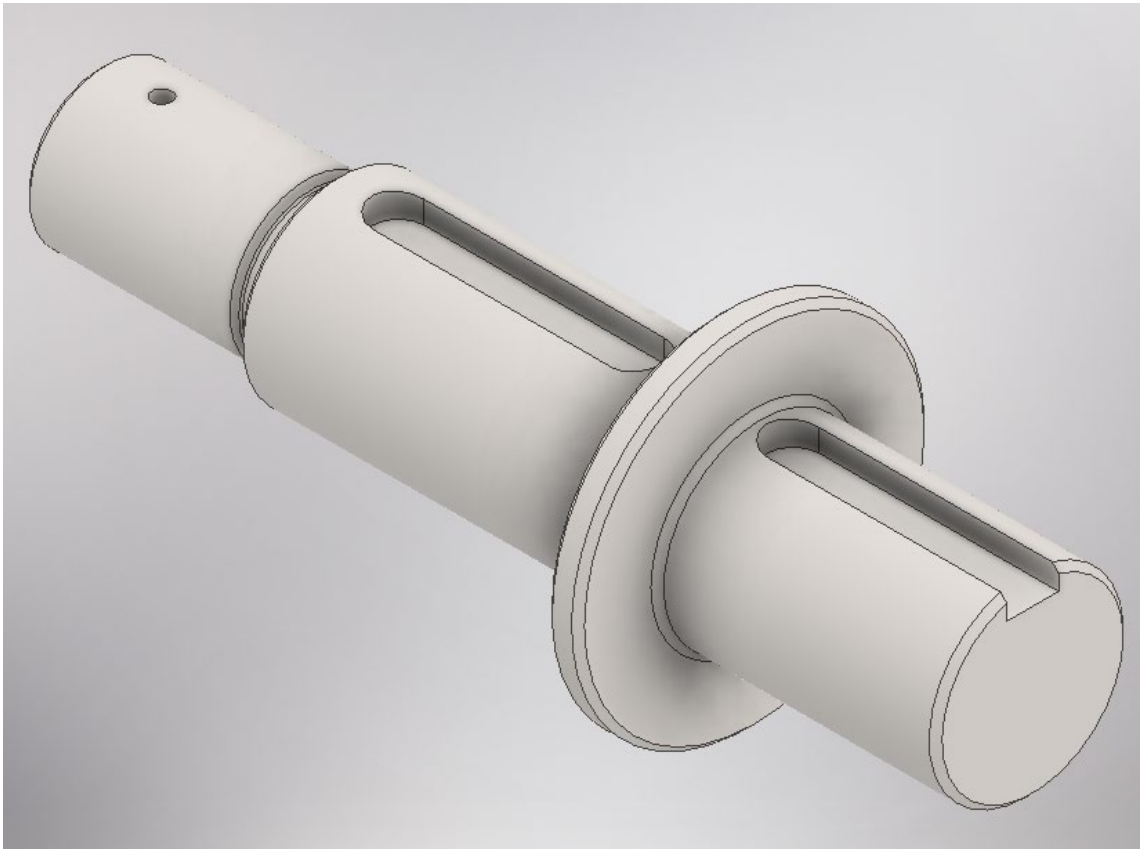


Рисунок 2.9 Вал маточини

— **Маточина колеса.** Фланцева деталь, яка слугує безпосередньою базою для встановлення та центрування колісного диска. Вона з'єднана із ведучим вала за допомогою шпонки. На периферії фланця виконано отвори під запресовуванням посилених колісних шпильок. Маточина першою сприймає радіальні та бічні сили від колеса під час руху та маневрування роботизованого комплексу (рис. 2.10).

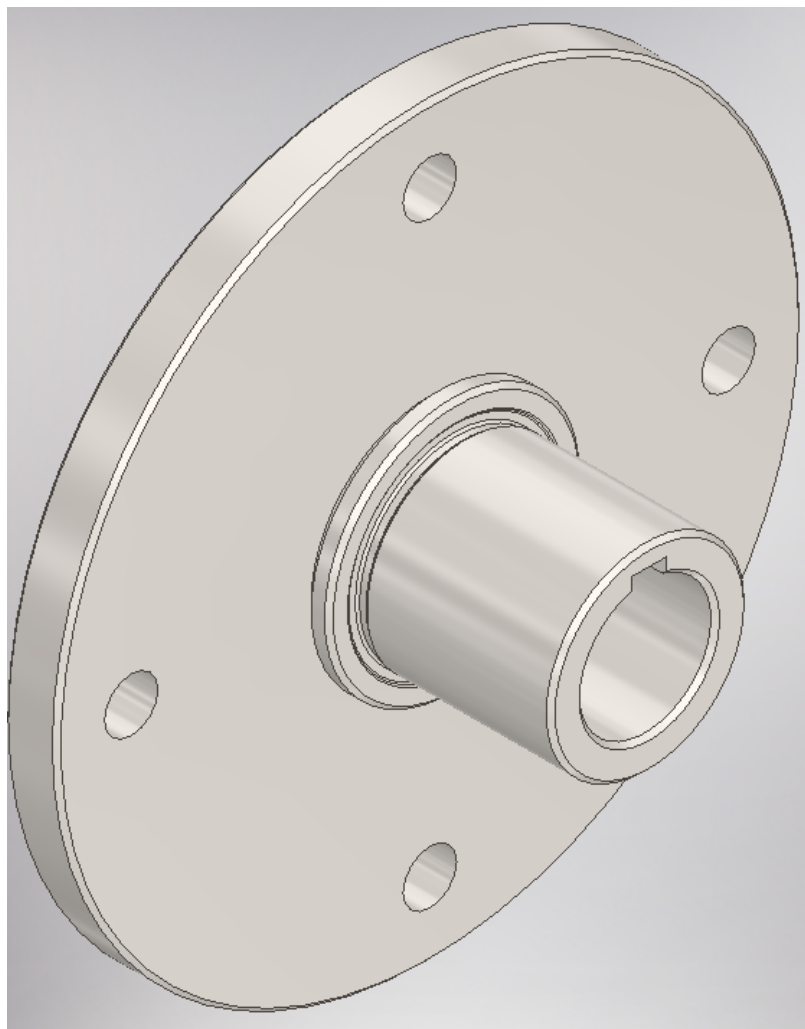


Рисунок 2.10 Маточина колеса

— **Підшипниковий вузол.** Забезпечує вільне обертання маточинного вала всередині нерухомого корпусу. З метою підвищення ремонтпридатності в польових умовах та можливості швидкої заміни комплектуючих, у якості опорного елемента було обрано серійний автомобільний ступичний підшипник від автомобіля Mazda 6 (покоління GG, 2002–2007 років випуску). Це посилений дворядний радіально-упорний підшипник кочення, який здатний витримувати значні навантаження, враховуючи високу повну вагу платформи. Внутрішні кільця підшипника фіксуються на маточині, що дозволяє гарантовано компенсувати осьові навантаження. Вузол оснащений

інтегрованими манжетними ущільнювачем для захисту від води та абразивного бруду (рис. 2.11).



Рисунок 2.11 Підшипниковий вузол [11]

Нерухома частина (кріплення підвіски) залишається статичною відносно обертання колеса і виконує роль жорсткого силового каркаса, що пов'язує колесо з напрямним апаратом ходової частини (рис. 2.12). Вона складається з наступних елементів:

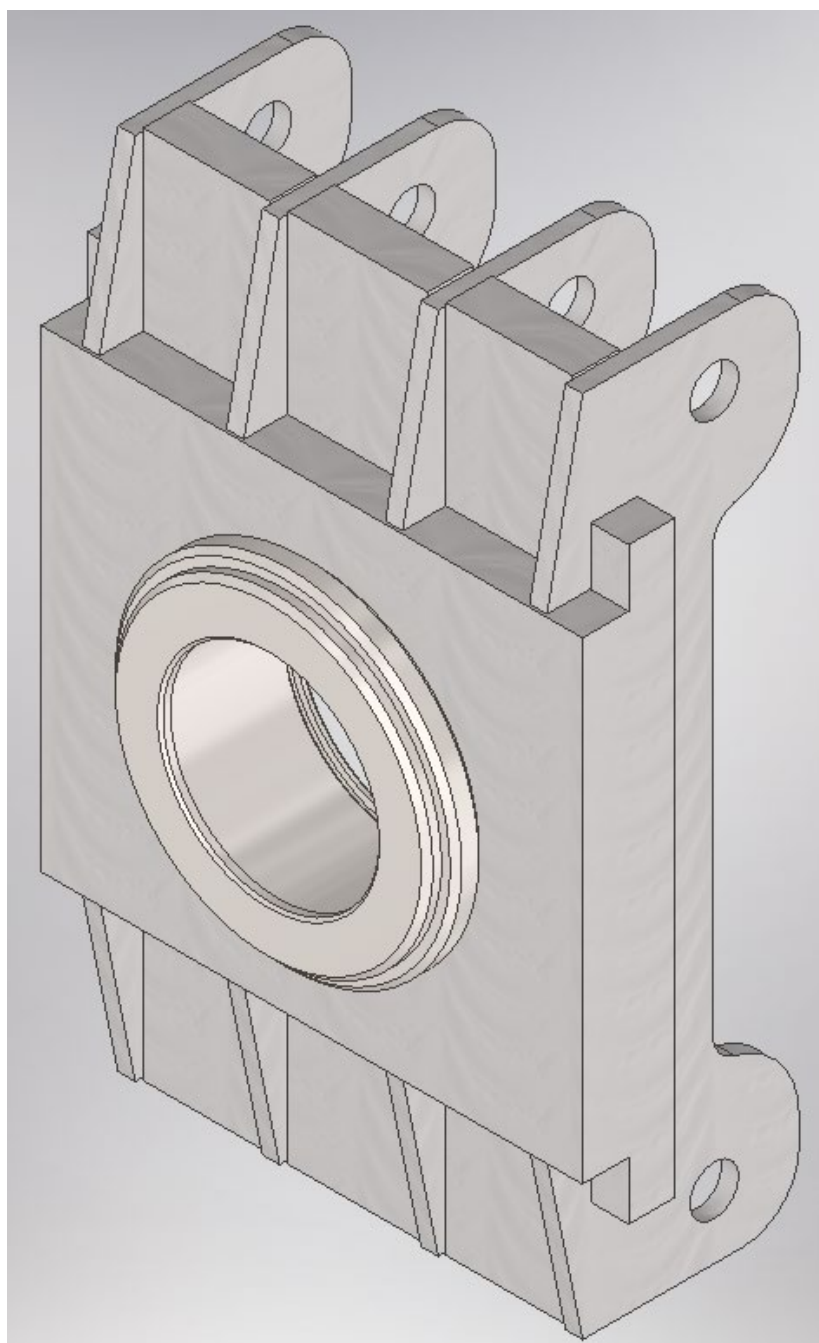


Рисунок 2.12 Блок кріплення підвіски

— **Ступиця (корпус вузла).** Масивна товстостінна деталь, яка виконує роль опорного стакана для підшипникового вузла. У внутрішню розточку ступиці за ковзною посадкою встановлюється зовнішнє кільце підшипника. Товщина стінок ступиці розрахована на забезпечення максимальної жорсткості, що виключає деформацію корпусу під дією сильних ударних навантажень (рис. 2.13).



Рисунок 2.13 Ступиця

— **Приварені силові упори (кронштейни) (рис. 2.14).** Для з'єднання маточного вузла з важелями, на зовнішній поверхні нерухомої ступиці приварені 2 16 мм пластини (рис. 2.15) в які встановленні і обваренні вушка (рис. 2.16). Вони мають співвісні посадкові отвори. Через ці отвори за допомогою сталевих кріпильних осей ступиця шарнірно з'єднується з кінцями А-подібних важелів незалежної підвіски. Геометричне розташування цих упорів розраховане таким чином, щоб гарантувати стабільну траєкторію руху колеса з мінімальною зміною кутів розвалу.

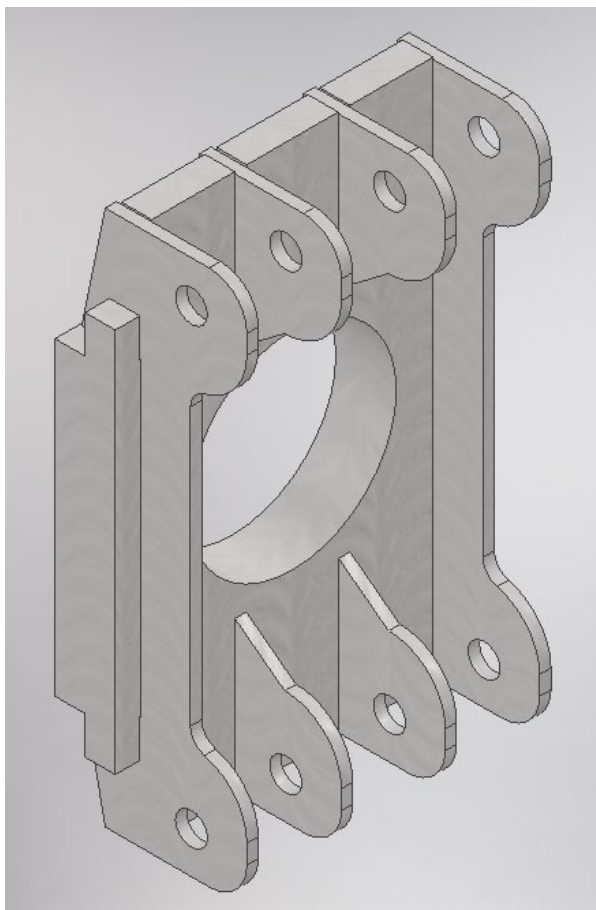


Рисунок 2.14 Силовий упор

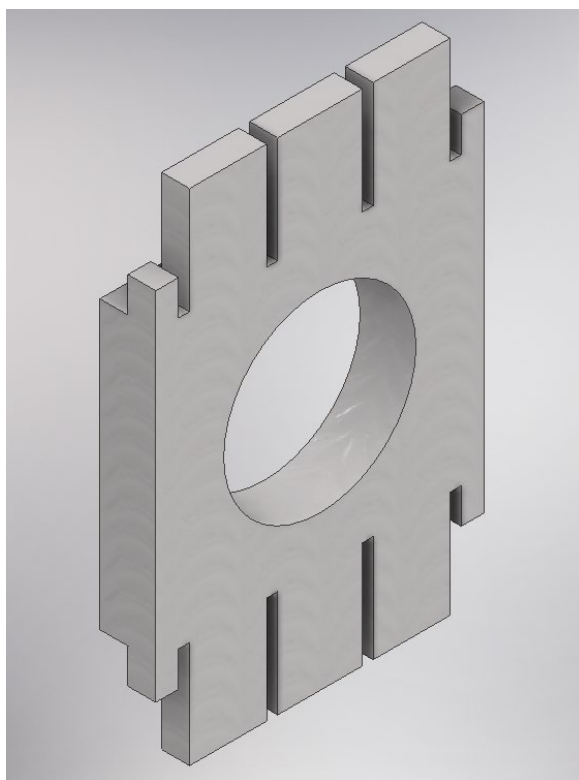
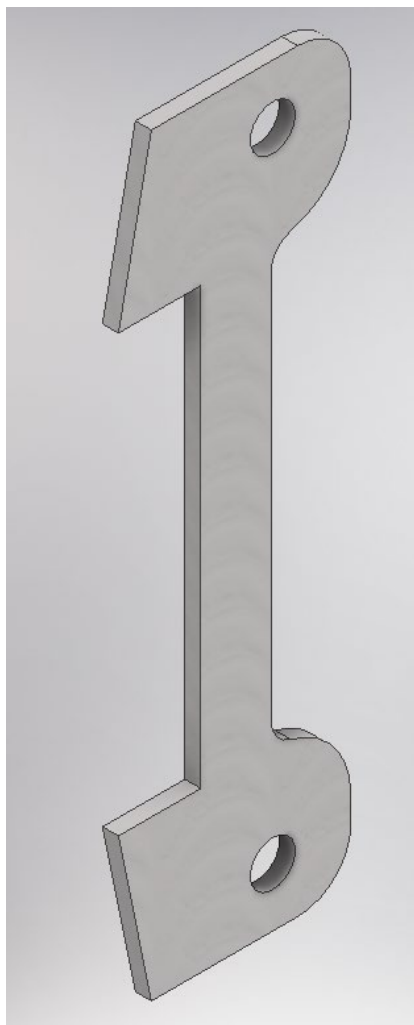
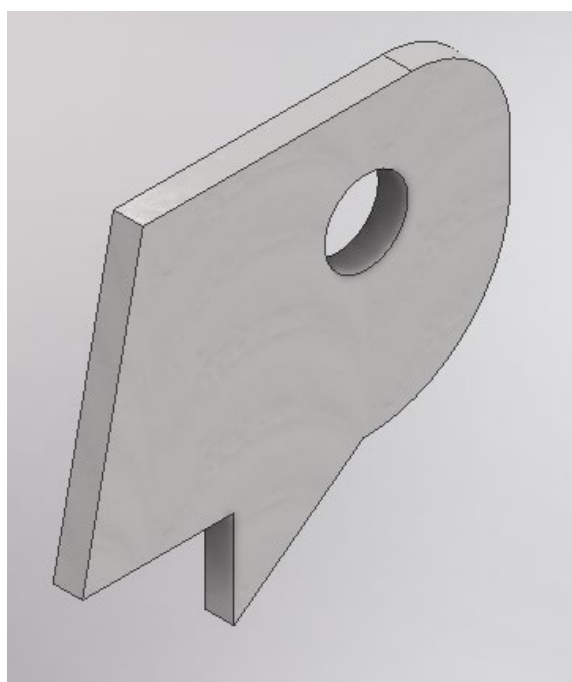


Рисунок 2.15 Пластини



а)



б)

Рисунок 2.16 Вуха для кріплення важелів: а – зовнішнє, б - внутрішнє

3. Пружно-демпфуючий вузол (амортизаційні стійки)

З огляду на значну повну масу платформи (до 500 кг статичного навантаження на одне колесо) та екстремальні умови експлуатації на важкому бездоріжжі, для кожного колісного вузла передбачено встановлення спарених (двох) пружинно-гідравлічних амортизаційних стійок. З метою уніфікації конструкції, здешевлення виробництва та спрощення польового ремонту в якості базового елемента демпфування було обрано серійний амортизатор підвіски Optimal (A-1118H). Цей гідравлічний амортизатор характеризується високою надійністю та здатністю витримувати тривалі циклічні навантаження. Основні технічні характеристики обраного амортизатора:

- Робоче середовище (тип): гідравлічна олива (масляний);
- Конструкція системи: двотрубна амортизаційна стійка;
- Діаметр поршневого штока: 12,5 мм;
- Зовнішній діаметр корпусу: 40 мм;
- Спосіб кріплення: верхнє та нижнє шарнірні вушка (отвори).

Встановлені в парі, ці стійки виконують наступні критичні функції:

- **Сприйняття статичного та динамічного навантаження.** Пружні елементи (пружини), встановлені на корпусі амортизатора, утримують вагу машини, компенсують просідання платформи під навантаженням та забезпечують заданий дорожній просвіт (кліренс).
- **Гасіння коливань (демпфування).** Гідравлічні телескопічні амортизатори ефективно розсіюють кінетичну енергію ударів при наїзді на перешкоди (каміння, вирви, повалені дерева). Це запобігає тривалому розгойдуванню корпусу НРК, захищає елементи трансмісії від руйнівних інерційних перевантажень та гарантує безперервний контакт протектора шини з поверхнею ґрунту.
- **Кінематика кріплення.** Нижні шарнірні вушка обох амортизаторів надійно фіксуються на спеціальному силовому кронштейні, який жорстко приварений до верхнього А-подібного важеля підвіски. Верхні вушка стійок кріпляться безпосередньо до відповідних опорних

кронштейнів на несучій рамі роботизованого комплексу. Таке просторове компонування дозволяє оптимально розподілити силове навантаження на конструкцію важелів та забезпечити максимальний робочий хід колеса у вертикальній площині (рис. 2.17) [12].

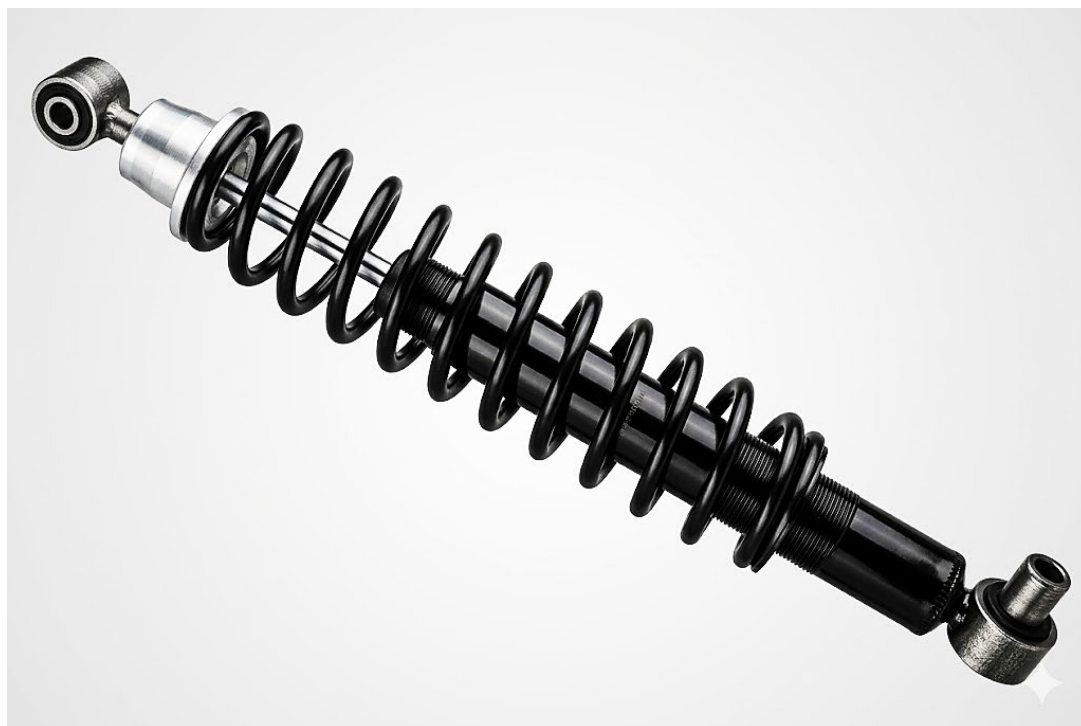


Рисунок 2.17 Амортизаційна стійка [12]

Висновок до розділу 2

У другому розділі було виконано повний комплекс робіт із проєктування модернізованої трансмісії та незалежної підвіски наземного роботизованого комплексу. На основі аналізу умов експлуатації на важкому бездоріжжі було визначено повний опір пересуванню платформи (5809,1 Н) та розраховано необхідні крутні моменти на кожному ступені приводу. За результатами силового розрахунку підтверджено достатність тягових характеристик обраного безщіткового мотор-редуктора BM1424ZXF (2,2 кВт) із забезпеченням коефіцієнта короткочасного перевантаження 2,44. На базі обґрунтованої

кінематичної схеми в середовищі САПР Autodesk Inventor розроблено повноцінну тривимірну твердотільну модель механізму. Спроектовано оригінальні деталі прямого апарату (А-подібні важелі зі зварними кронштейнами та фторопластовими втулками ковзання) та комплексний маточиний вузол. Для забезпечення високої ремонтпридатності в польових умовах у конструкцію інтегровано серійні автомобільні компоненти: маточинний підшипник від Mazda 6 та газомасляні амортизаційні стійки Optimal A-1118H. Створена віртуальна загальна збірка дозволила перевірити просторове компонування елементів приводу (ланцюгового редуктора, двохарнірної карданної передачі та маточини) в умовах обмежених габаритів НРК.

3. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ ТА ПІДВІСКИ

3.1 Динамічний аналіз трансмісії та задання граничних умов

Для визначення реальних навантажень, що діють на елементи карданної передачі модернізованої роботизованої платформи НРК під час руху по бездоріжжю, було використано Autodesk Inventor Dynamic Simulation. Першим етапом побудови адекватної розрахункової моделі є налаштування кінематичних зв'язків та задання параметрів руху приводу.

Формування кінематичних пар (Joints). Після переходу в середовище динамічної симуляції стандартні залежності 3D-моделі конвертуються в рухомі з'єднання (Standard Joints).

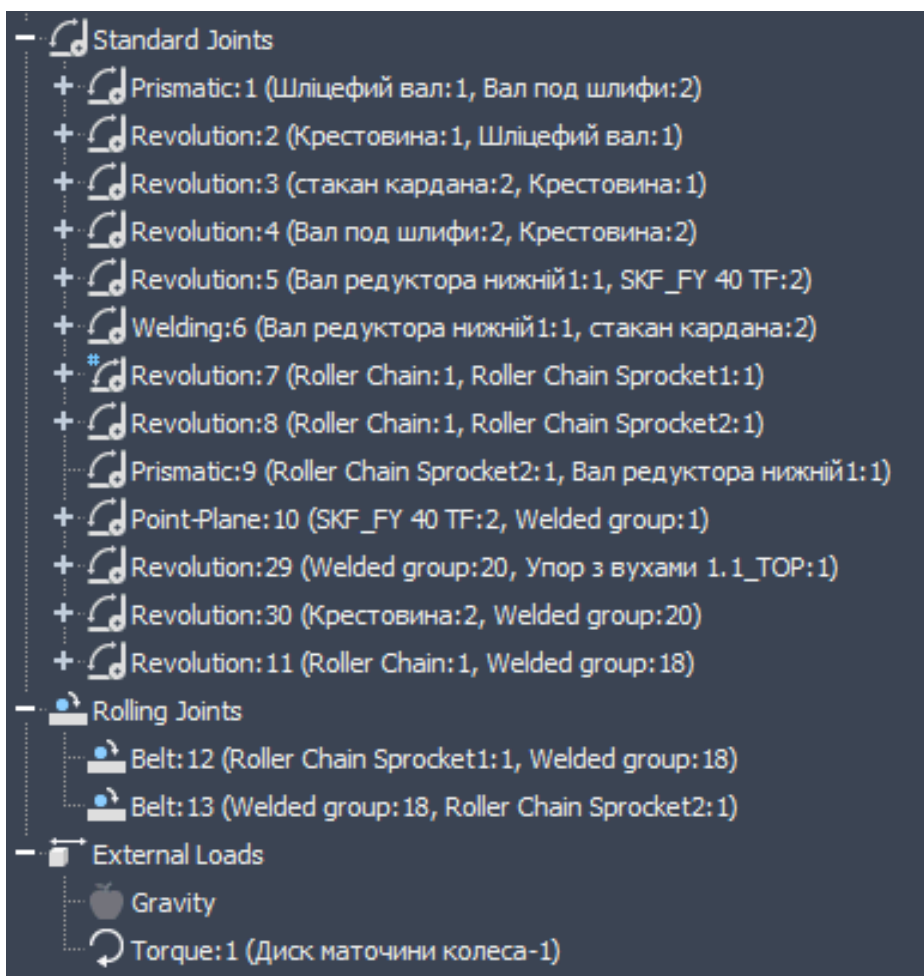


Рисунок 3.1 Створення кінематичних пар

Розрахунок вхідної кутової швидкості. Для моделювання номінального режиму роботи тягового електродвигуна необхідно задати кутову швидкість обертання валу двигуна. Оскільки в Autodesk Inventor Dynamic Simulation базовою одиницею вимірювання обертання є градуси за секунду (град/с). Згідно з технічними характеристиками обраного приводу, номінальна частота обертання ротора становить 2850 об/хв, а передавальне відношення вбудованого редуктора $i = 5$.

$$n_{\text{вих}} = \frac{n_{\text{дв}}}{i}$$

$$n_{\text{вих}} = \frac{2850}{5} = 570 \text{ об/хв}$$

Переводимо це значення в кутову швидкість:

$$\omega = n_{\text{вих}} \cdot 6$$

$$\omega = 570 \cdot 6 = 3420 \text{ град/с}$$

Задання руху у властивостях шарніра. Для безпосереднього внесення розрахованих значень у програму, в дереві динамічного моделювання було відкрито діалогове вікно властивостей циліндричного з'єднання «Revolution» (яке відповідає ведучій зірочці на валу двигуна). На вкладці «Заданий рух» (Imposed Motion) було активовано прапорець «Увімкнути заданий рух» (Enable imposed motion), а як керуючий параметр у випадіючому меню було обрано «Швидкість» (Velocity).

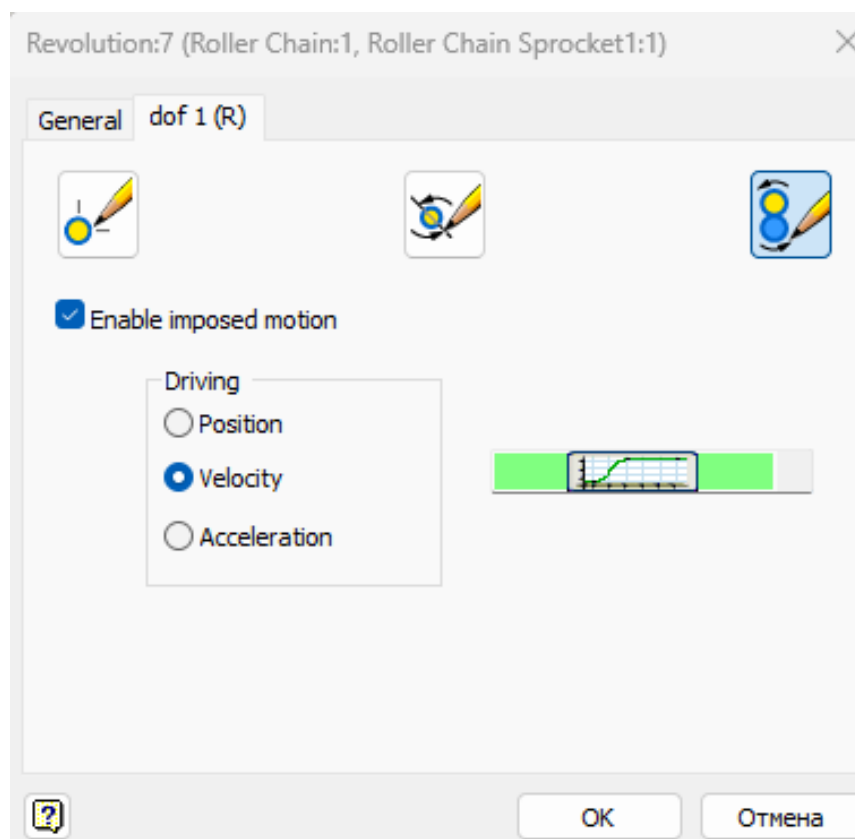


Рисунок 3.2 Вибір задання руху

Профілювання закону швидкості в Input Grapher. Для налаштування характеру обертання було відкрито вбудований редактор графіків *Input Grapher*. Робочу шкалу часу моделювання (від 0 до 5 секунд) було розділено на дві чіткі інженерні фази за допомогою точок зламу кривої:

- Фаза плавного розгону ($t = 0 \dots 2$ с): Перехід кутової швидкості від 0 град/с (стан спокою) до номінальних 3420 град/с на 2-й секунді було задано за законом циклоїди (Cycloid) так як вона забезпечує абсолютно плавний, безударний пуск електродвигуна під навантаженням.
- Фаза усталеного робочого режиму ($t = 2 \dots 5$ с): Починаючи з 2-ї секунди і до кінця симуляції (5-та секунда) графік швидкості зафіксовано як постійну константу на рівні 3420 град/с (рівна горизонтальна лінія).

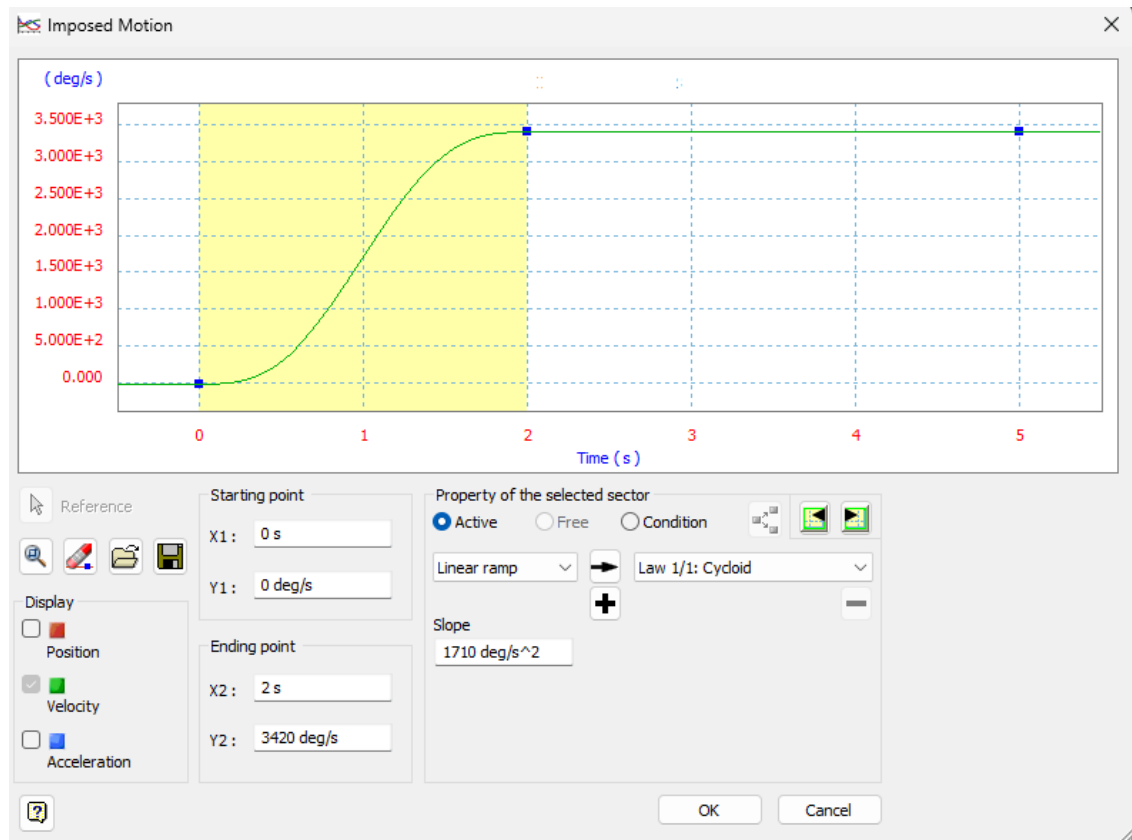


Рисунок 3.3 Графік закону зміни кутової швидкості приводу

Задання гальмівного моменту опору на колесі. На маточину було прикладено зовнішнє навантаження у вигляді крутного моменту опору, спрямованого протилежно до напрямку обертання приводу. Величина цього моменту була прийнята рівною піковому теоретичному значенню $M_3 = 641,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($641800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$), визначеному на етапі тягово-динамічного розрахунку машини.

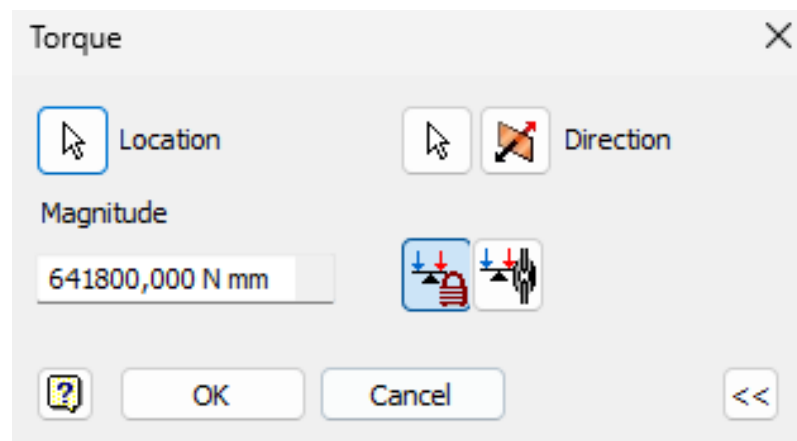


Рисунок 3.4 Задання моменту на маточині колеса

Аналіз динамічних навантажень в Output Grapher та визначення критичного кроку часу. По завершенню чисельного динамічного прорахунку механізму для візуалізації та дослідження отриманих масивів даних було відкрито модуль «Графічний навігатор» (Output Grapher). У структурованому дереві результатів навігатора було активовано графіки внутрішніх силових факторів та крутних моментів, що діють безпосередньо на досліджуваний елемент трансмісії – вал із шліцевим отвором.

Шляхом аналізу графіків крутного моменту у режимі усталеного руху системи ($t = 2 \dots 5$ с) було зафіксовано найбільший критичний момент часу для подальшого аналізу міцності методом скінченних елементів (МСЕ) $t = 2,7$ с. Ця точка характеризується сумісною дією максимального крутного моменту $M = 629,27$ Нм та поперечного радіального зусилля відхилення вала в опорах $F = 138,3$ Н. Ці данні в подальшому використовувались для прорахунку деталі на міцність.

3.2. Розрахунок напружено-деформованого стану карданного вала методом скінченних елементів

Для перевірки міцності та жорсткості елементів конструкції за отриманими динамічними навантаженнями було виконано чисельний розрахунок напружено-деформованого стану (НДС) деталі «Вал під шліци» у спеціалізованому середовищі Autodesk Inventor Stress Analysis.

Імпорт вихідних динамічних навантажень. Розрахунок скінченно-елементної моделі базується на автоматичному перенесенні силових факторів із середовища динамічного моделювання рухомого вузла (Motion Loads Analysis). За вихідну точку було зафіксовано найбільш навантажений крок часу $t = 2,7$ с усталеного режиму руху платформи (рис.3.5).

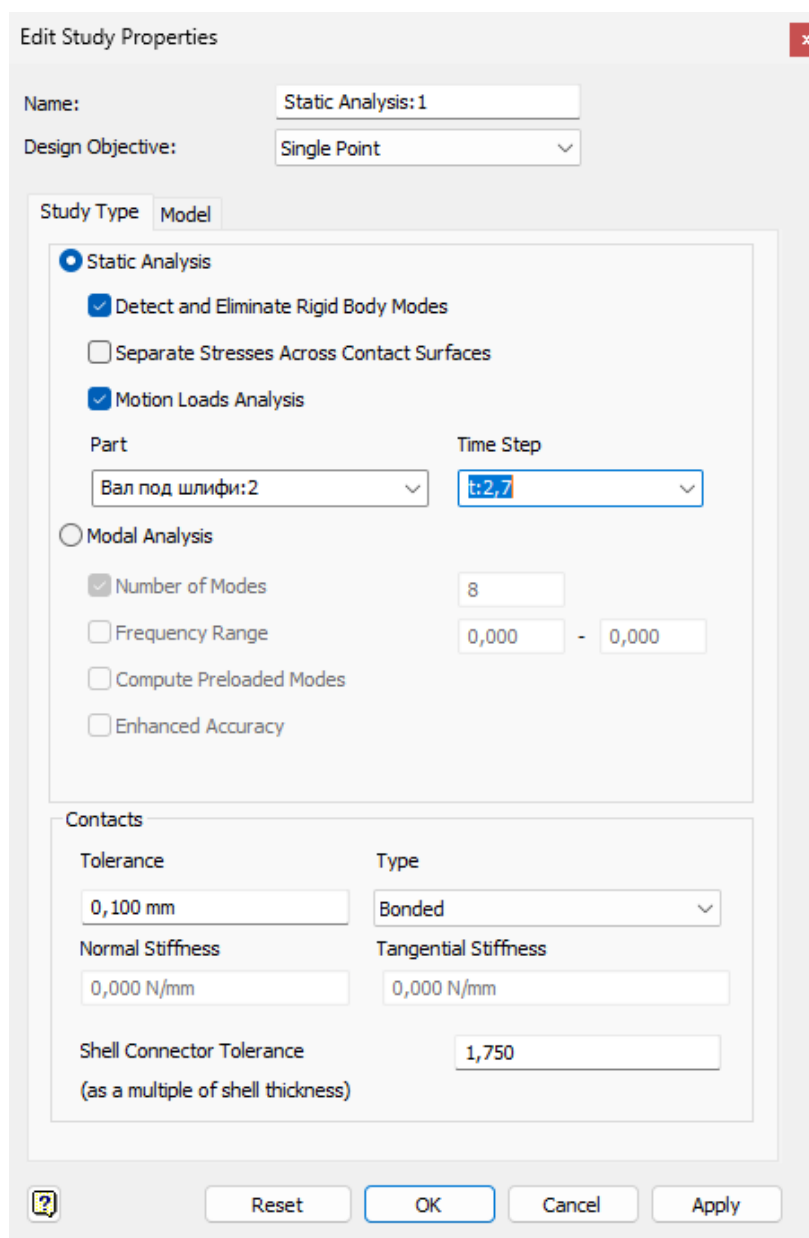


Рисунок 3.5 Імпорт вихідних даних

Задання граничних умов та фіксація поверхонь: При побудові розрахункової схеми граничні умови (Boundary Conditions) було прикладено до зон силового контакту деталей:

- **У шліцьовій частині:** Обертовий крутний момент розподілено строго по бічних робочих гранях внутрішніх зубів, які сприймають кручення.
- **У вилці шарніра:** Навантаження прикладено на внутрішніх циліндричних поверхнях отворів проушин вилки (місця посадки голчастих підшипників хрестовини). Конструктивні фаски та канавки під стопорні кільця

виключено з розрахунку задля уникнення штучної концентрації напружень у сітці.

А також програма автоматично приклала перпендикулярну радіальну силу безпосередньо на початку вала (зі сторони входу шліцьового отвору). Це теоретично обґрунтовано: при роботі кардана під кутом зламу відповідний (вставлений) вал працює як важіль, передаючи максимальний радіальний тиск перекосу саме на край зони контакту шліцьового з'єднання. Одночасно зусилля протидії (реакції опор) були коректно розподілені на проушини («вуха») вилки, оскільки саме вони є єдиними поверхнями контакту з підшипниками хрестовини, через які замикається силова схема механізму (рис. 3.6).

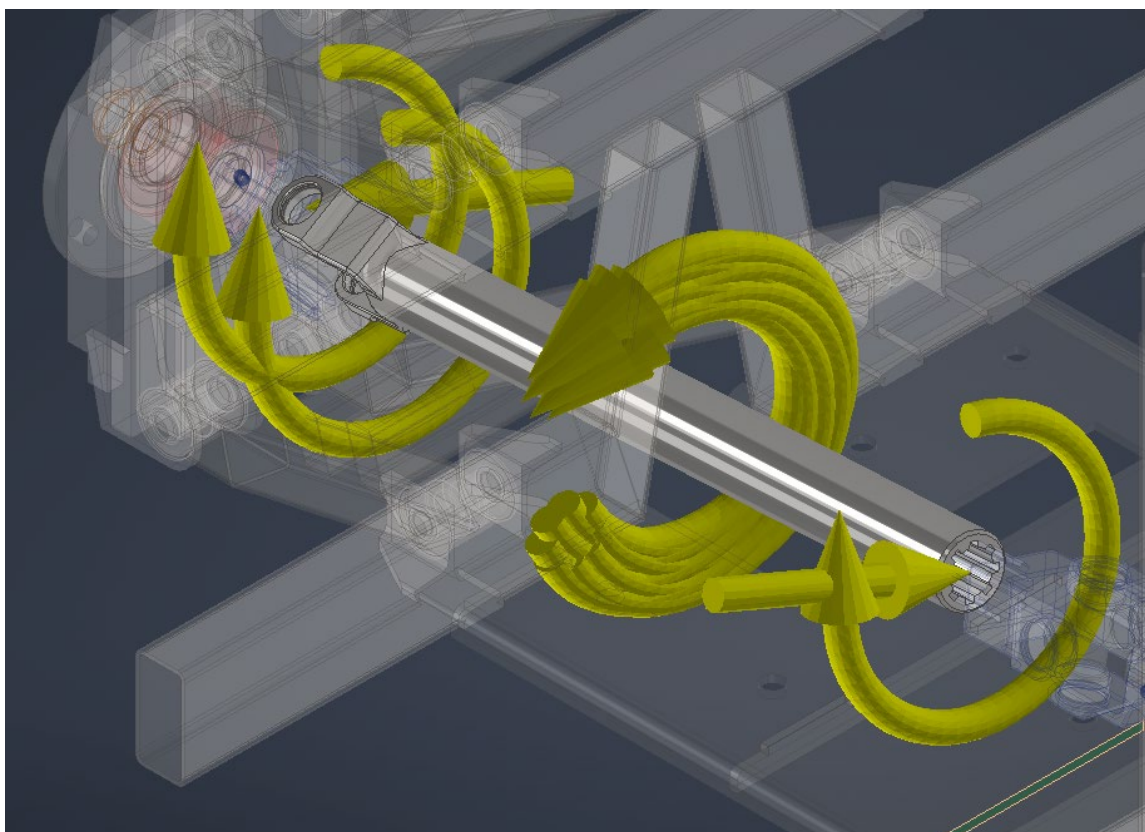


Рисунок 3.6 Розподіл імпортованих навантажень та реакцій опор

Фізико-механічні властивості матеріалу: Враховуючи високу навантаженість трансмісії роботизованого комплексу на бездоріжжі, для виготовлення деталі прийнято конструкційну леговану сталь (аналог Сталі 40Х).

У розрахунку закладено фізичні параметри матеріалу після проведення термічного поліпшення (загартування з високим відпуском):

- Межа плинності (σ_T) — 785 МПа;
- Межа міцності на розрив (σ_B) — 980 МПа;
- Модуль поздовжньої пружності (Юнга) — 214 ГПа;
- Коефіцієнт Пуассона — 0,287.

Аналіз розподілу еквівалентних напружень: За результатами математичного розв'язання скінченно-елементної задачі було згенеровано просторову епюру еквівалентних напружень за критерієм Фон Мізеса.

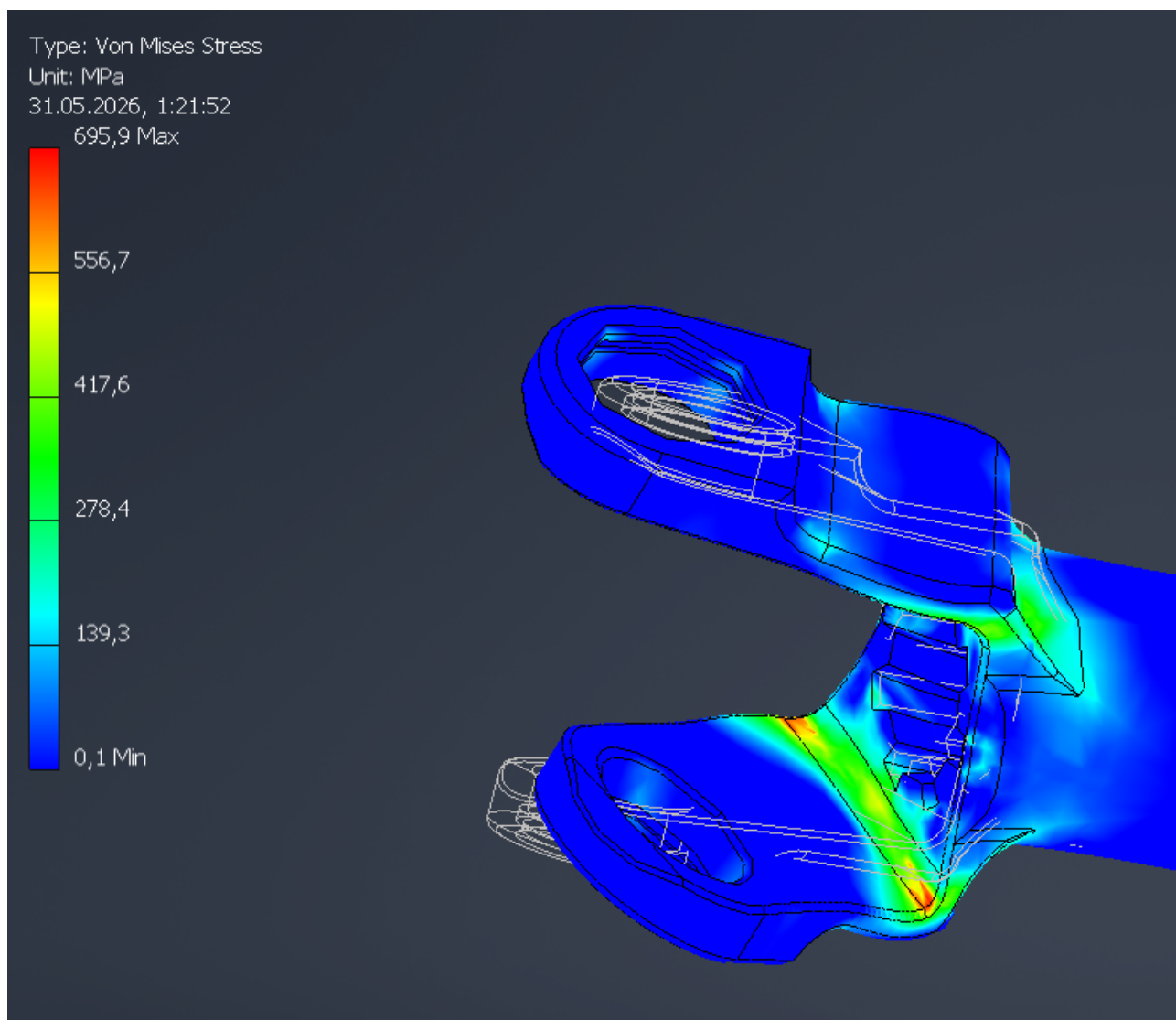


Рисунок 3.7 Епюра еквівалентних напружень за Фон Мізесом

Аналіз епюри (рис. 3.7) показує, що зони найбільшої концентрації напружень зосереджені в місці переходу від масивних проушин вилки шарніра до тіла вала. Максимальне значення еквівалентного напруження становить $\sigma_{\max} = 695,9$ МПа. Оскільки повністю виконується класична умова міцності $\sigma_{\max} < \sigma_T$ ($695,9$ МПа < 800 МПа), матеріал деталі працює виключно в пружній зоні, що гарантує відсутність пластичних деформацій або руйнування проушин при пікових навантаженнях.

Аналіз просторових переміщень та жорсткості: Для оцінки крутної та згинальної жорсткості конструкції під дією прикладених сил було досліджено епюру сумарних лінійних деформацій.

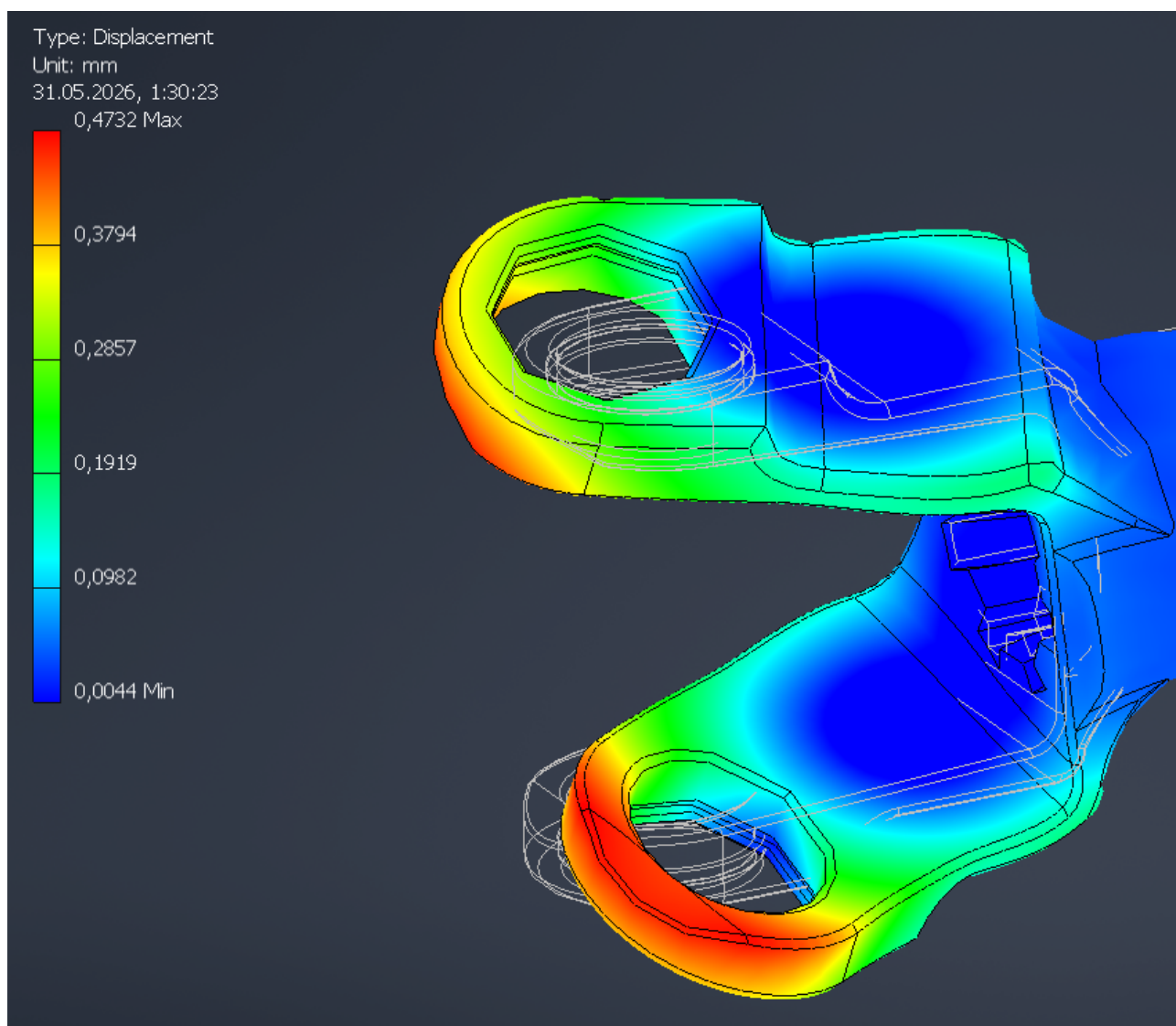


Рисунок 3.8 Епюра сумарних просторових переміщень

Згідно з отриманими даними (рис. 3.8), максимальне просторове переміщення геометричних точок деталі становить 0,47 мм.

Оцінка запасу міцності конструкції: Кінцевим критерієм працездатності та надійності вала є розподіл коефіцієнта безпеки по всьому об'єму деталі.

Розрахункова епюра (рис. 3.9) показує, що мінімальний коефіцієнт запасу міцності конструкції для найнесприятливішого перерізу становить $n = 1,15$.

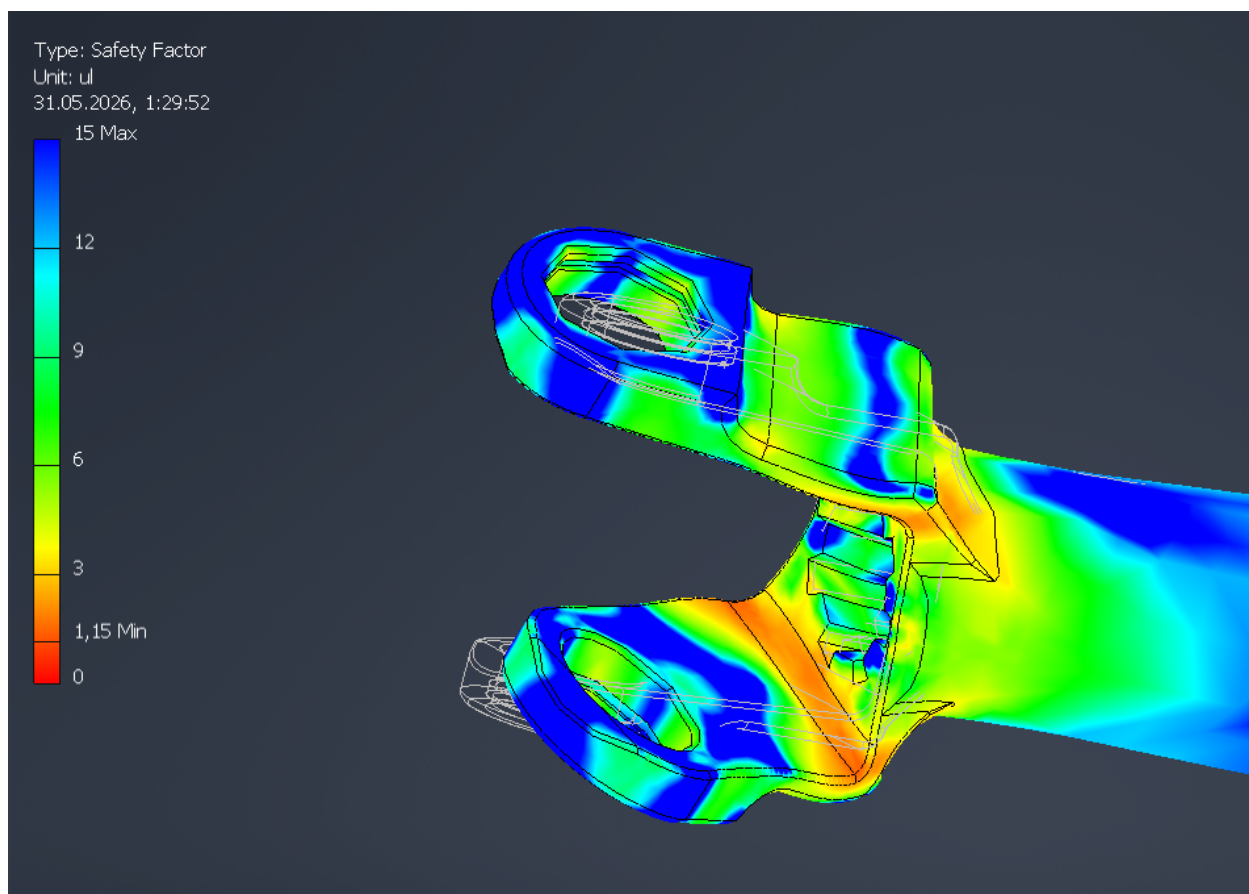


Рисунок 3.9 Епюра розподілу коефіцієнта запасу міцності

3.4 Автоматизоване проєктування та розрахунок пружини в середовищі Autodesk Inventor

Основою модернізованої трансмісії наземного роботизованого комплексу є незалежна двоважільна підвіска. Для забезпечення номінального дорожнього просвіту (380 мм) та поглинання динамічних ударів на важкому бездоріжжі в

конструкції передбачено встановлення серійного гідравлічного амортизатора Optimal A-1118H. Конструктивно ця стійка оснащена зовнішньою гвинтовою циліндричною пружиною зі сталі 60C2A, яка має наступні вихідні параметри:

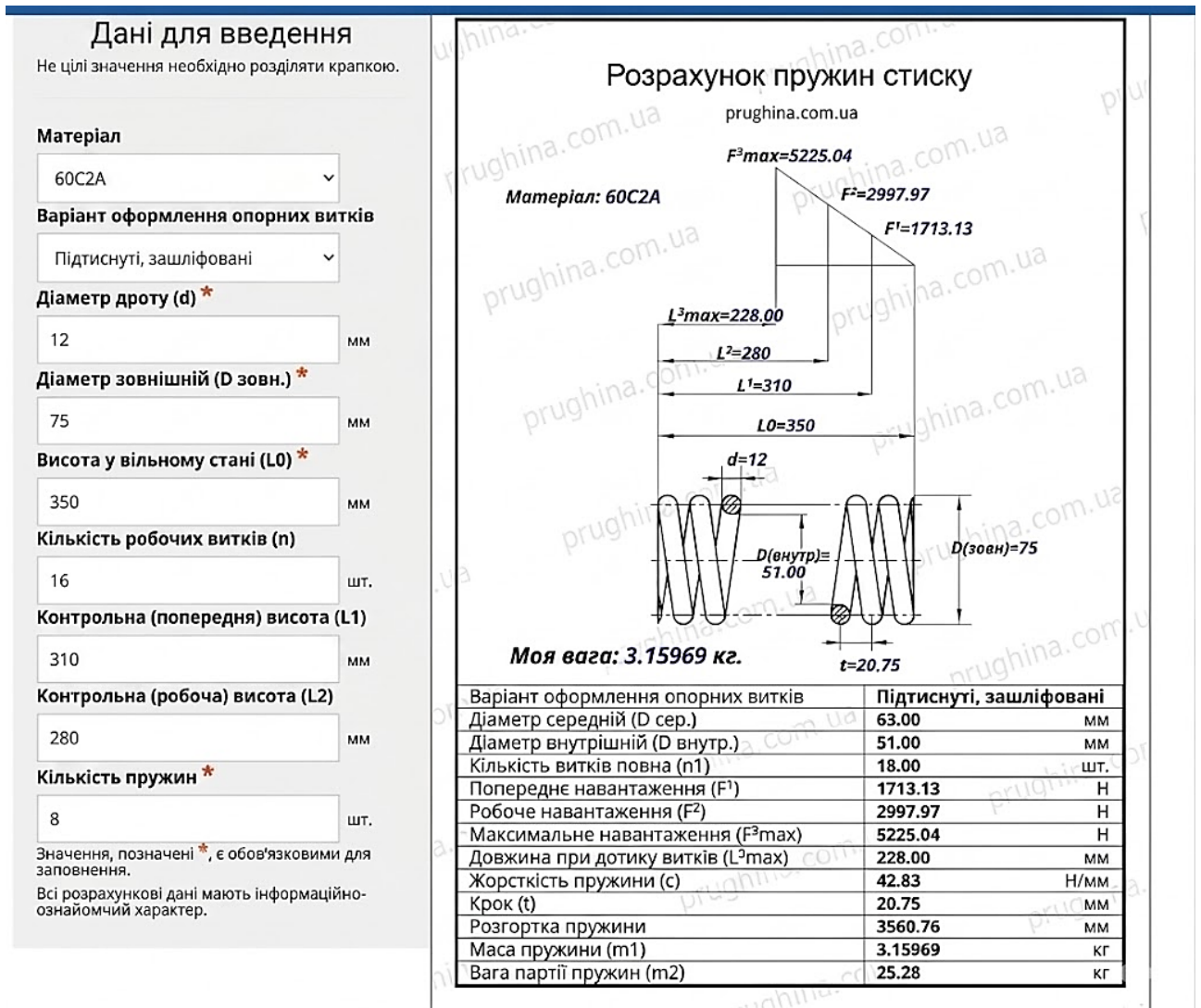


Рисунок 3.10 Параметри пружини амортизаційної стійки [13]

Щоб переконатися, що пружина з такими габаритами гарантовано витримає заявлені робочі навантаження без руйнування чи пластичної осадки, ще до етапу її фізичного замовлення та встановлення на амортизатор, було проведено перевірочний розрахунок за допомогою спеціалізованого інженерного модуля Compression Spring Component Generator у програмному середовищі Autodesk Inventor.

1. Задання геометричних параметрів (вкладка Design)

На першому етапі в інтерфейсі генератора було сформовано базову геометрію пружини.

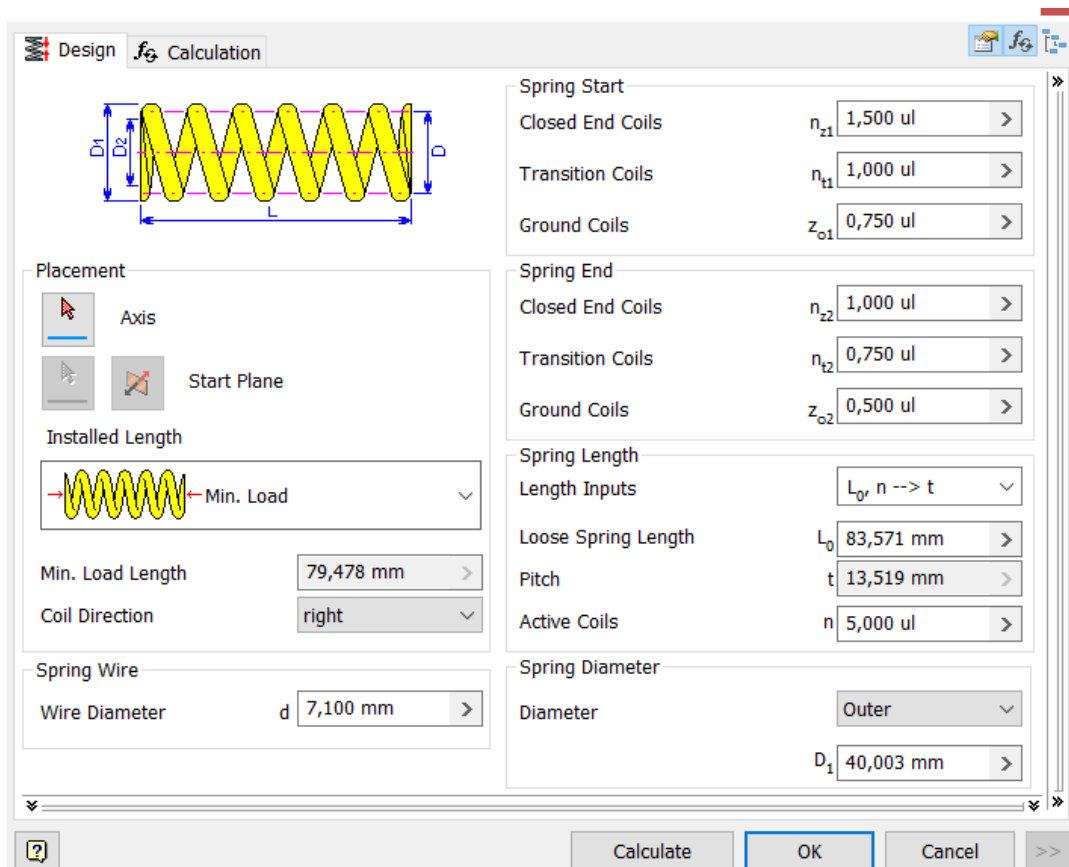


Рисунок 3.11 Інтерфейс генератора пружин

У відповідні поля вводу блоків проєктування було внесено значення параметрів пружини:

- У блоці Spring Wire (Дріт Пружини) у поле Wire Diameter (Діаметр дроту) задано діаметр дроту пружини, $d = 12$ мм.
- У блоці Spring Diameter (Діаметр пружини) задано зовнішній габаритний діаметр $D_1 = 75$ мм.
- У блоці Spring Length (Довжина пружини) обрано тип задання геометрії через довжину та кількість витків ($L_0, n \rightarrow t$). Відповідно, вписано висоту у ненавантаженому стані $L_0 = 350$ мм та кількість робочих витків $n = 16$.

- Для правильного формування опорних поверхонь (забезпечення плоскої зони контакту з чашками амортизаційної стійки та уникнення перекосу осі) у блоках Spring Start та Spring End налаштовано створення по одному піджатому та зашліфованому витку з кожного боку ($n_{z1} = 1$, $n_{z2} = 1$).

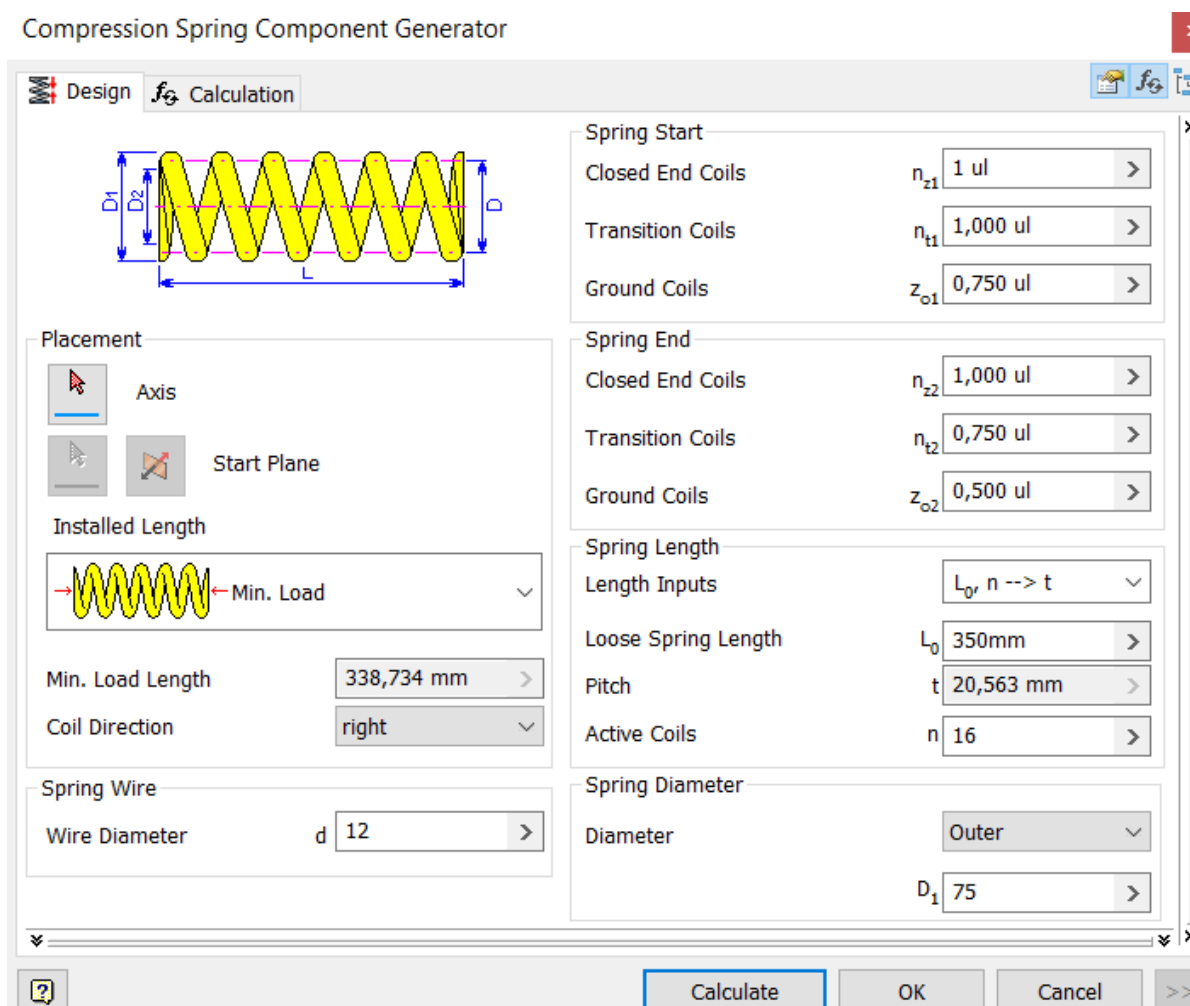


Рисунок 3.12 Попередній прорахунок пружини

Після внесення цих даних генератор успішно сформував правильну геометрію витків та автоматично вирахував крок пружини ($t = 20,56$ мм).

Однак, як видно з проміжних результатів, попередньо розраховане програмою значення встановленої довжини пружини під навантаженням (Min. Load Length) склало 338,7 мм, що є неточним і не відповідає параметрам нашої пружини ($L_1 = 310$ мм).

Така розбіжність виникає через алгоритм роботи генератора Inventor: на першому етапі прорахунку калькулятор все ще використовує стандартні зусилля,

які не відповідають реальній масі роботизованої платформи. Тому, для виправлення цієї неточності переходимо до другого етапу — налаштування силових факторів.

2. Введення силових факторів та розрахунок міцності (вкладка Calculation)

Після переходу на вкладку силового розрахунку (Calculation) можна побачити, що програма за замовчуванням дійсно підставила власні стандартні зусилля, мінімальне навантаження $F_1 = 500 \text{ Н}$ та максимальне $F_8 = 1200 \text{ Н}$.

Compression Spring Component Generator

Design **Calculation**

Spring Strength Calculation
Spring Check Calculation

Calculation Options
Design Type
F, Assembly Dimensions --> d, L₀, n, D

Method of Stress Curvature Correction
No Correction

Design of Assembly Dimensions
Design of All Assembly Dimensions L₁, L₈, H

Load
Min. Load F₁ 500,000 N
Max. Load F₈ 1200,000 N
Working Load F 500,000 N

Dimensions
Wire Diameter d 12 mm
Outside Diameter D₁ 75 mm
Loose Spring Length L₀ 350 mm

Spring Coils
Rounding of Coil Number 1
Active Coils n 16 ul

Spring Material
☐ User material
Ultimate Tensile Stress σ_{ult} 1860,000 MPa
Allowable Torsional Stress τ_A 930,000 MPa
Modulus of Elasticity in Shear G 68500,000 MPa
Density ρ 7850 kg/m³
Utilization Factor of Material u_s 0,900 ul
☐ Check of Buckling

Spring Type
Guided mounting - parallel ground ends

☐ Fatigue Loading
Nonshot-peened spring
Spring Life in Thousands of Deflections N >10000
Safety Factor k_f 1,200 ul

Assembly Dimensions
H, L₁ --> L₈
Min. Load Length L₁ 338,734 mm
Max. Load Length L₈ 322,961 mm
Working Stroke H 15,773 mm
Working Load Length L_w 338,734 mm

Calculate

Рисунок 3.13 Інтерфейс вкладки силового розрахунку пружини

У відповідні поля вносимо наступні данні:

— У блок «Load» (Навантаження) введено реальні силові фактори нашої пружини: попереднє зусилля (від маси платформи у статиці) $F_1 = 1713 \text{ Н}$ та максимальне робоче навантаження (при повному ході підвіски) $F_8 = 2998 \text{ Н}$.

— У блок «Spring Material» (Матеріал пружини) вносимо властивості обраної сталі 60С2А: межа міцності на розрив — 1860 МПа, гранично допустиме напруження на кручення — 930 МПа.

Після внесення даних, програма перехувалал параметри пружини та підтвердила її працездатність, видавши індикацію успішного проходження перевірки міцності (Design Compliance):

The screenshot displays the 'Compression Spring Component Generator' software interface. The 'Design' tab is active, showing various input fields for spring parameters. The 'Spring Material' section is set to 'User material' with the following values: Ultimate Tensile Stress $\sigma_{ult} = 1860,000 \text{ MPa}$, Allowable Torsional Stress $\tau_A = 930,000 \text{ MPa}$, Modulus of Elasticity in Shear $G = 68500,000 \text{ MPa}$, Density $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, and Utilization Factor of Material $us = 0,900$. The 'Load' section shows: Min. Load $F_1 = 1713,000 \text{ N}$, Max. Load $F_8 = 2998,000 \text{ N}$, and Working Load $F = 2500,000 \text{ N}$. The 'Dimensions' section shows: Wire Diameter $d = 12 \text{ mm}$, Outside Diameter $D_1 = 75 \text{ mm}$, and Loose Spring Length $L_0 = 350 \text{ mm}$. The 'Spring Coils' section shows: Rounding of Coil Number 1 and Active Coils $n = 16$. The 'Assembly Dimensions' section shows: Min. Load Length $L_1 = 311,401 \text{ mm}$, Max. Load Length $L_8 = 282,447 \text{ mm}$, Working Stroke $H = 28,955 \text{ mm}$, and Working Load Length $L_w = 293,668 \text{ mm}$. The 'Results' panel on the right lists various calculated parameters: $a = 8,563 \text{ mm}$, $t = 20,563 \text{ mm}$, $K_w = 1,000$, $k = 44,380 \text{ N/mm}$, $s_1 = 38,599 \text{ mm}$, $s_8 = 67,553 \text{ mm}$, $s_9 = 137,000 \text{ mm}$, $L_{minf} = 243,810 \text{ mm}$, $L_9 = 213,000 \text{ mm}$, $F_9 = 6080,013 \text{ N}$, $\tau_1 = 159,036 \text{ MPa}$, $\tau_8 = 278,335 \text{ MPa}$, $\tau_9 = 564,471 \text{ MPa}$, $v = 8,725 \text{ mps}$, $f = 62,820 \text{ Hz}$, $W_8 = 101,263 \text{ J}$, $I = 3628,800 \text{ mm}$, and $m = 3,222 \text{ kg}$. The 'Calculate' button is highlighted in blue.

Рисунок 3.14 Розрахунок напружено-деформованого стану пружини під робочими навантаженнями

Фактичні довжини пружини під заданими навантаженнями склали: $L_1 = 311,4 \text{ мм}$ (у статиці) та $L_8 = 282,4 \text{ мм}$ (при повному стисненні). Ці результати

практично ідеально збігаються з параметрами нашої стійки (310 мм та 280 мм),. Фактична жорсткість пружини склал $k = 44,38 \text{ Н/мм}$.

Найважливішим результатом даного етапу є оцінка напруженого стану. При піковому робочому навантаженні F_8 максимальні дотичні напруження кручення у витках склали всього 278,3 МПа. Оскільки ця величина в понад три рази менша за гранично допустиму межу для сталі 60С2А ($278,3 \text{ МПа} < 930 \text{ МПа}$), пружина має високий коефіцієнт запасу міцності. Це гарантує, що вона витримає тривалу циклічну експлуатацію на бездоріжжі без ризику пластичної осадки.

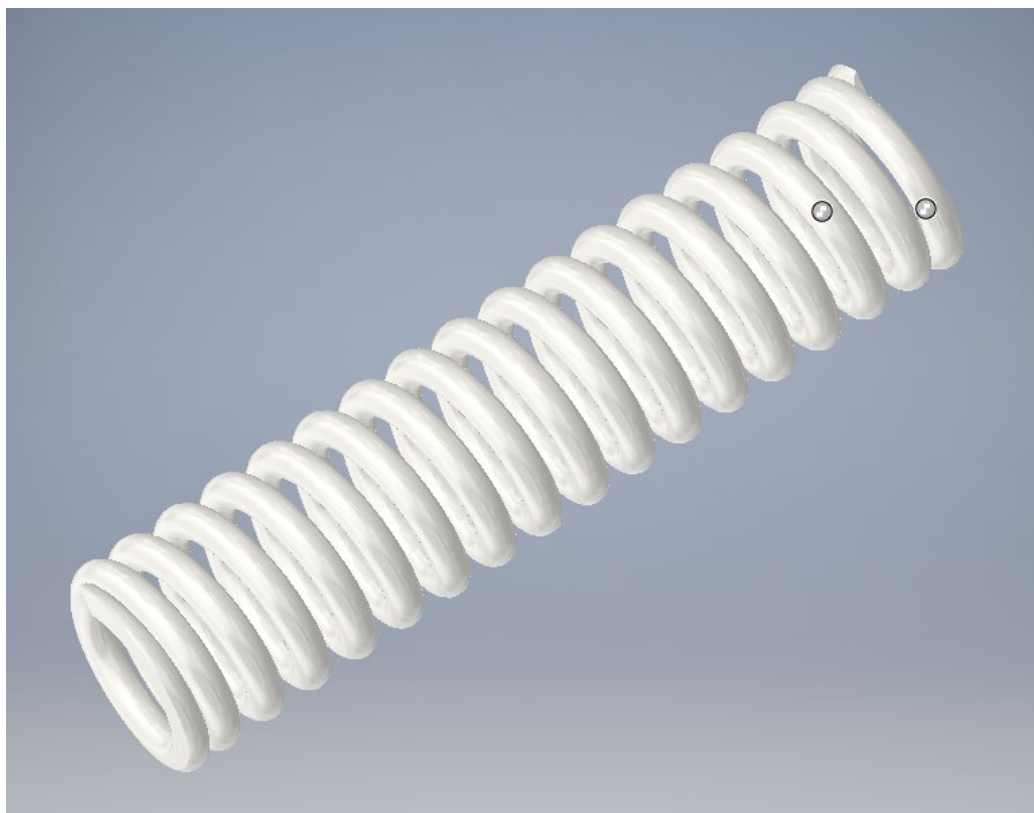


Рисунок 3.15 Отримана пружина

Висновок до розділу 3

У третьому розділі було проведено комплексний розрахунок на міцність, жорсткість та працездатність критичних силових елементів модернізованої трансмісії та підвіски наземного роботизованого комплексу.

На основі розробленої 3D-моделі за допомогою модуля Autodesk Inventor Dynamic Simulation було виконано динамічний аналіз механізму приводу в умовах екстремальних навантажень. За результатами симуляції визначено найбільш навантажений режим роботи (крок часу $t = 2,7$ с), при якому на елементи карданної передачі діє максимальний крутний момент $M = 629,27$ Н·м та радіальне зусилля відхилення $F = 138,3$ Н.

Отримані динамічні навантаження було використано для перевірки напружено-деформованого стану найбільш навантаженої деталі — шліцьового вала карданної передачі — методом скінченних елементів (МСЕ). Встановлено, що при використанні легованої сталі з межею плинності 800 МПа максимальні еквівалентні напруження за Фон Мізесом у зоні проушин становлять 695,9 МПа. Максимальні просторові переміщення не перевищують 0,47 мм, а мінімальний коефіцієнт запасу міцності дорівнює 1,15. Це гарантує надійну роботу деталі суто в пружній зоні без ризику пластичних деформацій чи руйнування.

Крім того, за допомогою модуля Compression Spring Component Generator було виконано автоматизоване проєктування та перевірку пружини амортизаційної стійки. Програмний комплекс підтвердив правильність заданих геометричних $d = 12$ мм, $D = 75$ мм, $L_0 = 350$ мм параметрів пружини. Доведено, що при повному робочому стисненні максимальні дотичні напруження кручення у витках пружини становлять 278,3 МПа, що забезпечує понад трикратний запас міцності відносно допустимої межі у 930 МПа.

Загалом, результати комп'ютерного моделювання та розрахунків повністю підтверджують конструктивну надійність та безпеку спроектованої незалежної підвіски і карданної передачі. Модернізована ходова частина здатна ефективно витримувати задані навантаження (500 кг на колесо) та гарантувати високу прохідність комплексу в умовах важкого бездоріжжя.

ВИСНОВОК

У дипломному проєкті вирішено актуальну задачу з модернізації та підвищення експлуатаційної надійності трансмісії наземного роботизованого комплексу шляхом впровадження системи незалежної підвіски та її вдосконалення. На основі проведеного аналізу обґрунтовано конструктивну схему з використанням двоважільної підвіски та двошарнірного карданного вала, що дозволило забезпечити ефективну компенсацію просторових зміщень ведучого колеса. В середовищі комп'ютерного проектування Autodesk Inventor створено повну тривимірну параметричну модель модернізованого вузла та проведено динамічну симуляцію, за результатами якої визначено реальні кінематичні характеристики й пікові навантаження. Виконані перевіірочні розрахунки методом скінченних елементів підтвердили міцність критичних деталей та правильність вибору конструкційних матеріалів. Практична реалізація проєкту завершилася підготовкою дослідного зразка, який було направлено на спеціалізований полігон для проведення ходових випробувань.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Наземний роботизований комплекс Ratel М. *Ratel*. URL: <https://robots.com.ua/ratel-m/> (дата звернення: 04.06.2026).
2. Шинний калькулятор. *InfoShina*. URL: <https://infoshina.com.ua/uk/calculator-for-tires> (дата звернення: 04.06.2026).
3. Шини Maxxis Creepy Crawler M8090 255/85 R16 104K. *InfoShina*. URL: <https://infoshina.com.ua/uk/maxxis-creepy-crawler-m8090-255-85-16-104k> (дата звернення: 04.06.2026).
4. Tipurile de suspensii de pe masinile noastre. *4Tuning*. URL: <https://www.4tuning.ro/ghidul-soferului/tipurile-de-suspensii-de-pe-masinile-noastre-33264.html> (дата звернення: 04.06.2026).
5. Танковий амортизатор Т... та похила броня. *Reibert.info*. URL: <https://reibert.info/threads/tankovyj-amortizator-t-i-naklonnaja-bronja.1019103/> (дата звернення: 04.06.2026).
6. Теорія механізмів і машин. *Studfile*. URL: <https://studfile.net/preview/6489292/page:2/> (дата звернення: 04.06.2026).
7. Cardan shaft 3D CAD models. *3Dfindit*. URL: <https://www.3dfindit.com/en/keywords/cardan-shaft> (дата звернення: 04.06.2026).
8. 10 ключових деталей ШПКШ, які повинен знати кожен водій! URL: https://www.instagram.com/p/DJ_KZ1ZBsPT/ (дата звернення: 04.06.2026).
9. Задній міст, електродвигун. *OLX.ua*. URL: <https://www.olx.ua/d/obyavlenie/zadnyy-most-elektrodivigatel-IDS4Fp0.html> (дата звернення: 04.06.2026).
10. Вантажопідйомні машини : навч. посібник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко. НТУ «ХПІ». URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/d9213cc6-96c9-43bf-8390-2bc446607bf0> (дата звернення: 04.06.2026).
11. Підшипник маточини SKF VKBA 6849. *DOK.ua*. URL: <https://dok.ua/ua/art-vkba6849-skf-1091047> (дата звернення: 04.06.2026).

12. Амортизатор підвіски Optimal A-1118H. *Avto.pro*. URL: <https://avto.pro/part-A1118H-OPTIMAL-700/> (дата звернення: 04.06.2026).
13. Розрахунок пружин стиску. *Завод пружин*. URL: <https://prughina.com.ua/> (дата звернення: 04.06.2026).

ДОДАТКИ

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ

НРК



ПОВНА МАСА ПЛАТФОРМИ

1100 кг

КОРИСНЕ НАВАНТАЖЕННЯ

300 кг

ПОТУЖНІСТЬ ДВИГУНА

2.2 кВт

КЛІРЕНС

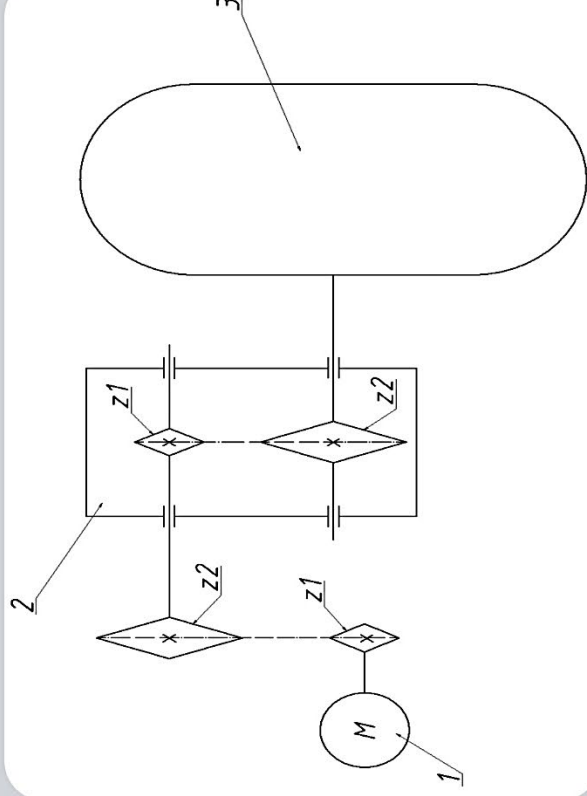
250 мм

КОЛЕСО



Шини Teta Cross R/T 230/70-14
Зовнішній діаметр D=685 мм

БАЗОВА СХЕМА ТРАНСМІСІЇ



ПРОБЛЕМАТИКА

- ✗ Жорстке кріплення коліс призводить до критичних динамічних навантажень.
- ✗ Втрата зчеплення з ґрунтом при подоланні перешкод.
- ✗ Низька надійність трансмісії в умовах бездоріжжя.

МЕТА МОДЕРНІЗАЦІЇ



Впровадження незалежної підвіски



Перехід на карданну передачу

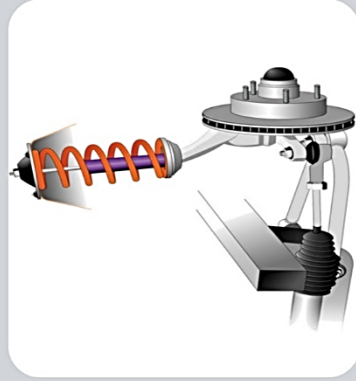


Забезпечення стабільного зчеплення

ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ

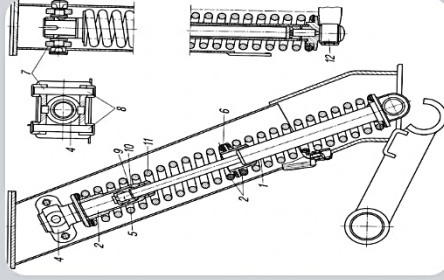
КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ ПІДВІСОК

Типу MacPherson



- +Висока компактність, та проста конструкція.
- Зміна кутів розвалу колеса.

Свічкова (Крісті)



- +Великий робочий хід, поглинання ударів.
- Займає великий корисний об'єм всередині НРК.

Торсіонна підвіска



- +Економія внутрішнього простору НРК.
- Ризик раптового руйнування від ударів.

ОБРАНО ДЛЯ НРК

Двовахільна підвіска



- + Стабільне положення колеса без зміни кутів розвалу.
- Конструктивна складність та збільшені габарити.

МЕХАНІЗМИ ПЕРЕДАЧІ КРУТНОГО МОМЕНТУ

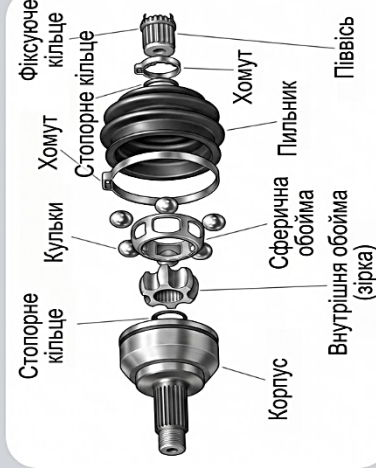
ОБРАНО ДЛЯ ТРАНСМІСІЇ

Кардан (шарніри Гука)



- +Висока міцність, стійкість до ударів.
- Нерівномірність (компенсується парною).

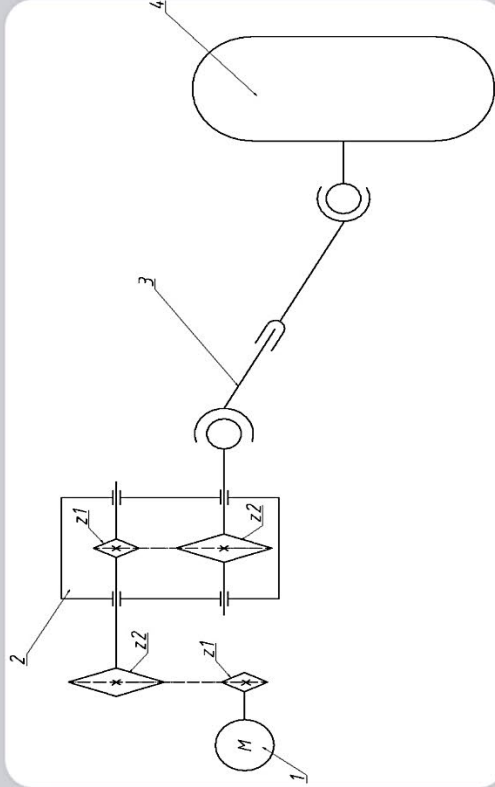
Синхронні (ШРКШ)



- +Абсолютно рівномірна передача моменту.
- Вразливість пильовиків до бруду

МОДЕРНІЗОВАНА КІНЕМАТИЧНА СХЕМА ТА ЗАГАЛЬНИЙ ВИГЛЯД ВУЗЛА

МОДЕРНІЗОВАНА СХЕМА ТРАНСМІСІЇ НРК



ЕЛЕМЕНТИ КІНЕМАТИЧНОГО ЛАНЦЮГА

Джерело обертового руху:

СТУПІНЬ 1 Безщітковий електродвигун постійного струму **ВМ1424ZXF** (2,2 кВт), об'єднаний із планетарним редуктором (двиг = 1,5).

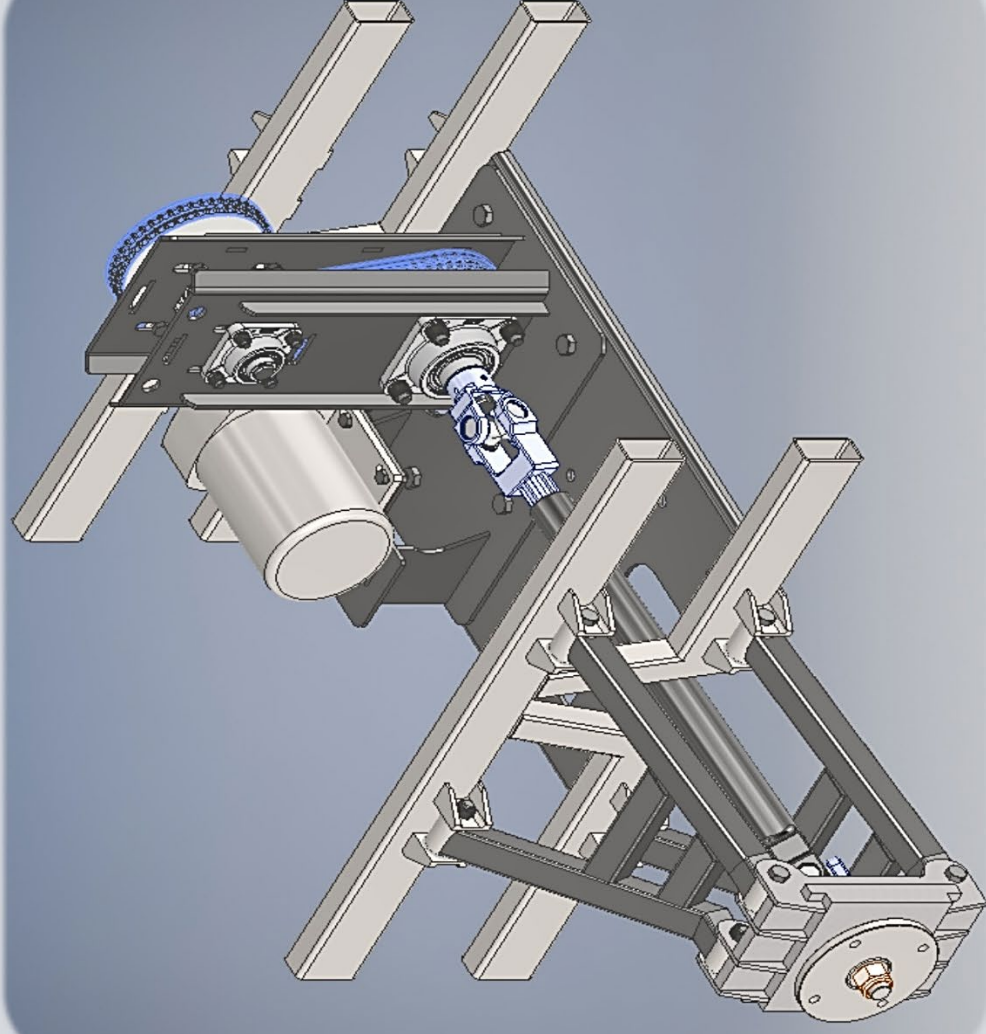
Ланцюгова передача:

СТУПІНЬ 2 Двоступінчаста дворядний роликова передача відкритого типу з $i_{ред} = 1,9$ (зірочки $z1=15$, $z2=45$, $z3=15$, $z4=45$).

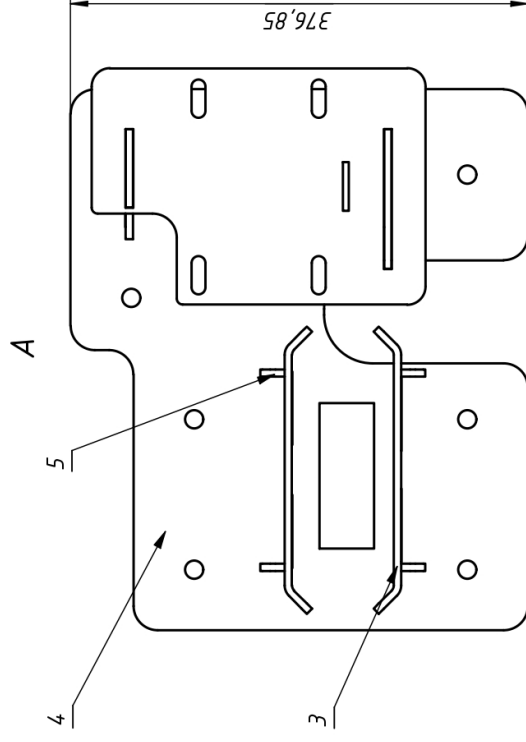
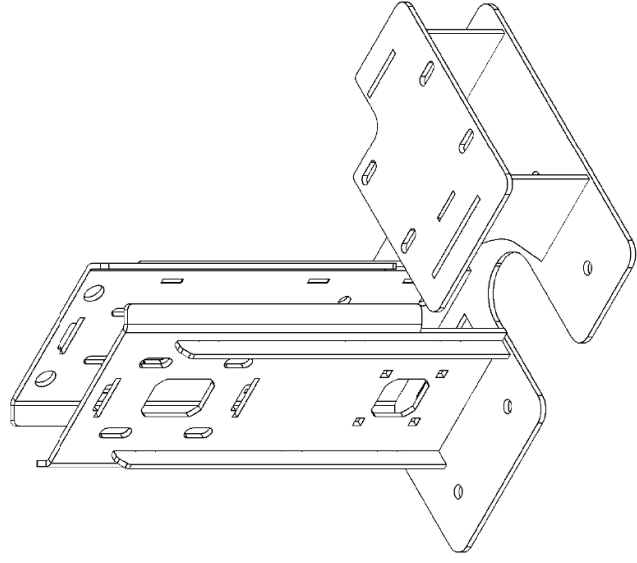
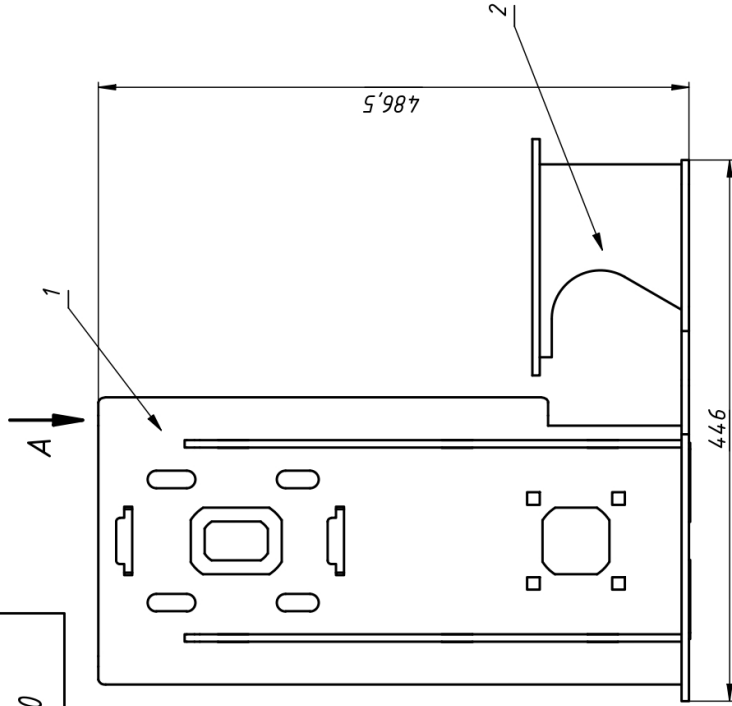
Передача моменту на колеса:

СТУПІНЬ 3 Відкритий телескопічний карданний вал із шарнірами Гук та маточинний вузол на базі підшипника кочення Mazda 6.

ПРОСТОРОВЕ КОМПОНУВАННЯ МЕХАНІЗМУ







Позиція	Код документу	Найменування	К-сть
1	051125/1.002.02.01	Плита редуктора передня	1
2	051125/1.002.03	Стійка під двигун	1
3	051125/1.002.02.02	Плита редуктора передня	1
4	051125/1.001.02.03	Плита під редуктор	1
5	051125/1.001.02.03	Редро упорне редуктора	4

1. Всі зварні шви по ГОСТ 14771-76-УП-4-88

(не виконувати зачистку зварних швів)

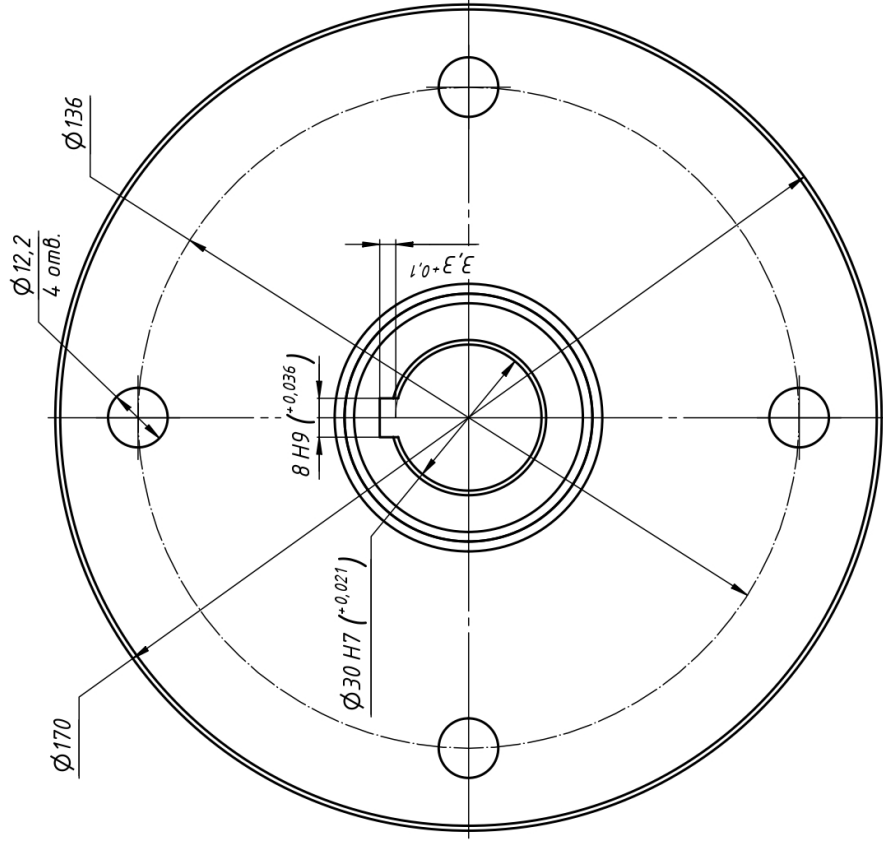
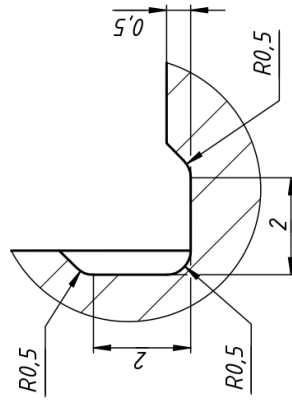
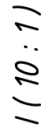
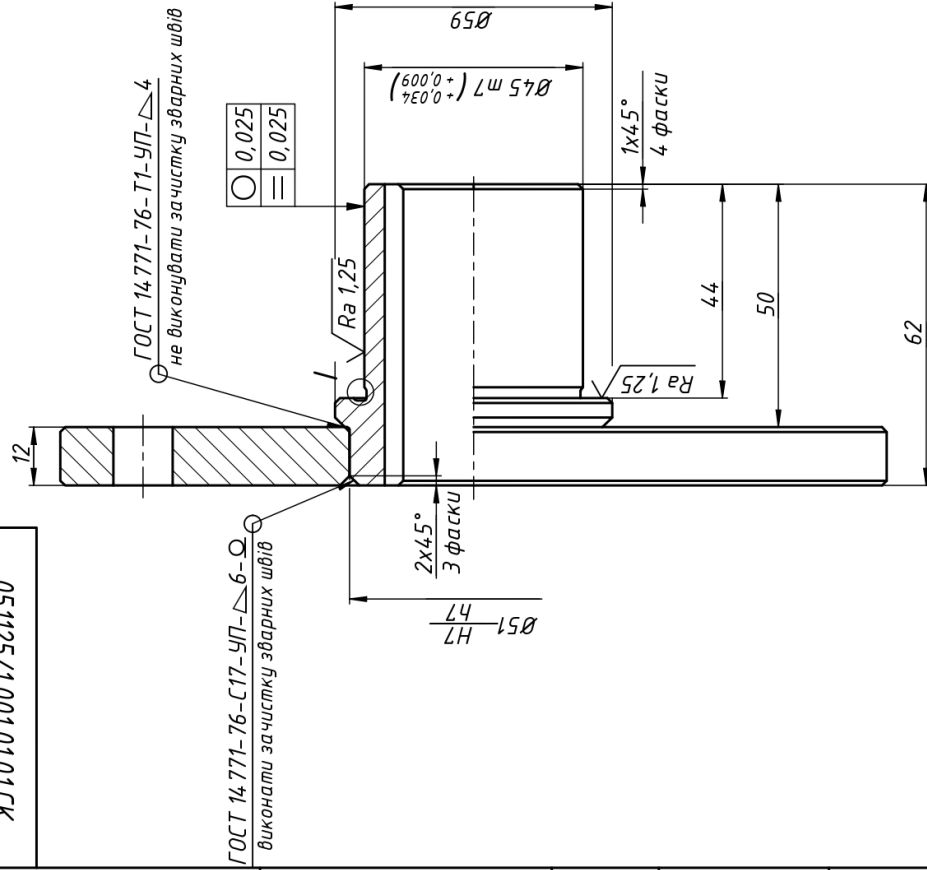
2. Невказані граничні відхилення з ДСТУ ISO 2768-1-2001

051125.1.002.00

<i>Силовий блок</i>						<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Лит.</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Разраб.</i>		<i>Гречуха В.С.</i>		18.02.2025		5,9	1 : 4
<i>Проб.</i>					<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	<i>1</i>
<i>Т. контр.</i>							
<i>Нач. отд.</i>							
<i>Н. контр.</i>							
<i>Утв.</i>							

051125/1.001.02.СК		1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14		15		16		17		18		19		20		21		22		23		24		25		26		27		28		29		30		31		32		33		34		35		36		37		38		39		40		41		42		43		44		45		46		47		48		49		50		51		52		53		54		55		56		57		58		59		60		61		62		63		64		65		66		67		68		69		70		71		72		73		74		75		76		77		78		79		80		81		82		83		84		85		86		87		88		89		90		91		92		93		94		95		96		97		98		99		100		101		102		103		104		105		106		107		108		109		110		111		112		113		114		115		116		117		118		119		120		121		122		123		124		125		126		127		128		129		130		131		132		133		134		135		136		137		138		139		140		141		142		143		144		145		146		147		148		149		150		151		152		153		154		155		156		157		158		159		160		161		162		163		164		165		166		167		168		169		170		171		172		173		174		175		176		177		178		179		180		181		182		183		184		185		186		187		188		189		190		191		192		193		194		195		196		197		198		199		200		201		202		203		204		205		206		207		208		209		210		211		212		213		214		215		216		217		218		219		220		221		222		223		224		225		226		227		228		229		230		231		232		233		234		235		236		237		238		239		240		241		242		243		244		245		246		247		248		249		250		251		252		253		254		255		256		257		258		259		260		261		262		263		264		265		266		267		268		269		270		271		272		273		274		275		276		277		278		279		280		281		282		283		284		285		286		287		288		289		290		291		292		293		294		295		296		297		298		299		300		301		302		303		304		305		306		307		308		309		310		311		312		313		314		315		316		317		318		319		320		321		322		323		324		325		326		327		328		329		330		331		332		333		334		335		336		337		338		339		340		341		342		343		344		345		346		347		348		349		350		351		352		353		354		355		356		357		358		359		360		361		362		363		364		365		366		367		368		369		370		371		372		373		374		375		376		377		378		379		380		381		382		383		384		385		386		387		388		389		390		391		392		393		394		395		396		397		398		399		400		401		402		403		404		405		406		407		408		409		410		411		412		413		414		415		416		417		418		419		420		421		422		423		424		425		426		427		428		429		430		431		432		433		434		435		436		437		438		439		440		441		442		443		444		445		446		447		448		449		450		451		452		453		454		455		456		457		458		459		460		461		462		463		464		465		466		467		468		469		470		471		472		473		474		475		476		477		478		479		480		481		482		483		484		485		486		487		488		489		490		491		492		493		494		495		496		497		498		499		500		501		502		503		504		505		506		507		508		509		510		511		512		513		514		515		516		517		518		519		520		521		522		523		524		525		526		527		528		529		530		531		532		533		534		535		536		537		538		539		540		541		542		543		544		545		546		547		548		549		550		551		552		553		554		555		556		557		558		559		560		561		562		563		564		565		566		567		568		569		570		571		572		573		574		575		576		577		578		579		580		581		582		583		584		585		586		587		588		589		590		591		592		593		594		595		596		597		598		599		600		601		602		603		604		605		606		607		608		609		610		611		612		613		614		615		616		617		618		619		620		621		622		623		624		625		626		627		628		629		630		631		632		633		634		635		636		637		638		639		640		641		642		643		644		645		646		647		648		649		650		651		652		653		654		655		656		657		658		659		660		661		662		663		664		665		666		667		668		669		670		671		672		673		674		675		676		677		678		679		680		681		682		683		684		685		686		687		688		689		690		691		692		693		694		695		696		697		698		699		700		701		702		703		704		705		706		707		708		709		710		711		712		713		714		715		716		717		718		719		720		721		722		723		724		725		726		727		728		729		730		731		732		733		734		735		736		737		738		739		740		741		742		743		744		745		746		747		748		749		750		751		752		753		754		755		756		757		758		759		760		761		762		763		764		765		766		767		768		769		770		771		772		773		774		775		776		777		778		779		780		781		782		783		784		785		786		787		788		789		790		791		792		793		794		795		796		797		798		799		800		801		802		803		804		805		806		807		808		809		810		811		812		813		814		815		816		817		818		819		820		821		822		823		824		825		826		827		828		829		830		831		832		833		834		835		836		837		838		839		840		841		842		843		844		845		846		847		848		849		850		851		852		853		854		855		856		857		858		859		860		861		862		863		864		865		866		867		868		869		870		871		872		873		874		875		876		877		878		879		880		881		882		883		884		885		886		887		888		889		890		891		892		893		894		895		896		897		898		899		900		901		902		903		904		905		906		907		908		909		910		911		912		913		914		915		916		917		918		919		920		921		922		923		924		925		926		927		928		929		930		931		932		933		934		935		936		937		938		939		940		941		942		943		944		945		946		947		948		949		950		951		952		953		954		955		956		957		958		959		960		961		962		963		964		965		966		967		968		969		970		971		972		973		974		975		976		977		978		979		980		981		982		983		984		985		986		987		988		989		990		991		992		993		994		995		996		997		998		999		1000		1001		1002		1003		1004		1005		1006		1007		1008		1009		1010		1011		1012		1013		1014		1015		1016		1017		1018		1019		1020		1021		1022		1023		1024		1025		1026		1027		1028		1029		1030		1031		1032		1033		1034		1035		1036		1037		1038		1039		1040		1041		1042		1043		1044		1045		1046		1047		1048		1049		1050		1051		1052		1053		1054		1055		1056		1057		1058		1059		1060		1061		1062		1063		1064		1065		1066		1067		1068		1069		1070		1071		1072		1073		1074		1075		1076		1077		1078		1079		1080		1081		1082		1083		1084		1085		1086		1087		1088		1089		1090		1091		1092		1093		1094		1095		1096		1097		1098		1099		1100		1101		1102		1103		1104		1105		1106		1107		1108		1109		1110		1111		1112		1113		1114		1115		1116		1117		1118		1119		1120</	
--------------------	--	---	--	---	--	---	--	---	--	---	--	---	--	---	--	---	--	---	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	------	--	--------	--

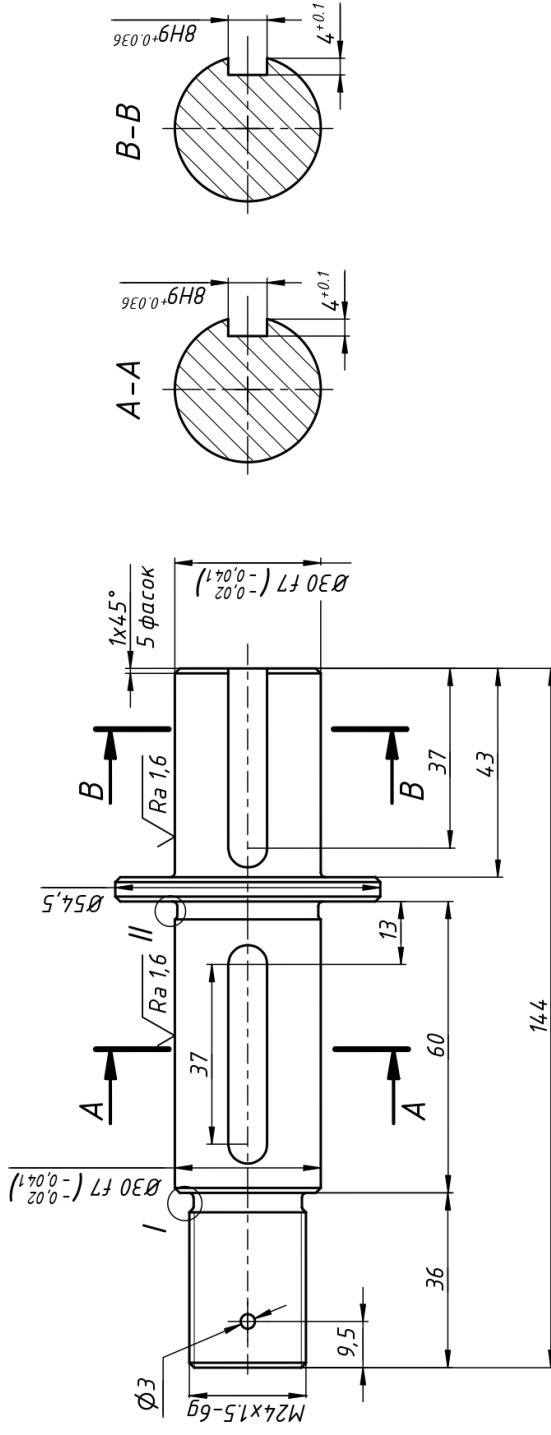
Имб. № подл.	Подл. у дама	Взам. уиб. №	Имб. № дѣл.	Подл. у дама
Имб. №	Имб. №	Имб. №	Имб. №	Имб. №

051125/1.001.01.01.CK

1. Невказані граничні відхилення Н14, h14, $\pm IT_{\frac{14}{2}}$
2. Невказані радіуси прийняти 0.5 мм

[illegible]

[illegible]



1. Невказані граничні відхилення Н14, н14, $\pm 17\frac{14}{2}$
2. Невказані радіуси прийняти 0.5 мм

[illegible]