

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

До захисту допущено:

В.о.завідувача кафедри

_____ Олександр САЛЕНКО

« ____ » _____ 2026 р.

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

Виконав:

студент III курсу, групи МК-п31

Ковальчук В'ячеслав Євгенійович

Керівник:

доктор технічних наук, професор

Саленко Олександр Федорович

Рецензент:

доктор технічних наук, професор

Охріменко Олександр Анатолійович

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

Ковальчук В'ячеслав Євгенійович

1. Тема проєкту «Модуль трансмісії наземного роботизованого комплексу», керівник проєкту Саленко Олександр Федорович, доктор технічних наук, професор, затверджені наказом по університету №2019-с від 01.06.2026 р.

2. Термін подання студентом проєкту 12.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту

Призначення: незалежна підвіска для модуля важкої 6-колісної наземної роботизованої платформи.

Крейсерська швидкість: 8 км/год (≈ 2.22 м/с).

Експлуатаційна маса платформи: 1500 кг

4. Зміст пояснювальної записки

Розділ 1 Проведення патентного аналізу за допомогою інформаційних ресурсів

Розділ 2 Моделювання існуючого вузла, створення концепту нової системи підвіски

Розділ 3 Теоретичне обґрунтування динамічних навантажень та аналітичний розрахунок елементів підвіски

Розділ 4 Аналіз міцності конструкції в середовищі Autodesk Inventor

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

Складальне креслення модуля трансмісії

Складальне креслення головного шарнірного вузла

Креслення деталей кріплення амортизатора

Аналітичний розрахунок створених вузлів та кріплень

Аналіз методом скінченних елементів створених вузлів та кріплень

6. Дата видачі завдання 25.02.2026

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1	Системно-структурний аналіз та проведення патентного пошуку	01.03.2025	Виконано
2	Розробка 3D-моделей базового вузла та концепту підвіски в Autodesk Inventor	01.04.2025	Виконано
3	Аналітичний розрахунок кінематики, сил та підбір стандартних комплектуючих	20.05.2025	Виконано
4	Математичне моделювання	26.05.2025	Виконано
5	Розробка конструкторської документації	30.05.2025	Виконано

Студент

В'ячеслав КОВАЛЬЧУК

Керівник

Олександр САЛЕНКО

РЕФЕРАТ

Обсяг та структура роботи: Пояснювальна записка складається з 61 сторінок друкованого тексту, містить 43 рисунки, 3 таблиці та список використаної літератури з 17 найменувань.

Об'єкт дослідження: модуль трансмісії наземного роботизованого комплексу.

Предмет дослідження: напружено-деформований стан, кінематичні характеристики та міцність елементів незалежної маятникової підвіски.

Мета роботи: кардинальне удосконалення вузла кріплення мотор-редуктора до рами шасі шляхом розробки та обґрунтування конструкції незалежної підвіски для підвищення надійності, плавності ходу від динамічних навантажень.

Методи дослідження: системно-структурний аналіз, методи теоретичної механіки та опору матеріалів (для визначення динамічних навантажень і реакцій в опорах), твердотільне 3D-моделювання, метод скінченних елементів (FEA) для аналізу напружено-деформованого стану.

Зміст роботи: У дипломному проєкті вирішено актуальну інженерну задачу модернізації ходової частини важкої платформи (масою 1500 кг). Проведено патентний пошук та обґрунтовано вибір маятникової кінематичної схеми. У середовищі Autodesk Inventor розроблено концептуальну 3D-модель нової підвіски, підібрано стандартні комплектуючі (підшипникові вузли SKF, сферичні шарніри JW Winco, пружини ISO 10243). Виконано аналітичне визначення коефіцієнта динамічності при наїзді на перешкоду та розраховано сили в кінематичних парах. Здійснено перевіірочні розрахунки осей, зварних та кріпильних з'єднань. За допомогою модуля Stress Analysis проведено комплексний скінченно-елементний, який підтвердив високий запас міцності запропонованої конструкції.

Ключові слова: незалежна підвіска, мотор-редуктор, маятниковий важіль, скінченно-елементний аналіз, autodesk inventor, динамічне навантаження, роботизована платформа.

ABSTRACT

This diploma project addresses the issue of analyzing modern operating designs of suspensions for multi-axle platforms and developing an original design of an independent trailing arm suspension for further use as part of a heavy 6-wheeled robotic platform.

To protect the drive elements of the transport vehicle from impact loads, an alternative use of an independent pendulum suspension is proposed instead of a rigid mounting of the motor-reducer directly to the chassis frame.

After a detailed analysis of the existing and patented designs, the kinematic scheme of the trailing arm suspension was selected for further research and modernization, as it provides high reliability and compactness for heavy off-road conditions.

Using solid modeling in the Autodesk Inventor system, a conceptual 3D model of the proposed suspension and its mounting units was designed.

Mathematical modeling was used to conduct an analytical calculation of hitting an obstacle to determine the dynamic factor and calculate the forces acting in the kinematic pairs of the suspension.

Using the built-in stress analysis module in Autodesk Inventor, mathematical modeling was carried out and calculations of the structural elements (trailing arm, axle box) for strength were performed, as well as verification calculations of bolted and pin connections.

Taking into account the results obtained, materials and standard components were selected for further design and development, as well as design and operational solutions were selected.

Subsequently, design documentation was developed for the selected type of independent suspension, namely: an assembly drawing with a specification and its detailing (working drawings).

To confirm the reliability of the further operation of the designed product, calculations of the safety factor of all the key components were carried out using the built-in stress analysis module in Autodesk Inventor.

Taking into account the results obtained and the inherent operational properties of the designed independent trailing arm suspension, conclusions were drawn regarding the feasibility of its use in special vehicles, including heavy logistical ground drones.

Keywords: independent suspension, gear motor, swing arm, finite element analysis, Autodesk Inventor, dynamic load, robotic platform.

ЗМІСТ

ВСТУП	10
1 ПРОВЕДЕННЯ ПАТЕНТНОГО АНАЛІЗУ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНФОРМАЦІЙНИХ РЕСУРСІВ.....	11
1.1 Системно-структурний аналіз існуючого вузла кріплення мотор-редуктора	11
1.2 Огляд світових кінематичних схем незалежних підвісок.....	14
1.3 Патентний пошук за допомогою інформаційних ресурсів.....	17
2 МОДЕЛЮВАННЯ ІСНУЮЧОГО ВУЗЛА, СТВОРЕННЯ КОНЦЕПТУ НОВОЇ СИСТЕМИ ПІДВІСКИ.....	21
2.1 Розробка 3D-моделі існуючого вузла жорсткого кріплення мотор-редуктора до рами шасі.....	21
2.2 Моделювання концепту нової незалежної підвіски маятникового типу.....	23
2.3 Обґрунтування вибору стандартних комплектуючих та їх параметри.....	29
3 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТА АНАЛІТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ	33
3.1 Математичне моделювання наїзду на поодинокі перешкоди та визначення коефіцієнта динамічності	33
3.2 Аналітичне визначення сил у кінематичних парах маятникового важеля.....	35
3.3 Розрахунок ресурсу та верифікація маточинного підшипника за каталогом SKF.....	37
3.4 Розрахунок головної осі маятникового важеля на зріз та згин	38

3.5	Перевірочний розрахунок зварного з'єднання місця рамного кріплення підвіски	40
3.6	Аналітичний розрахунок торсійного стабілізатора поперечної стійкості	41
4	АНАЛІЗ МІЦНОСТІ КОНСТРУКЦІЇ В СЕРЕДОВИЩІ AUTODESK INVENTOR	44
4.1	Підготовка розрахункової моделі та генерація сітки.....	44
4.2	Дослідження напружено-деформованого стану маятникового важеля.....	46
4.3	Дослідження напружено-деформованого стану маточинного кулака	50
4.4	Аналіз міцності відповідальних кріпильних з'єднань	53
4.5	Оцінка загального запасу міцності збірки.....	57
	ВИСНОВКИ.....	58
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	59
	ДОДАТКИ.....	62

ВСТУП

Технологічний розвиток сучасного машинобудування вимагає впровадження інноваційних рішень у проєктування високомобільних платформ, здатних ефективно функціонувати у складних умовах експлуатації.

Об'єктом розробки в рамках індивідуального завдання є модернізована маятникова підвіска, призначена для важкої 6-колісної рухомої платформи підвищеної прохідності.

Загальна експлуатаційна маса завантаженої платформи становить близько 1500 кілограмів. З огляду на шестиколісну кінематичну схему (формула 6х6), статичне навантаження на кожне окреме колесо складає приблизно 250 кілограмів.

Метою даної роботи є кардинальне удосконалення вузла кріплення мотор-редуктора важкої платформи. Стратегічний інженерний задум полягає у відмові від жорсткого кріплення редуктора безпосередньо до лонжеронів рами та переході до сучасної незалежної маятнкової підвіски.

Такий перехід необхідний для ефективного гасіння високочастотних та низькочастотних вібрацій, підвищення загальної плавності ходу машини, забезпечення безперервного контакту всіх шести рушіїв із нерівним ґрунтом, а також для захисту бортового обладнання від пікових ударних навантажень під час інтенсивного руху по пересіченій місцевості.

1 ПРОВЕДЕННЯ ПАТЕНТНОГО АНАЛІЗУ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНФОРМАЦІЙНИХ РЕСУРСІВ

Проектування та модернізація ходової частини вимагає комплексного аналізу сучасного рівня розвитку техніки.

Проведення даного етапу робіт вирішити наступний комплекс науково-інженерних завдань:

- Аналіз поширених світових практик просторового компоновання елементів приводу та підвіски на багатовісних платформах.
- Пошук технічних рішень для захисту силових агрегатів і механізмів від ударних чи згинальних навантажень під час руху по бездоріжжю.
- Вивчення кінематичних схем підвісок, здатних ефективно гасити вібрації та забезпечувати надійний контакт рушіїв із рельсом.
- Оцінка відомих механізмів стабілізації корпусу та рівномірного розподілу зусиль між осями машини.
- Первинна перевірка знайдених аналогів для забезпечення унікальності майбутньої розробки та виключення ризику порушення чинних прав інших винахідників.

1.1 Системно-структурний аналіз існуючого вузла кріплення мотор-редуктора

Перед проведенням патентного аналізу було виконано системно-структурний аналіз існуючого вузла (Рисунок 1.1) жорсткого кріплення мотор-редуктора.

Метою аналізу було визначення критичних зон навантаження, локалізація конструктивних недоліків та формування технічних напрямків для подальшого патентного пошуку.



Рисунок 1.1 – Фото існуючого вузла мотор–редуктору

У ході аналізу існуючу конструкцію було розбито на окремі функціональні вузли та встановлено взаємозв'язки між ними, а також характер передачі динамічних і ударних навантажень.



Рисунок 1.2 – Структурний аналіз існуючої конструкції

Висновок до схеми

Аналіз існуючої конструкції показав, що жорстке з'єднання мотор-редуктора з рамою призводить до виникнення значних згинальних моментів на вихідному валу. У результаті ударні навантаження від колеса безпосередньо передаються на корпус редуктора та силові елементи шасі, що викликає прискорене втомне руйнування деталей (підшипників, шийок валів) та погіршує плавність руху платформи.

Для усунення цих недоліків було розроблено концепцію незалежної підвіски (Рисунок 1.3), яка дозволяє повністю розділити функції передачі крутного моменту та сприйняття ударних навантажень.

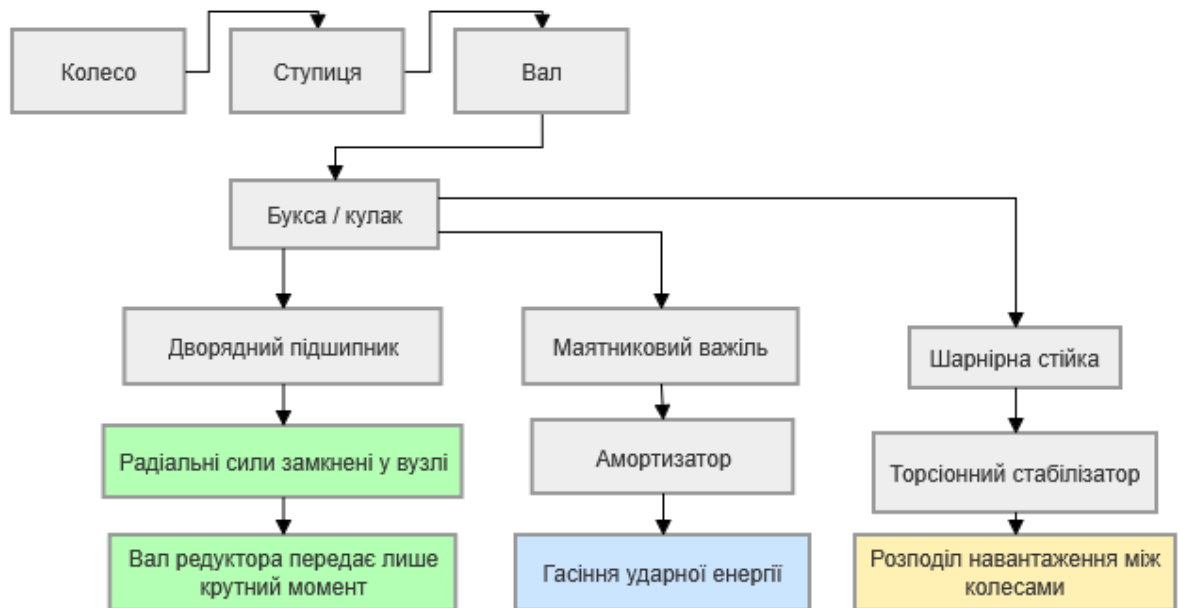


Рисунок 1.3 – Концепція усунення недоліків шляхом введення незалежної підвіски

Висновок до схеми

Радіальні та осьові сили сприймаються вузлом букси та елементами підвіски, тоді як мотор-редуктор працює переважно у режимі передачі крутного моменту без дії критичних згинальних навантажень.

1.2 Огляд світових кінематичних схем незалежних підвісок

Для реалізації концепції незалежного підресорювання необхідно обрати оптимальну кінематичну схему. Розглянемо найбільш поширені типи підвісок у контексті їх використання на важких багатовісних платформах.

Першим типом є свічкова підвіска типу Макферсон (MacPherson) (Рисунок 1.4). Це найпопулярніша схема у легковому автомобілебудуванні, де напрямним елементом виступає сама амортизаційна стійка. Головним недоліком такої системи є те, що шток амортизатора сприймає значні згинальні навантаження. Для важкої платформи, що рухається по бездоріжжю, бічні та поздовжні удари по колесу неминуче призведуть до вигину штока амортизатора, що робить цю схему непридатною для наших умов.

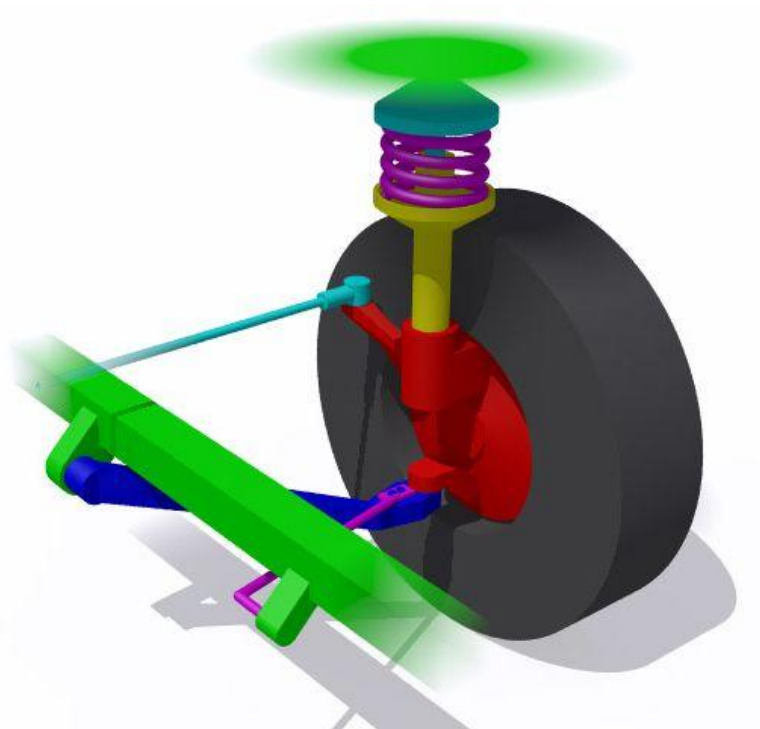


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд підвіски типу Макферсон [1]

Наступною відомою конструкцією є підвіска на подвійних поперечних важелях (Double Wishbone) (Рисунок 1.5). Це класична кінематична схема, яка складається з двох А-подібних важелів. Вона забезпечує майже ідеальну кінематику колеса, проте є надзвичайно громіздкою у поперечному напрямку. Для її реалізації необхідно багато місця у колісній арці, що критично зменшує корисний об'єм платформи. Крім того, наявність великої кількості кульових опор та сайлентблоків (мінімум чотири на одне колесо) суттєво знижує загальну надійність системи в умовах сильного абразивного забруднення.

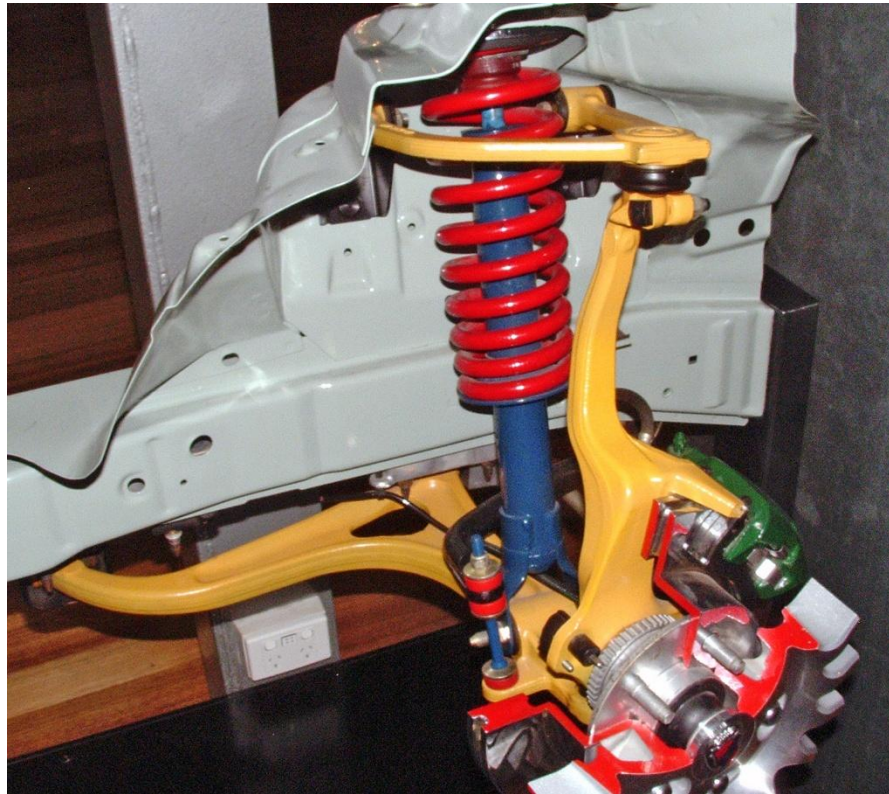


Рисунок 1.5 – Зовнішній вигляд підвіски на подвійних поперечних важелях [2]

Найбільш адаптованою до важких умов є незалежна маятникова підвіска (Trailing arm) (Рисунок 1.6). Це конструкція, у якій маточина колеса закріплена на масивному поздовжньому важелі. Вісь обертання цього важеля розташована горизонтально і перпендикулярно до напрямку руху машини. Головна перевага цієї схеми полягає у її феноменальній міцності. Поздовжній важіль ідеально сприймає фронтальні удари при наїзді на перешкоди (бордюри, каміння), перетворюючи їх на м'який вертикальний рух. Дана підвіска має лише один головний шарнір, що робить її максимально надійною та дозволяє компактно розмістити всі механізми вздовж лонжеронів рами 6-колісної машини.

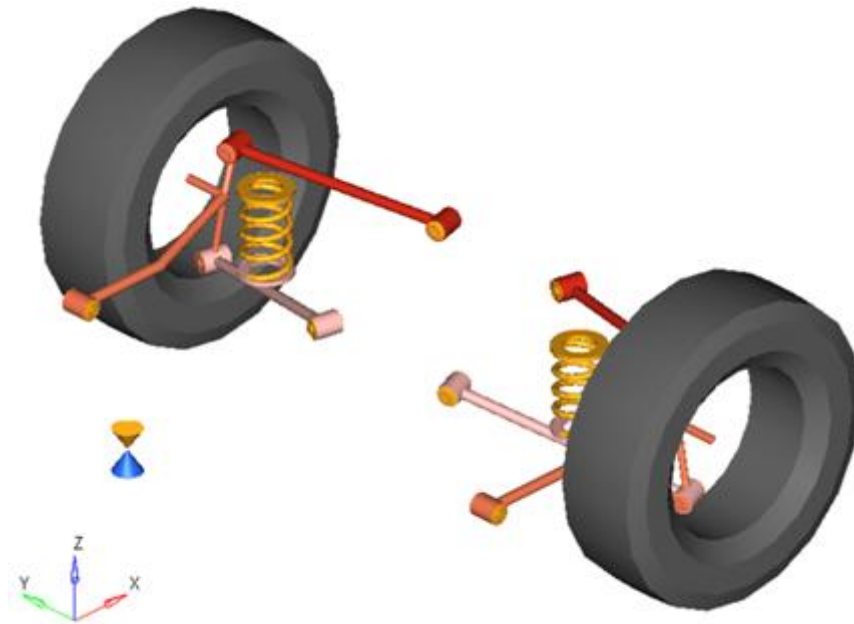


Рисунок 1.6 – Зовнішній вигляд маятникової підвіски [3]

Враховуючи масу завантаженої платформи (близько 1500 кг) при загальній простоті обслуговування, незалежна маятникова кінематична схема є єдиним раціональним вибором для подальшого проєктування модернізованого вузла.

1.3 Патентний пошук за допомогою інформаційних ресурсів

Пошук та систематизація релевантної інформації здійснювалися з використанням міжнародних та національних електронних баз даних, серед яких: Espacenet, Укрпатент.

Пошук буде проводитись за наступними індексами МПК: B60G 3/00, B60G 3/14, B60G 7/00, B60G 11/14, B60K 7/00, B60K 7/0007, B60K 2007/0038, B60K 2007/0061, B60K 2007/0076, B62D 21/00, B62D 51/00.

Також пошук проводився відповідними ключовими словами: independent suspension, pendulum suspension, wheel hub motor-reducer, trailing arm suspension.

За результатами патентного пошуку на платформі Укрпатент за запитом «B60G3/00 АБО B60G3/14 АБО B60G7/00 АБО B60G11/14 АБО B60K7/00 АБО B60K7/0007 АБО B60K2007/0038 АБО B60K2007/0061 АБО B60K2007/0076

АБО В62D21/00 АБО В62D51/00» отримано 53 результати, близьких аналогів не знайдено.

За результатами патентного пошуку на платформі Espacenet знайдено такі аналоги:

Конструкція вузла колеса та система підвіски (Рисунок 1.7), номер патенту CN116872716A [4].

Даний винахід призначений для використання у транспортних засобах із мотор-колесами та незалежною системою підвіски. Конструкція містить колесо, поворотний кулак та вузол двигуна, розташованого безпосередньо зі сторони колеса. Поворотний кулак з'єднаний зі ступицею (маточиною) колеса, а вузол двигуна включає тяговий електродвигун та понижуючий редуктор.

Передача крутного моменту від ротора двигуна здійснюється через редуктор на вихідний вал, який проходить через спеціальний наскрізний центральний отвір у поворотному кулаці та співвісно з'єднується зі ступицею колеса, забезпечуючи її безпосереднє обертання. Редуктор жорстко закріплений на поворотному кулаці за допомогою фланцевого з'єднання, що дозволяє надзвичайно компактно інтегрувати силовий привід без використання традиційної трансмісії, карданних передач чи шарнірів рівних кутових швидкостей.

Таке просторове компонування оптимізує розподіл невідвіснених мас та вивільняє значний корисний об'єм у центральній частині шасі транспортного засобу.

Система забезпечує покращення маневреності, суттєве зменшення механічних втрат енергії при передачі потужності завдяки мінімізації кількості проміжних кінематичних ланок, та підвищення загальної адаптивності підвіски до складних умов експлуатації.

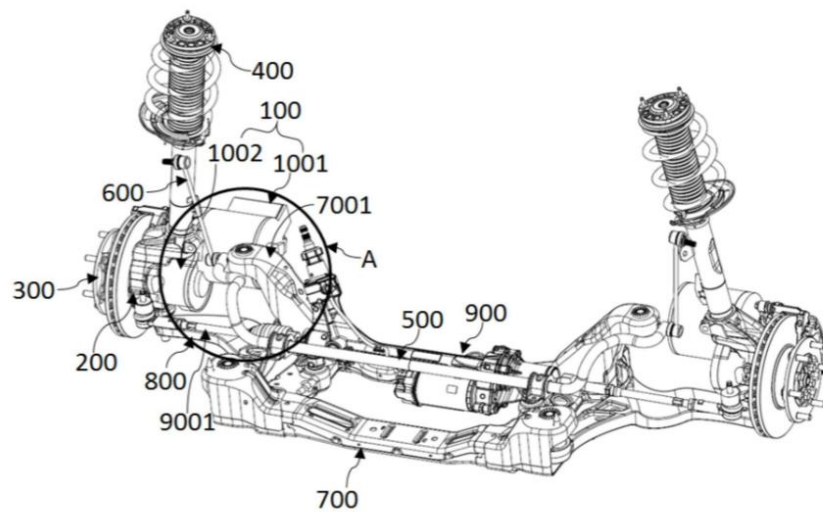


Рисунок 1.7 – Патент конструкції вузла підвіски: [4]

100 - вузол колеса;	600 - поворотний кулак;	1002 - нижня частина корпусу поворотного кулака;
200 - гальмівний диск;	700 - підрамник;	7001 - кріпильний елемент;
300 - електродвигун колеса;	800 - редуктор;	9001 - опорний елемент підрамника.
400 - амортизаційна стійка	900 - шарнірне з'єднання;	1001 - верхня частина корпусу поворотного кулака;
500 - приводний вал;		

Пристрій приводу заднього колеса електричного транспортного засобу, номер патенту US20140374178A1 [5].

Даний винахід призначений для приводу заднього колеса електромобіля та містить електродвигун, редуктор, вихідний вал, ступицю колеса та елементи підвіски. Ступиця колеса встановлена на зовнішній поверхні вихідного валу та з'єднана з колесом через підшипниковий вузол.

Передача крутного моменту від ротора тягового електродвигуна до вихідного вала реалізована через зубчасту групу циліндричного редуктора, причому вісь ротора та вісь вихідного вала зміщені ексцентрично один відносно одного.

Корпус статора двигуна запресований безпосередньо в інтегрований корпус поздовжнього важеля підвіски (trailing arm), зі зворотного боку якого

відлито посадкове місце для пружини підресорювання з метою раціонального розподілу опорних навантажень. Захисна кришка повністю заглиблена всередину важеля і несе опорний підшипник, що запобігає згинальним деформаціям вихідного вала від діючих радіальних зусиль.

Для оптимізації компоувального простору за маточиною колеса зубчастий вінець (tone wheel) датчика швидкості обертання запресований безпосередньо на зовнішній діаметр головної шестерні редуктора.

Завдяки інтеграції мотор-колеса та редуктора безпосередньо у вузол заднього колеса забезпечується компактність конструкції, зменшення втрат потужності при передачі крутного моменту та покращення ефективності електричного транспортного засобу.

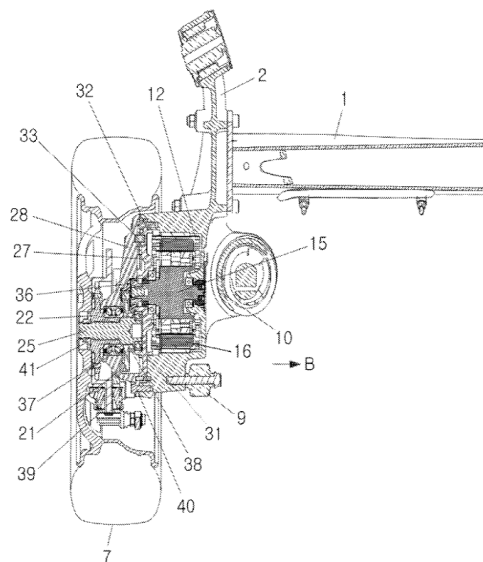


Рисунок 1.8 – Патент пристрою приводу заднього колеса: [5]

1 - рама;	15 - підшипниковий вузол	28 - підшипник ступиці;	37 - шестерня редуктора;
2 - елемент підвіски;	16 - вихідний вал	31 - болтове з'єднання;	37 - шестерня редуктора;
7 - колесо;	21 - електродвигун	32 - захисний кожух двигуна;	39 - обід колеса;
9 - вісь кріплення;	22 - ротор електродвигуна;	33 - гальмівний механізм;	40 - внутрішня частина корпусу;
10 - корпус осі;	25 - редуктор;	36 - зубчаста передача;	41 - вал редуктора.
12 - кронштейн кріплення;	27 - ступиця колеса;		

2 МОДЕЛЮВАННЯ ІСНУЮЧОГО ВУЗЛА, СТВОРЕННЯ КОНЦЕПТУ НОВОЇ СИСТЕМИ ПІДВІСКИ

Першочерговим етапом проєктування є розробка 3D-моделі базового вузла у середовищі Autodesk Inventor для детального аналізу габаритних, геометричних та приєднувальних обмежень конструкції.

2.1 Розробка 3D-моделі існуючого вузла жорсткого кріплення мотор-редуктора до рами шасі

Існуюча базова конструкція ходової частини колісного рушія передбачає безпосереднє, жорстке фіксування корпусу мотор-редуктора до сильних елементів рами шасі платформи. Таке компоновальне рішення має низку критичних конструктивних та експлуатаційних недоліків під час роботи рухомого виробу на пересіченій місцевості:

- При наїзді колісного рушія на нерівності профілю опорної поверхні (виступи, ями, каміння) всі динамічні та ударні сили передаються безпосередньо на вихідний вал і корпус редуктора, а відсутність проміжних пружних елементів викликає появу критичних згинальних моментів на консольному кінці вала.
- Наслідком жорсткого кріплення є виникнення значних локальних напружень, що призводять до прискореного втомного руйнування підшипників кочення мотор-редуктора, деформації шийок валів та зрізання шпонкових з'єднань.
- Жорсткий контакт спричиняє безперешкодну передачу високочастотних вібрацій від дорожнього покриття через раму на

чутливе корисне навантаження та бортове обладнання, що знижує загальну плавність руху та надійність системи.

Для розв'язання вказаних проблем у межах практики було виконано параметричне моделювання просторових обмежень рами вузла, визначено координати приєднувальних поверхонь та сформовано технічну базу для переходу до незалежної схеми підвіски.

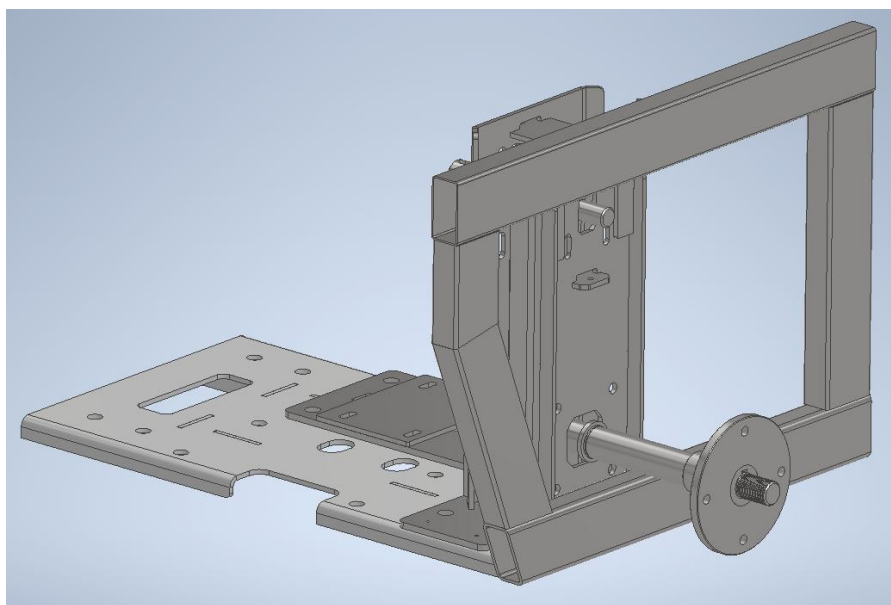


Рисунок 2.1 – Модель загального виду рами та базового вузла

Рама складається з бокової частини, зробленої за допомогою труб прямокутного профілю, з'єднаних між собою зварюванням та плити днища рами, зробленого з листового металу товщиною 8 мм загнутого по краях в U-подібний профіль, матеріал - Ст3пс. До плити днища приварено 4 додаткових ребра жорсткості товщиною 8 мм.

Сам вузол мотор редуктору являє собою зварену листову конструкцію з металу товщиною 6 мм. Двигун, потужністю 1.5 кВт, встановлюється на регульовальну плиту, де ланцюговою передачею з'єднується з вхідним валом редуктору. В редукторі, так само, з'єднання проводиться за допомогою

ланцюгової передачі, звідки з вихідного вала потужність передається на хаб колеса, та на саме колесо.

2.2 Моделювання концепту нової незалежної підвіски маятникового типу

Філософією всієї концепції є збереження максимальної кількості оригінальних вузлів. Тому для заміни неефективного жорсткого монтажу розроблено концепт незалежної підвіски маятникового типу. Запропонована схема являє собою класичну важільну систему з позовжнім маятниковим важелем, який здійснює рух по дузі кола фіксованого радіуса відносно осі редуктора.

Це дозволяє повністю ізолювати корпус привода від згинальних радіальних сил, перевівши їх у площину контрольованої деформації пружних елементів підвіски.

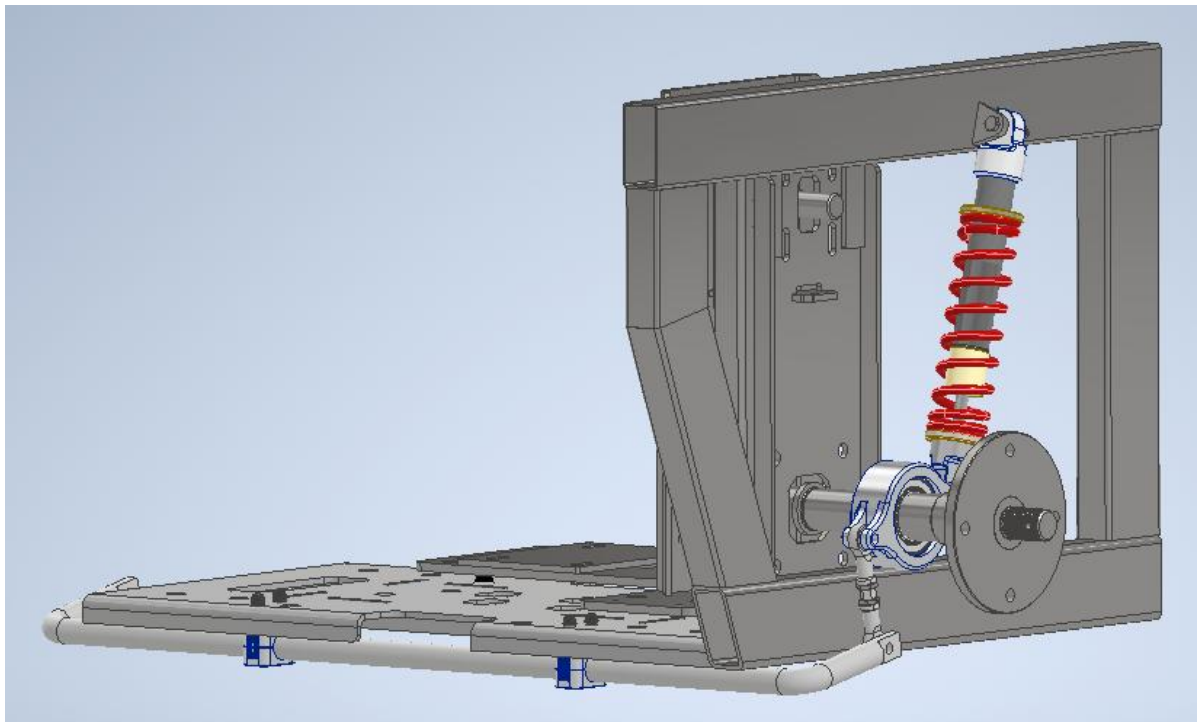


Рисунок 2.2 – Концепція системи підвіски маятникового типу

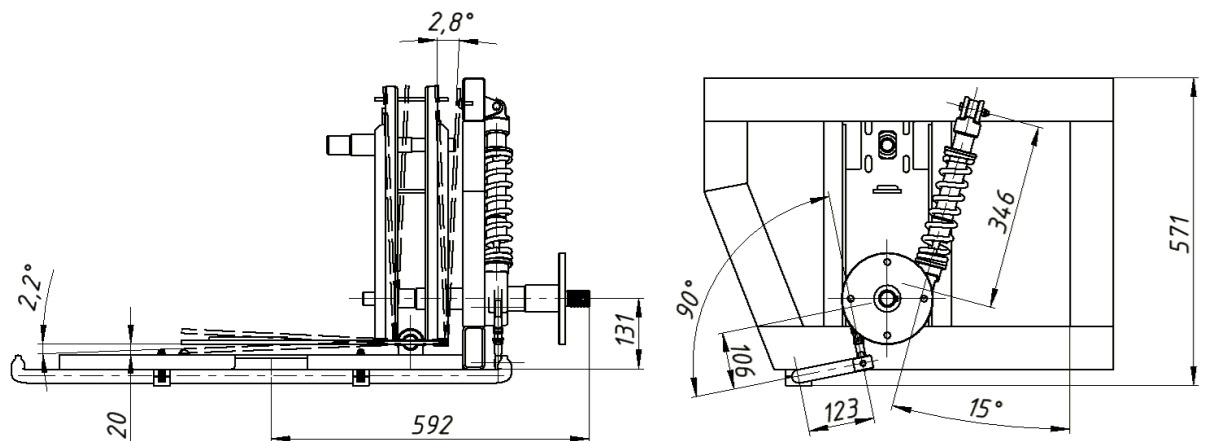


Рисунок 2.3 – Геометричні параметри концепції підвіски

Концепт нової системи складається з ключових взаємопов'язаних вузлів, інтегрованих у єдину кінематичну структуру:

- опорою маточини виступає просторовий суцільнометалевий кулак (букса), який виготовляється методом лиття та точіння з легкого алюмінієво-дюралевого сплаву для суттєвого зниження величини невіднесених мас підвіски;

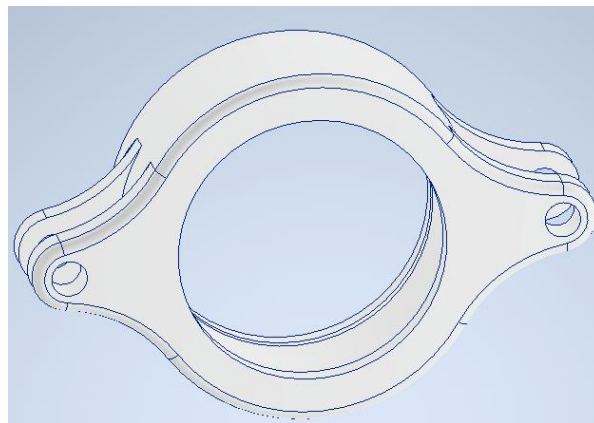


Рисунок 2.4 – Зовнішній вигляд букси

- внутрішня порожнина букси містить технологічний упорний пояс, до якого пресовою посадкою встановлюється закритий дворядний радіально-упорний кульковий підшипник серії SKF 3208 A-2RS1 з внутрішнім

отвором під шийку валу 40 мм. Це гарантує виняткову здатність до одночасного сприйняття як вертикальних ударів, так і потужних осьових навантажень, що виникають при бортовому повороті 6-колісної платформи, коли колеса ковзають юзом по ґрунту. Також на підшипнику наявні попередньо встановлені контактних ущільнень з маслостійкої гуми (NBR) з обох боків підшипника;

- кінематичний зв'язок маятникової підвіски з рамою шасі та монтаж мотор-редуктора реалізовано через головний шарнірний вузол, базою якого виступає жорстка профільна сталева труба круглого перерізу. Вона встановлюється між двома вертикальними 6-міліметровими вушками з листової сталі та стягується наскрізним центральним болтом. Горизонтальна вісь обертання проходить через вушка, приварені безпосередньо до основної плити рами;

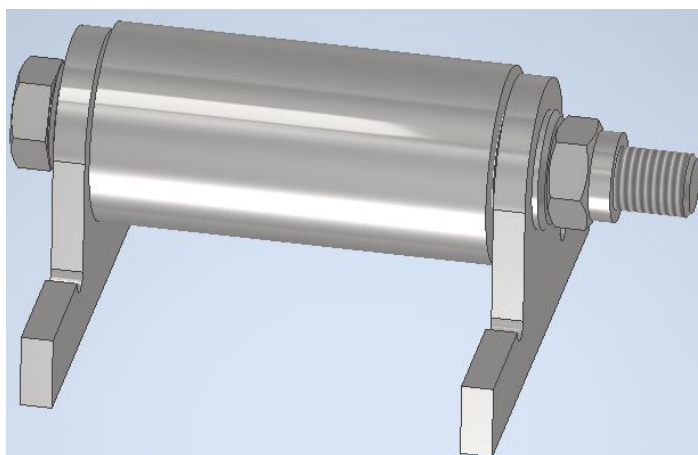


Рисунок 2.5 – Зовнішній вигляд головного шарнірного вузла

- вісь амортизатора нахилена під кутом 15 градусів відносно вертикалі у напрямку осі обертання редуктора. Таке просторове зміщення утворює жорсткий геометричний силовий трикутник і переводить будь-який фронтальний або вертикальний удар по колесу в безпечне чисте осьове стискання штока підвіски;

- пружно-демпфуючий елемент (амортизатор) просторово розташований між маятниковим важелем та верхнім лонжероном рами з помітним нахилом під кутом 15 градусів відносно вертикалі у напрямку осі обертання колеса. Таке просторове зміщення оптимізує вектор передачі ударного імпульсу, утворює жорсткий геометричний силовий трикутник і переводить будь-який удар по колесу в безпечне чисте осьове стискання штока. У конструкції використано циліндричну гвинтову червону пружину середнього класу навантаження за стандартом ISO 10243, розраховану на максимальне робоче навантаження 4000 Н;

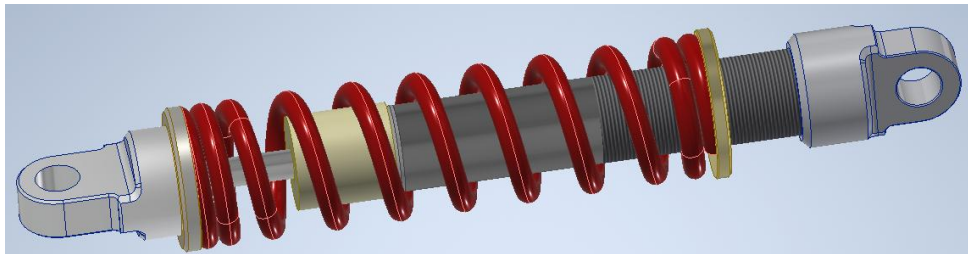


Рисунок 2.6 – Зовнішній вигляд амортизатора

Попередній розрахунок параметрів пружини було проведено за допомогою «Генератор стиснених пружин» Autodesk Inventor. Параметри було визначено з геометричних обмежень та попередніх даних навантаження на вузол;

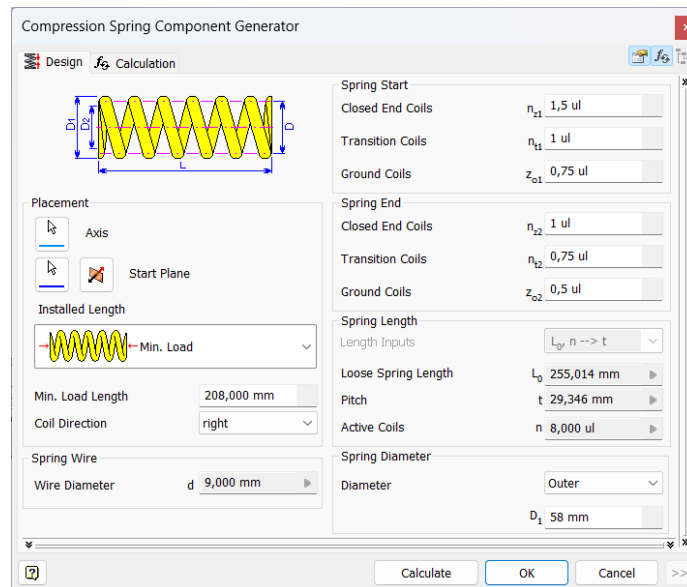


Рисунок 2.7 – Вікно генератору на вкладці «Дизайн»

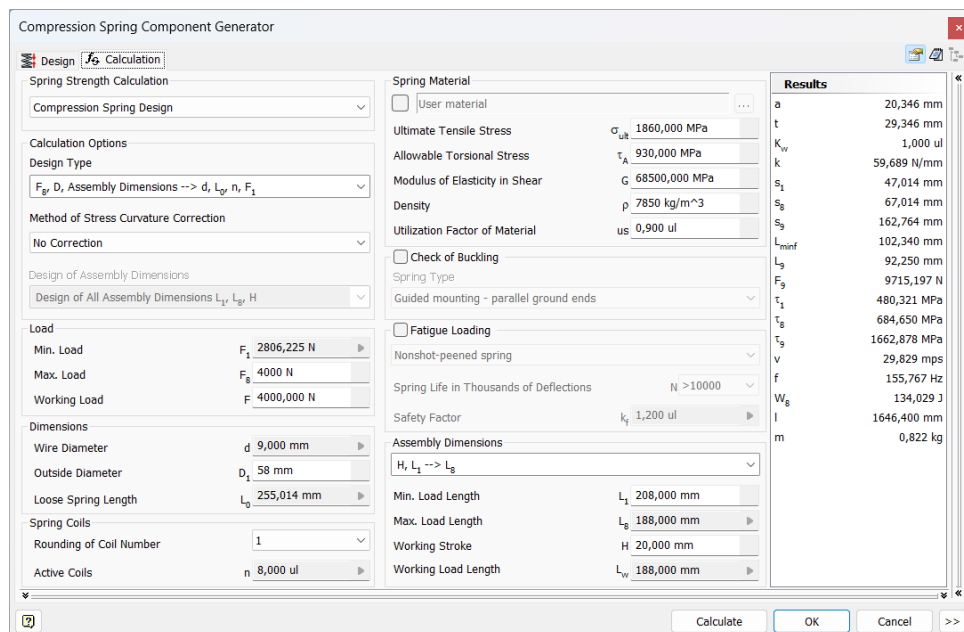


Рисунок 2.8 – Вікно генератору на вкладці «Розрахунок»

- всередині пружини концентрично штоку встановлено направляючу полімерну гільзу, яка ліквідує ефект радіального вигину (явища втрати поздовжньої стійкості пружини);
- кінематичне з'єднання нижньої опорної вилки амортизатора з вушком маятникового важеля виконано за допомогою спеціалізованої сферичної необслуговуваної шарнірної головки (типу ШС) серії JW Winco GN 648.8-10-22-W. Сферичний шарнір JW Winco здатний вільно нахилитися до 13 градусів у будь-якій просторовій площині, повністю компенсуючи динамічні перекося важеля. Завдяки цьому на шток амортизатора діє виключно осьова поздовжня сила стиснення-розтягнення, без паразитних згинальних збурень;
- для зв'язку лівої та правої підвісок платформи в єдину просторову систему з протилежного боку від амортизатора під'єднано систему стабілізації. Стабілізатор спроектовано у вигляді суцільного круглого прутка діаметром 25 мм із високоякісної ресорно-пружинної сталі 65Г;

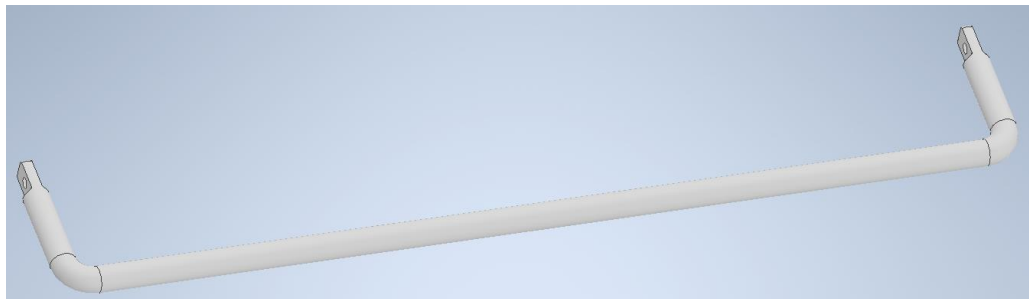


Рисунок 2.9 – Зовнішній вигляд стабілізатора

- центральна пряма частина торсіона зафіксована до 6-міліметрової сталевій плити дна ходової частини за допомогою стандартизованих трубних колодок DIN 3015 важкої серії з гладким внутрішнім профілем. Вони встановлюються на попередньо приварені суцільні сталеві постаменти товщиною 15 мм для компенсації зазору від внутрішніх зварних ребер посилення корпусу;

- Кінці прутка стабілізатора загинаються під прямим кутом і з'єднуються з плоскими вушками кулаків за допомогою вертикальних шарнірних стійок, виконаних за принципом регульованого талрепа з центральним шестигранником та протилежними внутрішніми різьбами M10, зафіксованими низькими контргайками DIN 439;

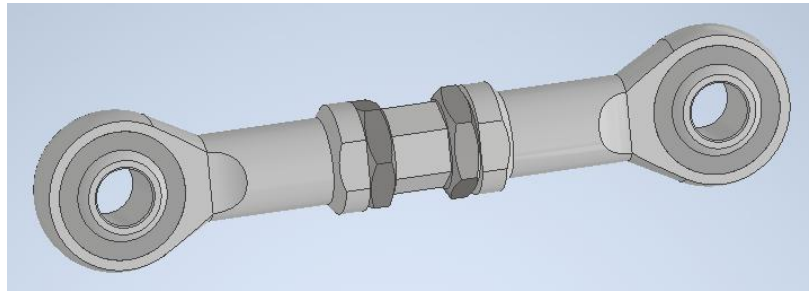


Рисунок 2.10 – Зовнішній вигляд шарнірної стійки

- на кінцях стійок встановлено сферичні шарнірні головки типу ШС 10, осі яких орієнтовані паралельно осі маятника. У статичному положенні кут між стійкою та плечем стабілізатора становить чітко 90 градусів, що гарантує лінійну передачу зусилля скручування на торсіон та повністю виключає просторове заклинювання системи при кутових перекосах рами.

2.3 Обґрунтування вибору стандартних комплектуючих та їх параметри

Підбір стандартних покупних комплектуючих для вузла підвіски здійснювався на основі попередніх оціночних розрахунків екстремальних навантажень та жорстких вимог до умов експлуатації платформи (наявність абразивного пилю, вологи, відсутність регулярного технічного обслуговування).

Вибір маточинного підшипника

У якості головного опорного елемента осі колеса обрано закритий дворядний радіально-упорний кульковий підшипник шведської компанії SKF серії 3208 A-2RS1. Вибір саме цього типорозміру зумовлений заданим вхідним конструктивним параметром – діаметром посадкової шийки вала d (Рисунок 2.11), який становить 40 мм (Таблиця 2.1). Крім того, наявність двох рядів кульок дозволяє підшипнику ефективно сприймати не лише радіальні навантаження від ваги платформи та ударів, але й значні двосторонні осьові зусилля, що виникають під час поворотів машини (особливо при русі юзом по ґрунту). Суфікс «2RS1» у маркуванні означає наявність двосторонніх контактних ущільнень з маслостійкої гуми, які утримують мастило всередині та повністю блокують потрапляння бруду, що є критично важливим для бездоріжжя.

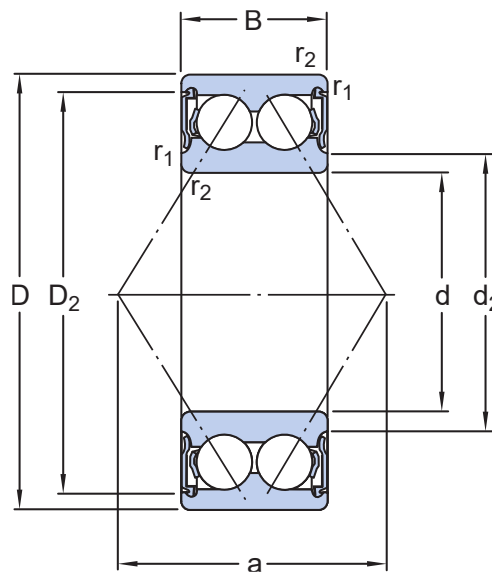


Рисунок 2.11 – Схема умовних позначень розмірів підшипника [11]

Таблиця 2.1 – Основні характеристики підшипника SKF 3208 A-2RS1 [11]

Параметр	Позначення	Значення
Внутрішній діаметр (діаметр осі), мм	d	40
Зовнішній діаметр, мм	D	80
Загальна ширина підшипника, мм	B	30.2
Базова динамічна вантажопідйомність, кН	C	48
Базова статична вантажопідйомність, кН	C_0	36.5
Гранична частота обертання, об/хв	n_{lim}	5600

Вибір шарніра кріплення амортизатора

Кінематичне з'єднання нижньої вилки амортизатора з маятниковим важелем реалізовано через сферичну шарнірну головку необслуговуваного типу JW Winco GN 648.8-10-22-W. Застосування класичних гумометалевих сайлентблоків у цьому вузлі було відкинуто через високі згинальні деформації важеля під час роботи. Натомість сферичний шарнір (Рисунок 2.12) забезпечує просторову рухомість (кут нахилу до 13°), повністю ізолюючи шток амортизатора від згинальних моментів. Попри компактний розмір ($\varnothing 10$), шарнір має антифрикційну вставку з політетрафторетилену (PTFE) та масивний сталевий корпус, що гарантує статичну вантажопідйомність у 39,0 кН (Таблиця 2.2). Це дозволяє з більш ніж чотирикратним запасом надійно сприймати розрахункове ударне зусилля (8,6 кН) без ризику руйнування вузла та без необхідності періодичного змащування.

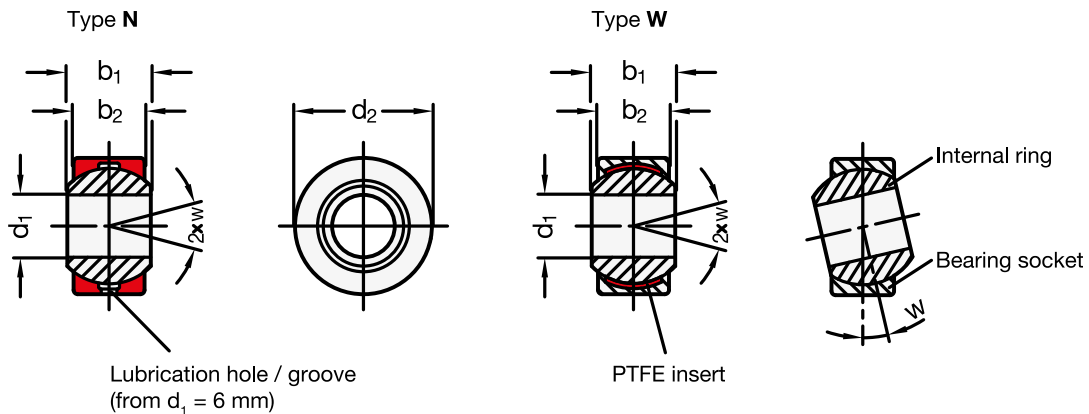


Рисунок 2.12 – Схема умовних позначень шарнірної головки [12]

Таблиця 2.2 – Характеристики сферичної шарнірної головки JW Winco GN 648.8-10-22-W [12]

Параметр	Позначення	Значення
Внутрішній діаметр отвору, мм	d_1	10
Зовнішній діаметр корпусу, мм	d_2	22
Ширина внутрішнього кільця, мм	b_1	14
Допустимий кут просторового перекосу, град	W	13
Статична вантажопідйомність, кН	C_0	39
Динамічна вантажопідйомність, кН	C	23.4

Вибір пружного елемента (пружини амортизатора)

Для гасіння кінетичної енергії ударів використано гвинтову циліндричну пружину важкого класу навантаження за стандартом ISO 10243 (кольорове маркування – червоне). Особливість кінематики маятникової підвіски полягає у механічній мультиплікації зусилля: амортизатор сприймає силу, що значно перевищує удар по колесу. Штампові пружини стандарту ISO 10243 виготовляються з високоякісної хромованадієвої сталі та мають прямокутний переріз дроту. Це дозволяє при компактних зовнішніх габаритах досягати величезної жорсткості. Червона серія із зовнішнім діаметром 63 мм (Таблиця 2.3) здатна штатно працювати під навантаженнями до 10 кН, не допускаючи змикання витків під час пікових пробоїв підвіски.

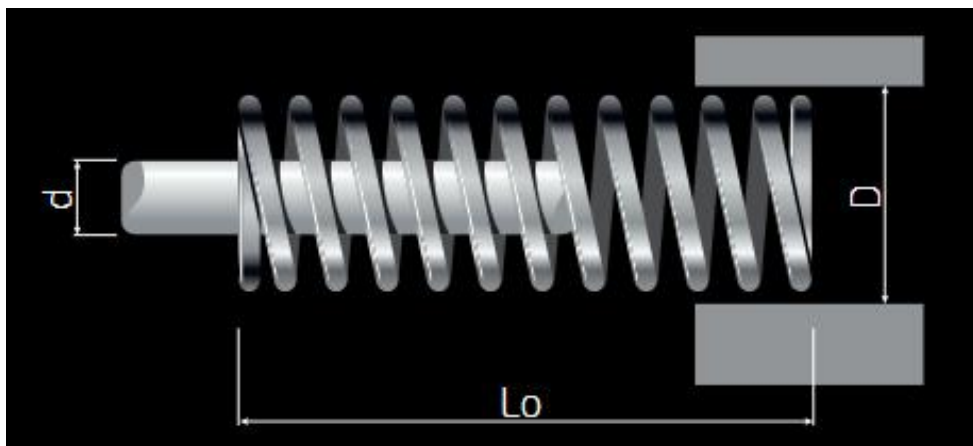


Рисунок 2.13 – Схема умовних позначень пружини [13]

Таблиця 2.3 – Геометричні та силові параметри пружини ISO 10243 (Heavy Load, Red) [13]

Параметр	Позначення	Значення
Зовнішній діаметр пружини, мм	D	63
Внутрішній діаметр (отвір під шток/гільзу), мм	d	38
Довжина у вільному стані, мм	L_0	254
Жорсткість пружини, Н/мм	R	165
Максимальна робоча деформація (30%), мм	L_{max}	76.2
Максимальне робоче навантаження, Н	F_{max}	12573
Зусилля в амортизаторі в стані спокою, Н	F_{nom}	5280

3 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТА АНАЛІТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ

3.1 Математичне моделювання наїзду на поодинокую перешкоду та визначення коефіцієнта динамічності

Проектування елементів маятникової підвіски вимагає точного врахування силових факторів, що діють на ходову частину при русі по пересіченій місцевості. Для уникнення необґрунтованого використання довідкових емпіричних коефіцієнтів, визначимо максимальний динамічний коефіцієнт навантаження (K_d) аналітичним шляхом.

За розрахунковий випадок екстремального навантаження приймемо наїзд цивільної платформи на типову міську перешкоду (стандартний дорожній бордюр) при русі з маршовою робочою швидкістю $v = 8$ км/год (2.22 м/с).

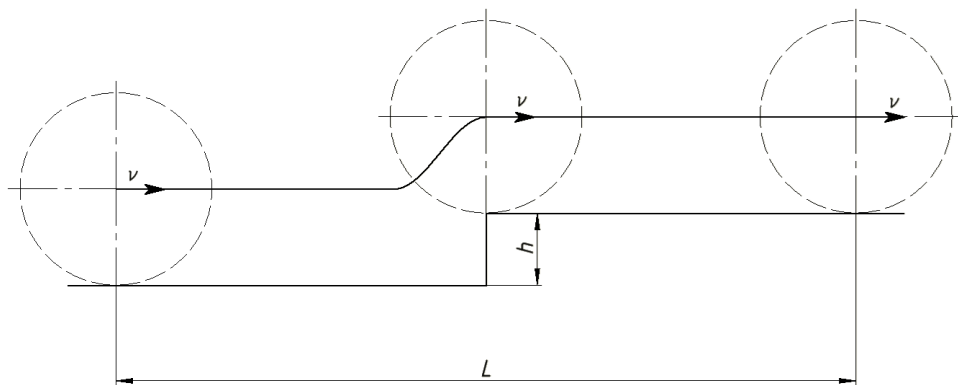


Рисунок 3.1 – Схема наїзду на перешкоду

Згідно з класичною теорією підресорювання колісних машин, еквівалентний кінематичний профіль такої перешкоди доцільно описувати гармонічною косинусоїдальною функцією. Вертикальне переміщення осі колеса $q(t)$ під час подолання перешкоди описується рівнянням:

$$q(t) = \frac{h}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi v}{L} t \right) \right], \quad (3.1)$$

де h – фізична висота перешкоди, м;

L – еквівалентна кінематична довжина подолання, м;

v – швидкість руху платформи, м/с;

t – поточний час, с.

Відповідно до принципу Д'аламбера, максимальна динамічна сила, що діє на вузол підвіски, дорівнює сумі статичної ваги (G_{st}) та максимальної сили інерції (F_{in}), що виникає від вертикального прискорення мас:

$$F_w = G_{st} + F_{in} = m g + m a_{max} = m g \left(1 + \frac{a_{max}}{g} \right) \quad (3.2)$$

З рівняння (3.2) впливає аналітичний вираз для коефіцієнта динамічності K_d :

$$K_d = 1 + \frac{a_{max}}{g} \quad (3.3)$$

Для визначення максимального вертикального прискорення знайдемо другу похідну від функції (3.1) еквівалентного профілю за часом. Максимальне значення прискорення досягається у вершині амплітуди:

$$a_{max} = \frac{h}{2} \left(\frac{2\pi v}{L} \right)^2 \quad (3.4)$$

Значення еквівалентної кінематичної довжини збурення L визначається динамічними властивостями системи підресорювання – заданою власною частотою коливань підвіски (ν).

Вибір раціональної власної частоти коливань є ключовим етапом проєктування плавності ходу. Для запобігання резонансним явищам та захисту чутливого бортового обладнання від руйнівних вібрацій, власна частота коливань підресореної маси повинна знаходитись у діапазоні 1.2...1.5 Гц. Враховуючи масу платформи та необхідність стабілізації датчиків, розрахункову власну частоту підвіски приймаємо на рівні $\nu = 1.44$ Гц.

Період одного повного кінематичного циклу відпрацювання перешкоди (стиснення та відбій амортизатора) складає:

$$T = \frac{1}{\nu} = \frac{1}{1.44} = 0.694$$

За час T , рухаючись із швидкістю $\nu = 2.22$ м/с, платформа долає відстань L , на якій відбувається повне розсіювання енергії удару:

$$L = \nu T = 2.22 \cdot 0.694 = 1.54 \text{ м,}$$

Задаємо висоту перешкоди у вигляді стандартного дорожнього бордюру ($h = 150 \text{ мм} = 0.15 \text{ м}$). Підставивши ці значення у формулу (3.4), отримаємо:

$$a_{\max} = \frac{0.15}{2} \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 2.22}{1.54} \right)^2 = 6.15 \text{ м/с}^2$$

Тепер розрахуємо обґрунтований коефіцієнт динамічності (3.3):

$$K_d = 1 + \frac{6.15}{9.81} = 1.63$$

За умови рівномірного розподілу повної маси платформи ($M = 1500$ кг) на всі 6 коліс, статичне навантаження на одне колесо становить:

$$G_{st} = \frac{M g}{6} = \frac{1500 \cdot 9.81}{6} = 2452.5 \text{ Н}$$

Кінцеве розрахункове вертикальне зусилля F_w , яке діятиме на маятниковий важіль у момент пікового ударного навантаження, становить:

$$F_w = G_{st} K_d = 2452.5 \cdot 1.63 = 3997.6 \text{ Н}$$

Округлим значення $F_w = 4000 \text{ Н}$.

3.2 Аналітичне визначення сил у кінематичних парах маятникового важеля

Для перенесення отриманого силового навантаження на елементи конструкції підвіски, розглянемо умови статичної рівноваги поздовжнього важеля.

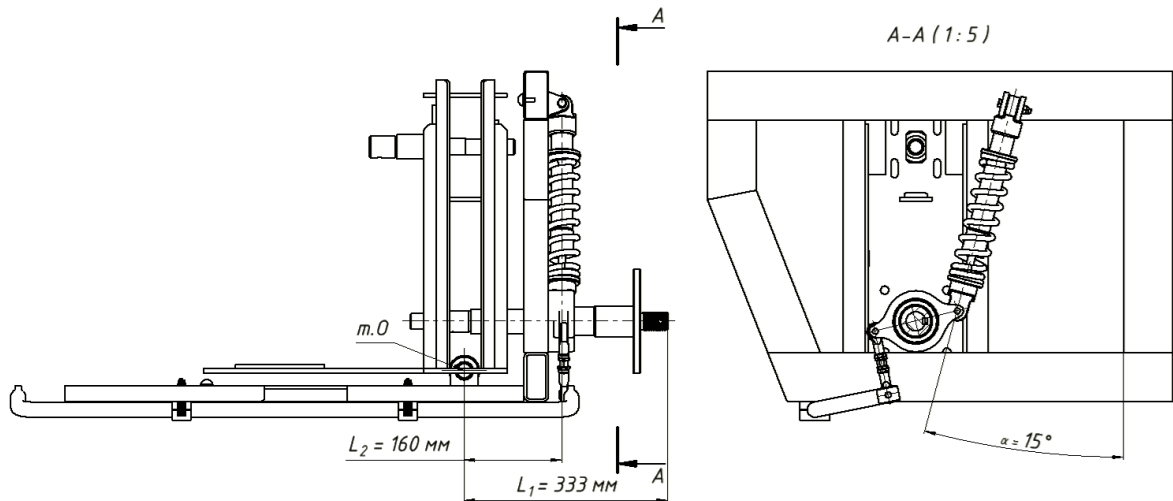


Рисунок 3.2 – Визначення геометричних параметрів

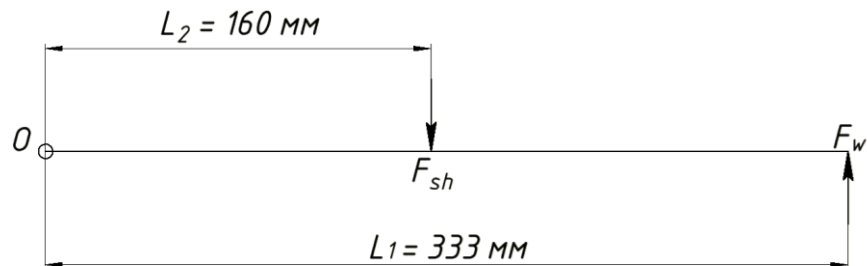


Рисунок 3.3 – Схема прикладання зусиль

За схемою складемо рівняння моментів сил відносно головної горизонтальної осі обертання важеля (точка O):

$$\sum M_O = 0 \Rightarrow F_w L_1 - F_{sh} L_2 \cos(\alpha) = 0, \quad (3.5)$$

де L_1 – Ефективна довжина маятникового важеля, мм

L_2 – Відстань від осі обертання важеля до вушка кріплення амортизатора, мм

α – Кут відхилення осі амортизатора від вертикалі, град

З формули (3.5) визначимо максимальне зусилля стиснення F_{sh} , яке повинна витримувати пружина та шток амортизатора при ударі:

$$F_{sh} = \frac{F_w L_1}{L_2 \cos 15^\circ} \quad (3.6)$$

$$F_{sh} = \frac{4000 \cdot 0.333}{0.16 \cdot \cos 15^\circ} = 8618.7 \text{ Н}$$

Визначимо опорні реакції у головному шарнірі важеля вздовж вертикальної (Y) та горизонтальної (X) осей:

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow R_{O_y} = F_{sh} \cos(\alpha) - F_w = 8618.7 \cdot 0.966 - 4000 = 4325 \text{ Н}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{O_x} = F_{sh} \sin(\alpha) - F_w = 8618.7 \cdot 0.259 = 2230.7 \text{ Н}$$

Повна динамічна реакція, що діє на головну вісь обертання маятника, становить:

$$R_O = \sqrt{R_{O_x}^2 + R_{O_y}^2} \quad (3.7)$$

$$R_O = \sqrt{4325^2 + 2230.7^2} = 4866 \text{ Н}$$

3.3 Розрахунок ресурсу та верифікація маточинного підшипника за каталогом SKF

Сприйняття вертикального зусилля здійснюється через підшипниковий вузол. У проєкті застосовано дворядний радіально-упорний кульковий підшипник SKF 3208 A-2RS1.

За офіційними каталожними даними SKF:

- Динамічна вантажопідйомність $C = 48000 \text{ Н}$
- Статична вантажопідйомність $C_0 = 48000 \text{ Н}$

Еквівалентне динамічне радіальне навантаження P обчислюється з урахуванням виникнення додаткових осьових сил ($F_a \approx 0.3 F_w = 1200 \text{ Н}$), що діють при поворотах.

Оскільки $F_a/F_w = 0.3 < e = 0.8$, коефіцієнти становлять $X = 1, Y = 0.78$:

$$P = 1 \cdot 4000 + 0.78 \cdot 1200 = 4936 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника у мільйонах обертів (L_{10}) становить:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{48000}{4936}\right)^3 = 919.5 \text{ млн. об}$$

Частота обертання колеса при швидкості $v = 8$ км/год та діаметрі $D = 0.4$ м:

$$n = \frac{60 v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 8}{\pi \cdot 0.4 \cdot 3.6} = 106.1 \text{ об/хв}$$

Тоді номінальний ресурс підшипникового вузла маточини в годинах безперервної роботи становить:

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot 919.5}{60 \cdot 106.1} = 144439.2 \text{ год}$$

3.4 Розрахунок головної осі маятникового важеля на зріз та згин

Кінематичний зв'язок маятникового важеля з рамою здійснюється через головний шарнірний вузол. Роль осі обертання виконує наскрізний сталевий палець (болт) стандарту DIN 931. Для забезпечення достатньої жорсткості та уникнення деформацій, попередньо обираємо болт М16 класу міцності 8.8 (межа плинності матеріалу $\sigma_T = 640$ МПа). Діаметр гладкої робочої частини болта $d = 16$ мм.

Розрахункова схема (Рисунок 3.4) осі являє собою балку на двох опорах (монтажні вушка кріплення), навантажену рівномірно розподіленим зусиллям від центральної розпірної труби шарніра. Повна розрахункова динамічна реакція, що передається на вісь, становить $R_O = 4866$ Н. Відстань між опорами (внутрішня ширина між вушками) становить $l = 103$ мм.

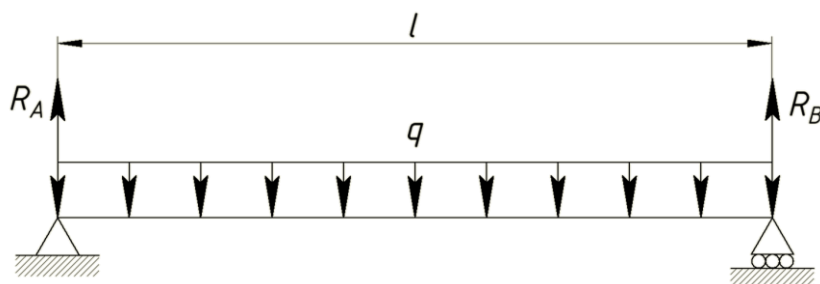


Рисунок 3.4 – Схема прикладання зусиль на маятниковий важель

Перевіримо вісь на зріз. Оскільки палець спирається на два вушка, деформація зрізу відбувається одночасно у двох площинах. Площа одного перерізу зрізу становить:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} = 201.06 \text{ мм}^2$$

Діюче дотичне напруження зрізу τ обчислюється як відношення сили до сумарної площі двох перерізів:

$$\tau = \frac{R_o}{2 A} = \frac{4866}{2 \cdot 201.06} = 12.1 \text{ МПа}$$

Максимальний згинальний момент M_{max} виникає посередині прольоту осі та для рівномірно розподіленого навантаження обчислюється за формулою:

$$M_{max} = \frac{R_o l}{8} = \frac{4866 \cdot 0.103}{8} = 62.65 \text{ Н} \cdot \text{м} = 62650 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Осьовий момент опору перерізу болта на згин W_x :

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 16^3}{32} = 402.1 \text{ мм}^3$$

Нормальне напруження згину σ_b у найнебезпечнішому перерізі:

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{62650}{402.1} = 155.8 \text{ МПа}$$

Для перевірки загальної міцності осі за третьою (дотичною) теорією міцності визначимо еквівалентне напруження σ_{eq} , яке враховує сумісну дію згину та зрізу:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} = \sqrt{155.8^2 + 3 \cdot 12.1^2} = 157.2 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу міцності для головної осі маятника:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{eq}} = \frac{640}{157.2} = 4.07$$

Отриманий коефіцієнт $n = 4.07$ (при допустимому значенні $[n] = 1.5 \dots 2.0$) свідчить про високу надійність обраного пальця М16. Вісь гарантовано витримає пікові динамічні удари без виникнення залишкових пластичних деформацій.

3.5 Перевірочний розрахунок зварного з'єднання місця рамного кріплення підвіски

Кронштейн головного шарніра підвіски складається з двох вертикальних вушок (виготовлених із листової сталі товщиною 6 мм), які приварюються до основної плити рами (товщина 8 мм) двосторонніми кутовими швами. Зварювання виконується напівавтоматом у середовищі захисних газів (MAG) з використанням зварювального дроту. Допустиме напруження на зріз для такого типу зварювання становить $[\tau_w] \approx 140$ МПа.

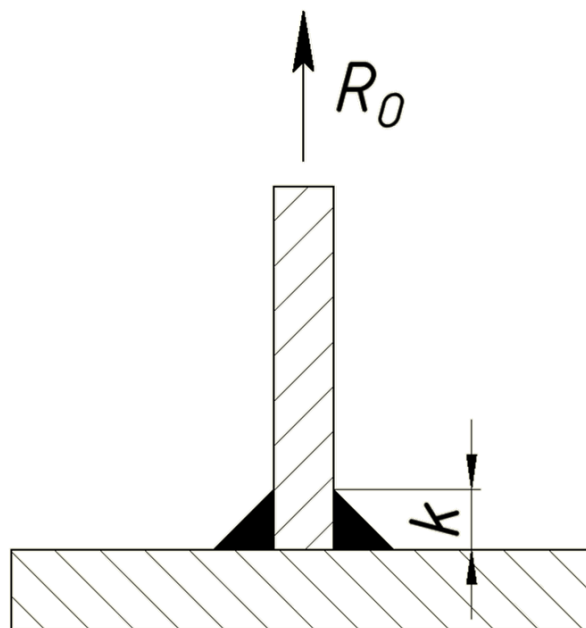


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема таврового зварного з'єднання кріплення підвіски

Розмір катета зварного шва приймаємо $k = 6$ мм (по товщині тоншої деталі вушка). Довжина в місці контакту з рамою становить $l_w = 30$ мм. Оскільки кожне з двох вушок обварюється з обох боків, загальна кількість швів становить 8, а їх сумарна розрахункова довжина L_Σ :

$$L_\Sigma = 8 l_w = 8 \cdot 30 = 240 \text{ мм}$$

Найбільш небезпечним режимом для зварного шва є зріз по бісектрисі прямого кута (небезпечний переріз катета). Розрахункова площа зрізу всіх зварних швів A_w :

$$A_w = 0.7 k L_\Sigma = 0.7 \cdot 6 \cdot 240 = 1008 \text{ мм}^2$$

На зварний вузол діє повна динамічна реакція $R_O = 4866 \text{ Н}$, яка намагається відірвати або зсунути вушки відносно рами. Визначимо діюче дотичне напруження зрізу у зварному шві τ_w :

$$\tau_w = \frac{R_O}{A_w} = \frac{4866}{1008} = 4.83 \text{ МПа}$$

Умова міцності зварного з'єднання виконується з величезним запасом ($\tau_w \ll [\tau_w]$). Такий значний резерв міцності (4.83 МПа проти 140 МПа) закладено свідомо. У важкій мобільній техніці, що працює в умовах бездоріжжя, зварні шви рами проєктуються з багаторазовим запасом для протидії явищу втомного руйнування від тривалих знакозмінних вібрацій та корозійного послаблення металу в процесі експлуатації.

3.6 Аналітичний розрахунок торсійного стабілізатора поперечної стійкості

Для зменшення кута поперечного крену платформи та перерозподілу навантажень між лівим і правим бортами під час руху по нерівностях, у конструкцію підвіски інтегровано П-подібний торсійний стабілізатор. Матеріалом стабілізатора слугує пруток діаметром $d = 25 \text{ мм}$ із ресорно-пружинної сталі 65Г (модуль зсуву $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$, допустиме напруження на кручення $[\tau] = 400 \text{ МПа}$).

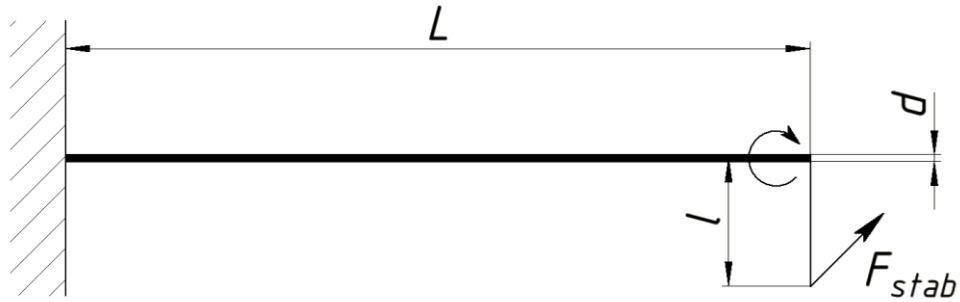


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема навантаження торсіонного стабілізатора

Розрахунковим екстремальним випадком є наїзд одного колеса осі на перешкоду, що викликає максимальне скручування центральної частини стабілізатора. Прийнемо, що на кінець плеча стабілізатора через шарнірну стійку передається зусилля $F_{stab} = 2000$ Н (що становить половину від розрахованої раніше максимальної реакції колеса).

Визначимо крутний момент T , що діє на центральну частину торсіона, якщо ефективна довжина бокового плеча (від осі обертання до осі стійки) становить $l = 162$ мм.

$$T = F_{stab} l = 2000 \cdot 162 = 324000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Полярний момент опору перерізу прутка W_p :

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 25^3}{16} = 3068 \text{ мм}^3$$

Максимальне дотичне напруження кручення τ_{max} у тілі стабілізатора:

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_p} = \frac{324000}{3068} = 105.6 \text{ МПа}$$

Отримане значення $\tau_{max} = 105.6$ МПа є значно меншим за допустиме напруження $[\tau] = 400$ МПа для сталі 65Г, що гарантує надійну роботу прутка в межах пружних деформацій без залишкового скручування.

Визначимо кут закручування φ робочої (центральної) частини стабілізатора довжиною $L = 854$ мм.

Полярний момент інерції перерізу J_p :

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 25^4}{32} = 38350 \text{ мм}^4$$

Кут закручування в радіанах:

$$\varphi = \frac{T L}{G J_p} = \frac{324000 \cdot 854}{80000 \cdot 38350} = 0.09 \text{ рад}$$

Перетворимо радіани в градуси:

$$\varphi = 0.09 \text{ рад} = 0.09 \cdot \frac{180}{\pi} = 5.17^\circ$$

Вертикальне переміщення кінця плеча стабілізатора при такому куті складе:

$$\Delta = \varphi l = 0.09 \cdot 162 = 14.6 \text{ мм}$$

Така податливість ідеально узгоджується з робочим ходом амортизатора, забезпечуючи ефективний перерозподіл енергії удару на протилежний борт платформи без блокування артикуляції підвіски.

4 АНАЛІЗ МІЦНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ В СЕРЕДОВИЩІ AUTODESK INVENTOR

4.1 Підготовка розрахункової моделі та генерація сітки

Для підтвердження конструктивної надійності розробленого вузла підвіски було проведено лінійний статичний аналіз напружено-деформованого стану. Розрахунок виконувався в інтегрованому модулі «Stress Analysis» системи автоматизованого проектування Autodesk Inventor. Аналіз проводився для спрощеного вузла у зборі. Усі контактні взаємодії між деталями були задані як ідеально жорсткі (Bonded), що фізично відповідає зварним швам та надійним болтовим чи пресовим з'єднанням, забезпечуючи сумісну деформацію всіх елементів конструкції.

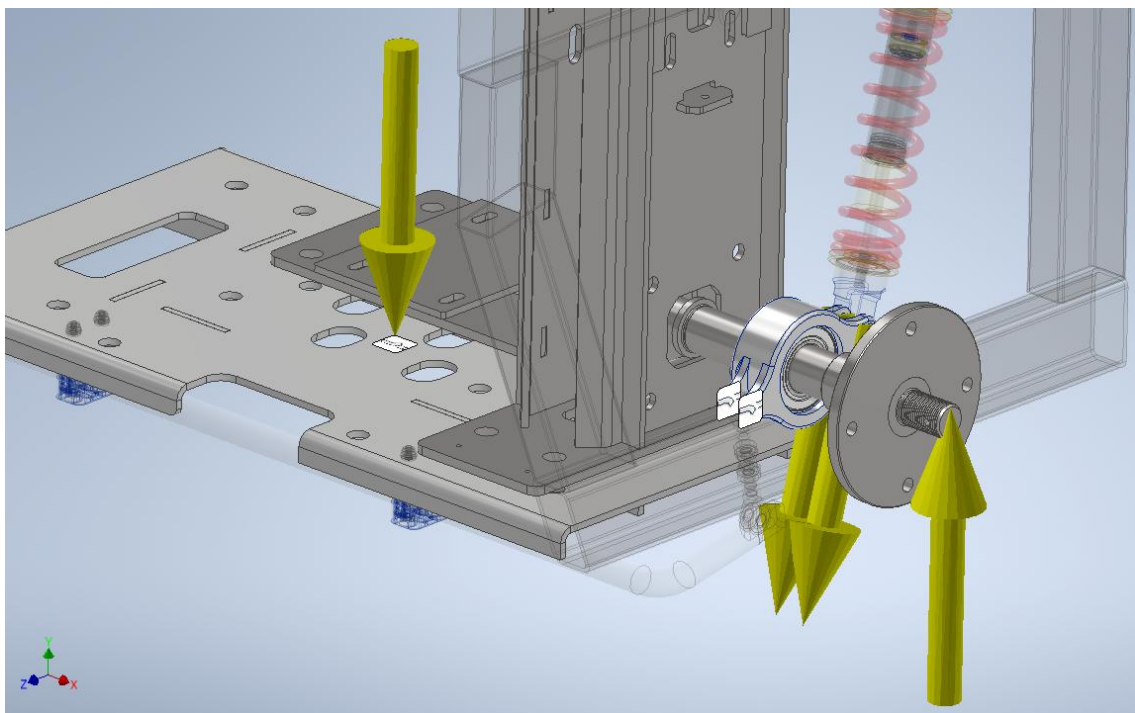


Рисунок 4.1 – Граничні умови, зв'язки та схема прикладання навантажень

На розрахункову модель було накладено просторові обмеження (Fixed Constraint) на опорну плиту корпусу, до якої знизу приварюються монтажні

вушка головного шарніра маятникового важеля, а також на вушка кріплення маточинної букси до стабілізатора поперечної стійкості. Ці обмеження позбавляють конструкцію всіх ступенів вільності в місцях її з'єднання з основною рамою платформи.

Силові навантаження задавались відповідно до розрахованих раніше екстремальних умов наїзду на перешкоду. До кінця вала (Рисунок 4.1) було прикладено вертикальне векторне зусилля 4000 Н, що імітує реакцію від опорної поверхні колеса. Одночасно до отвору вушка кріплення амортизатора було прикладено зусилля опору 8618 Н, спрямоване під відповідним кутом уздовж осі дії пружини.

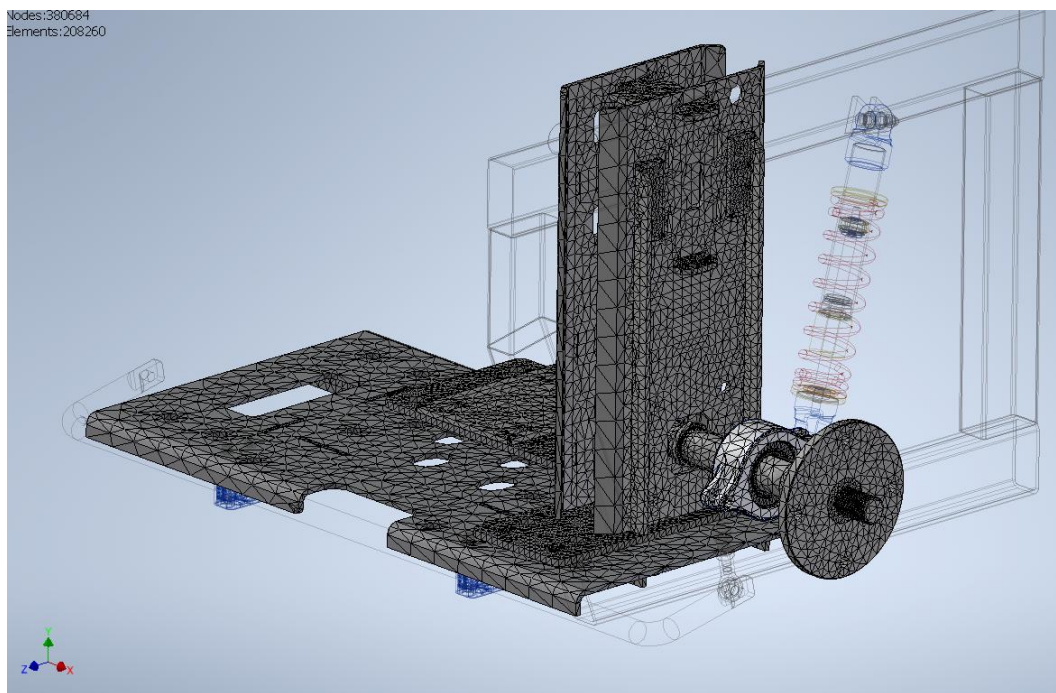


Рисунок 4.2 – Зовнішній вигляд утвореної сітки

4.2 Дослідження напружено-деформованого стану маятникового важеля

Маятниковий важіль є основним несучим елементом, що сприймає просторову комбінацію згинальних та крутильних моментів від колеса та амортизаційної стійки.

За результатами ітераційного розрахунку розподілу еквівалентних напружень за енергетичною теорією Гука-Мізеса (Рисунок 4.3) встановлено, що більша частина просторового тіла важеля працює в зоні мінімальних навантажень, рівень яких знаходиться в межах від 10 до 25 МПа. Це свідчить про раціональний вибір трубчастого перерізу та високу геометричну жорсткість деталі.

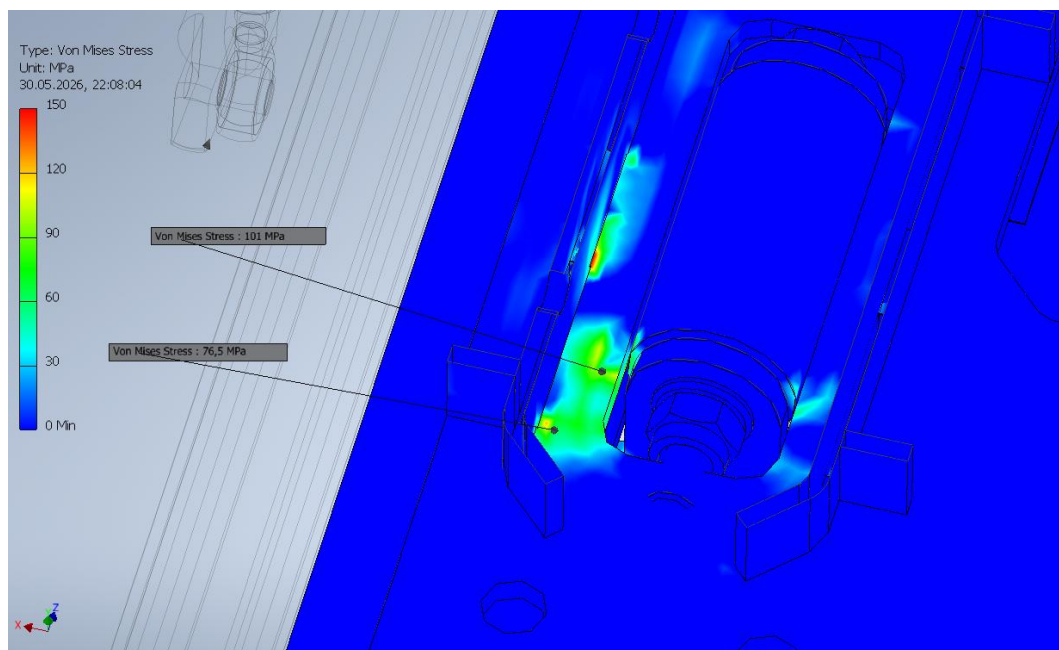


Рисунок 4.3 – Розподіл еквівалентних напружень за теорією Гука-Мізеса

Локальний максимум еквівалентних напружень виникає в зоні різкої зміни геометрії та концентрації силових потоків. В області приварювання плити основи редуктора до трубчастої основи важеля пікове значення еквівалентних напружень досягає 101 МПа. Точкою загальних пікових навантажень цього вузла

є місце кріплення плити основи редуктору до бокової стінки. Пікові значення в цій точці досягають 133 МПа.

В місці приварювання вушок кріплення маятникового важеля до плити основи корпусу (Рисунок 4.4) пікові навантаження утворюються в місці переходу профілю, значення там рівні приблизно 50 МПа.

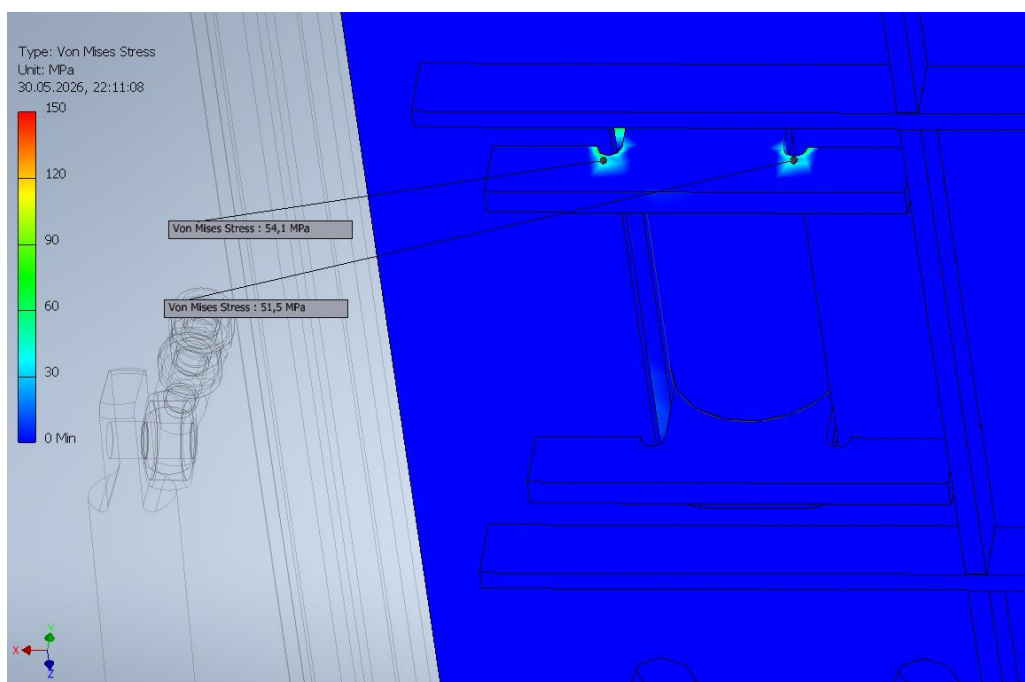


Рисунок 4.4 – Еквівалентні напруження в місцях кріплення маятника

Аналіз головних напружень у металі важеля дозволив деталізувати характер деформацій. Максимальні розтягувальні напруження (1st Principal Stress) у зоні розтягу волокон зварного шва (Рисунок 4.5) становлять 36 МПа.

Максимальні за величиною стискальні напруження (3rd Principal Stress), які діють у стиснутій зоні, знаходяться в зонах переходу плити основи корпусу редуктора та місць кріплення бокових стінок (Рисунок 4.6) і доходять до -155 МПа.

За результатами аналітичних розрахунків та аналізу методом скінченних елементів можна стверджувати, що металоконструкція маятникового важеля повністю задовольняє вимогам міцності та жорсткості.

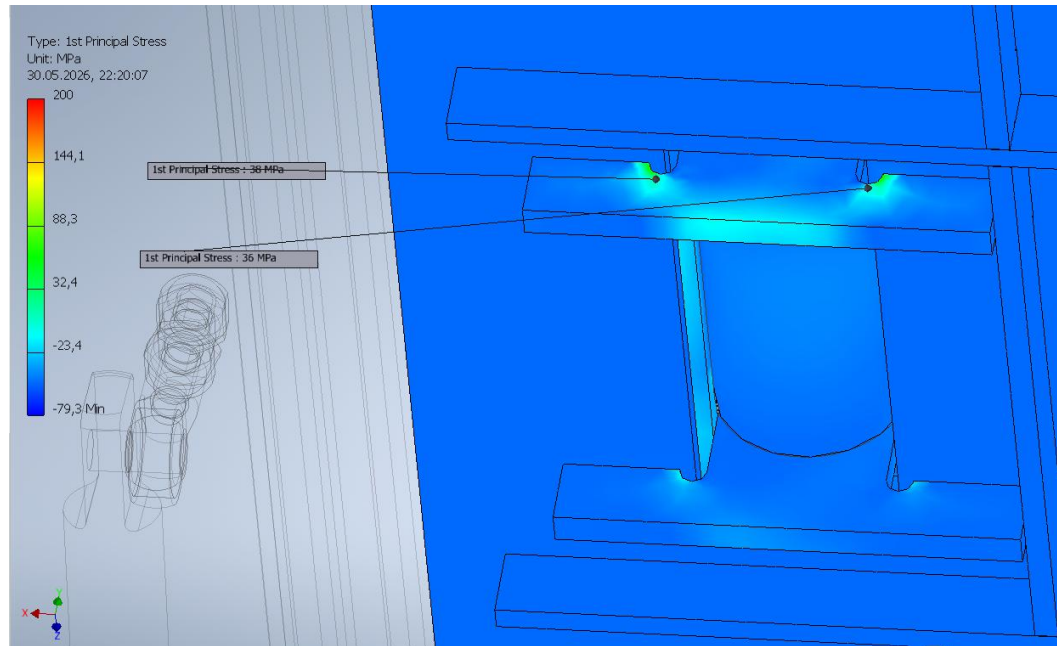


Рисунок 4.5 – Розтягуювальні напруження в місцях кріплення маятника

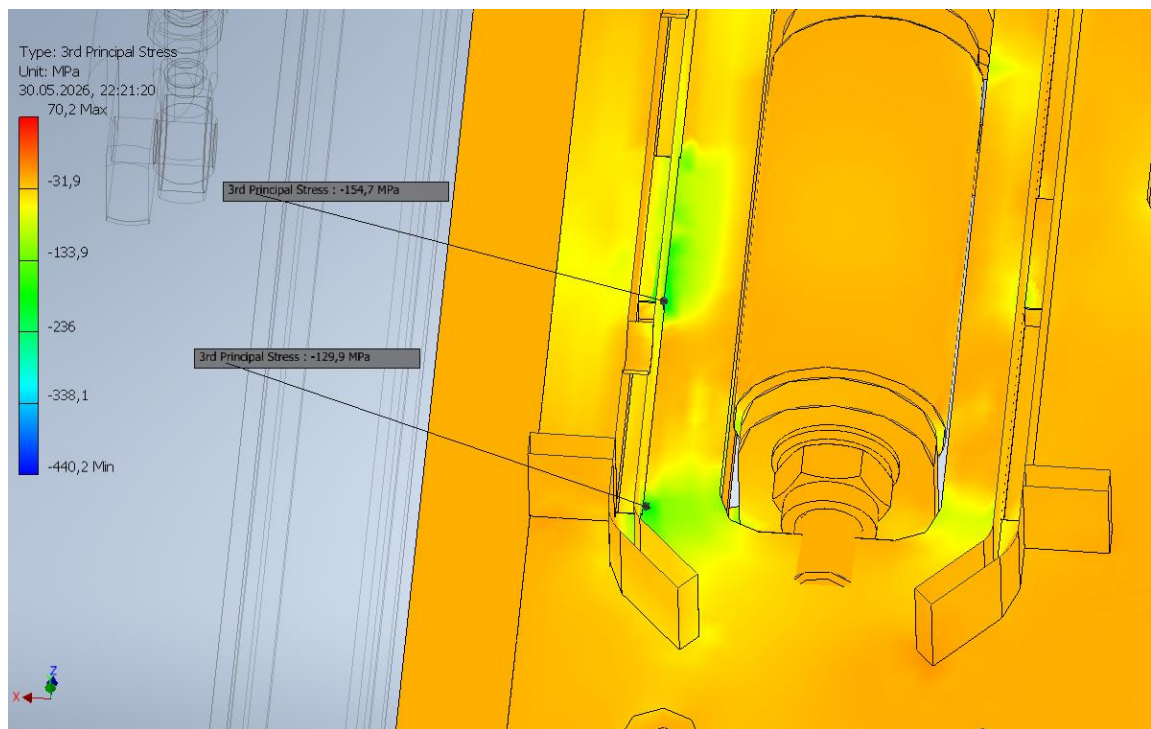


Рисунок 4.6 – Стискальні напруження в місці кріплення до маятника

Локалізовані в зоні приварювання вушка амортизатора пікові еквівалентні напруження не перевищують допустимих значень для закладеної конструкційної сталі Ст3пс та з впевненим запасом витримують навантаження (Рисунок 4.7) та (Рисунок 4.8).

Це переконливо доводить відсутність ризику виникнення пластичних деформацій або втомного руйнування в найнебезпечнішому перерізі важеля під час сприйняття екстремальних динамічних навантажень.

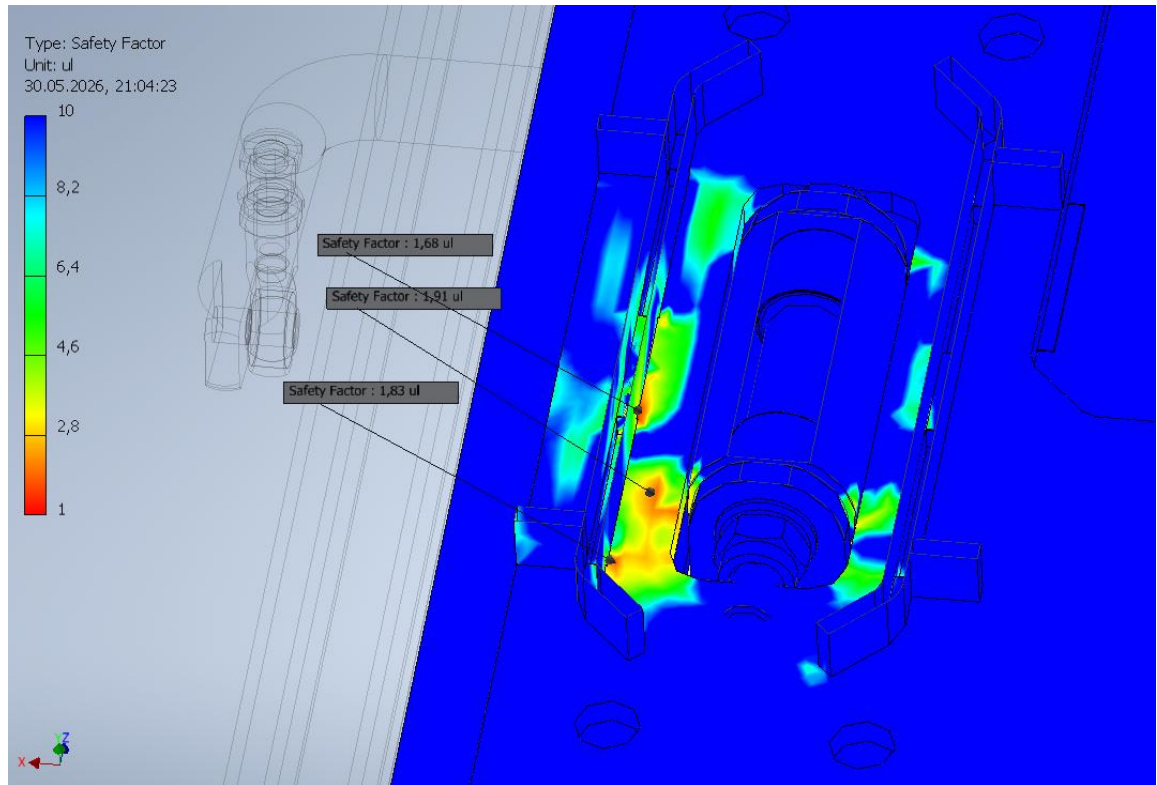


Рисунок 4.7 – Запас міцності в зоні кріплення до маятника

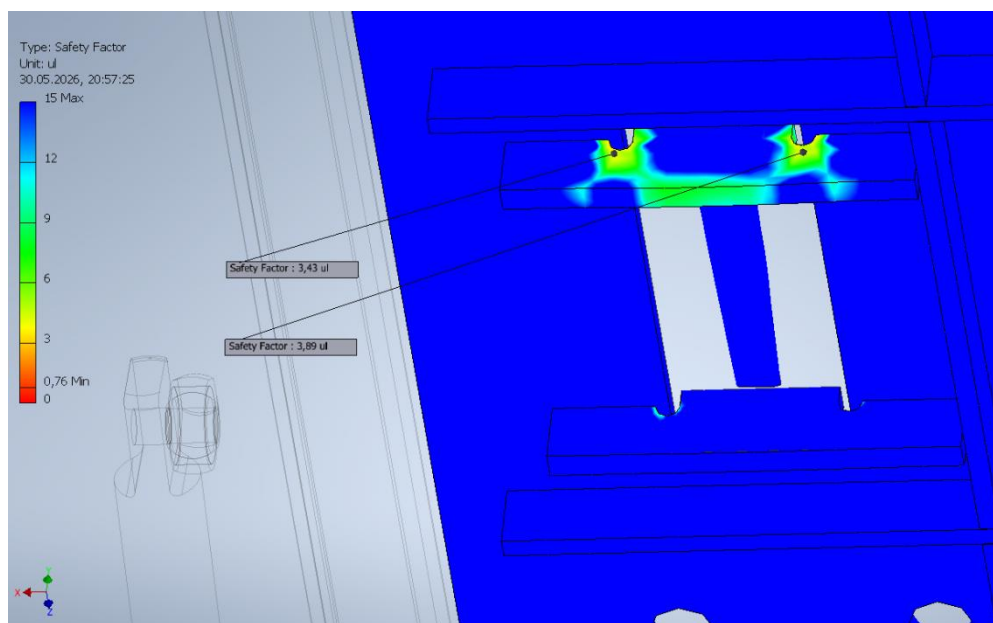


Рисунок 4.8 – Запас міцності в зоні кріплення маятника

4.3 Дослідження напружено-деформованого стану маточинного кулака

Маточинна букса (кулак) інтегрована в кінець маятникового важеля і слугує для безпосереднього сприйняття радіальних та осьових реакцій від підшипника колеса. З метою зниження загальної маси невіднесених елементів ходової частини, для виготовлення букси застосовано конструкційний алюмінієвий сплав марки 6016. Цей матеріал поєднує в собі низьку питому вагу, високу корозійну стійкість та достатні характеристики міцності для сприйняття динамічних навантажень.

Оскільки букса з'єднана з маятниковим важелем за типом жорсткого контакту, вона передає весь комплекс сил на сталеву конструкцію підвіски. Розподіл напружень у тілі букси носить рівномірний характер (Рисунок 4.9) без виражених небезпечних концентраторів. У зонах навколо посадкового отвору під підшипник та в місцях переходу до фланців еквівалентні напруження коливаються в межах безпечних 30 – 50 МПа, що забезпечує значний резерв міцності для обраного алюмінієвого сплаву. Критичними точками було виявлено місця кріплення букси до опор амортизатора та стабілізатора поперечної стійкості.

За результатами розрахунку, (Рисунок 4.9) та (Рисунок 4.10), та за критерієм плинності Мізеса (von Mises Stress) критичними точками навантаження будуть межі отворів вушок, пікові значення в яких рівні 130 МПа та 64 МПа. Також було виявлено, що утворюються значні навантаження на вал перед місцем кріпленням підшипника, значення яких не критичні, і рівні 114 МПа, але можуть викликати проблеми при браку в матеріалі валу.

За результатами розрахунку, (Рисунок 4.11) та (Рисунок 4.12), можна стверджувати, що спроектований вузол букси має достатній запас міцності для надійної та тривалої експлуатації у складі ходової частини платформи при

сприйнятті пікових ударних навантажень, оскільки при пікових навантаженнях запас міцності вузла в критичних точка знаходиться в діапазоні 2.2 – 3.

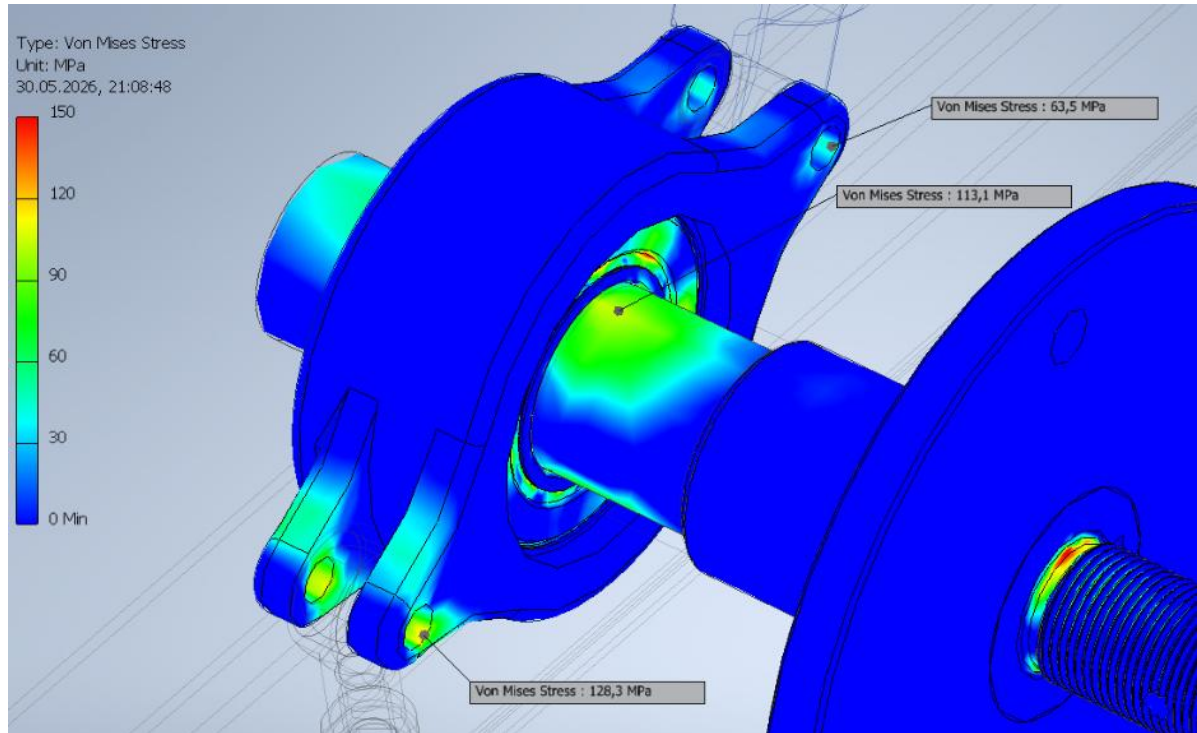


Рисунок 4.9 – Критерій плинності за Мізесом в зоні кріплення букси

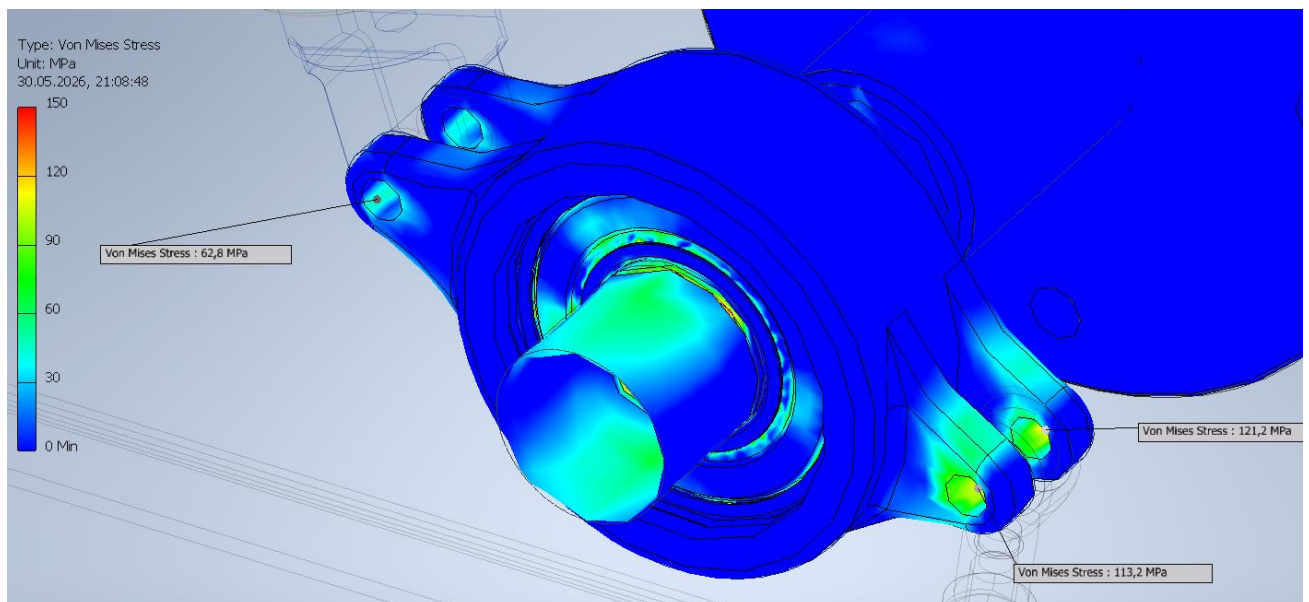


Рисунок 4.10 – Критерій плинності за Мізесом в зоні кріплення до букси

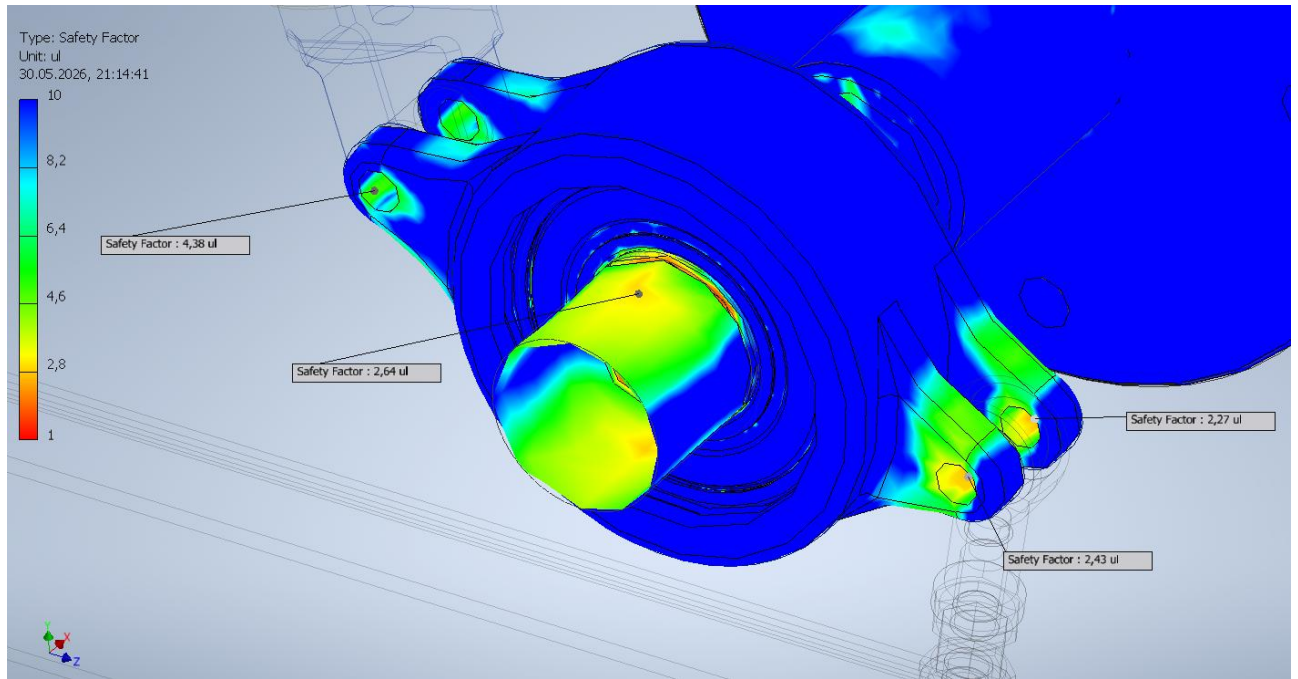


Рисунок 4.11 – Запас міцності в зоні кріплення до букси

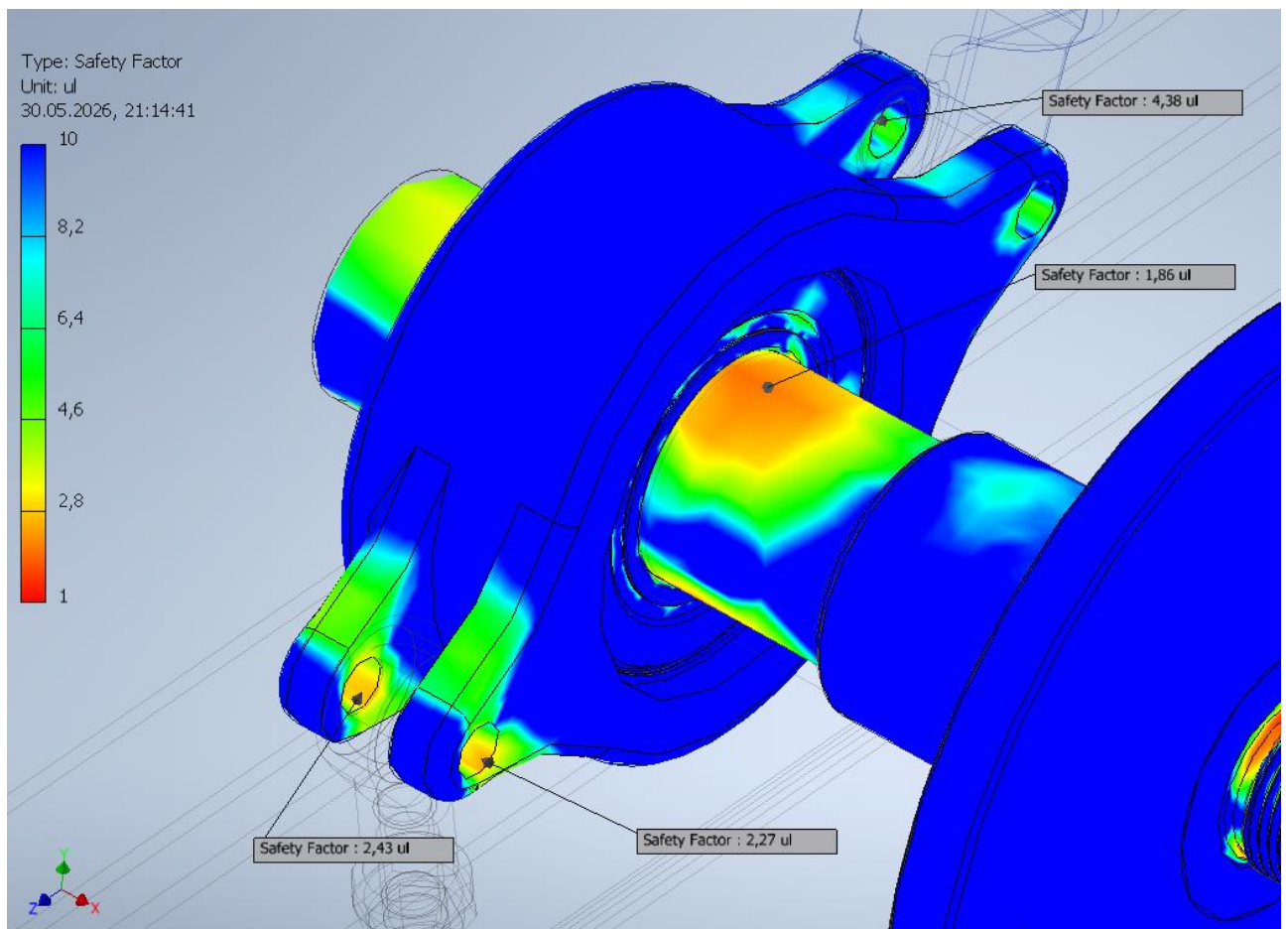


Рисунок 4.12 – Запас міцності в зоні кріплення букси

4.4 Аналіз міцності відповідальних кріпильних з'єднань

Надійність роботи маятникової підвіски в умовах екстремальних динамічних навантажень великою мірою залежить від міцності кріпильних елементів. Першим критично важливим вузлом конструкції є кріплення амортизаційної стійки до монтажних вушок маточинної букси (Рисунок 4.13). На відміну від класичних фланцевих з'єднань, де робоче навантаження утримується силами тертя від потужного затягування болтів, кріплення амортизатора є рухомим шарнірним вузлом.

Болт у цьому вузлі виконує функцію осі (пальця) і працює в умовах зрізу, згину та контактного зминання стінок отворів, тоді як тертя між деталями має бути мінімальним для вільного просторового обертання шарніра.

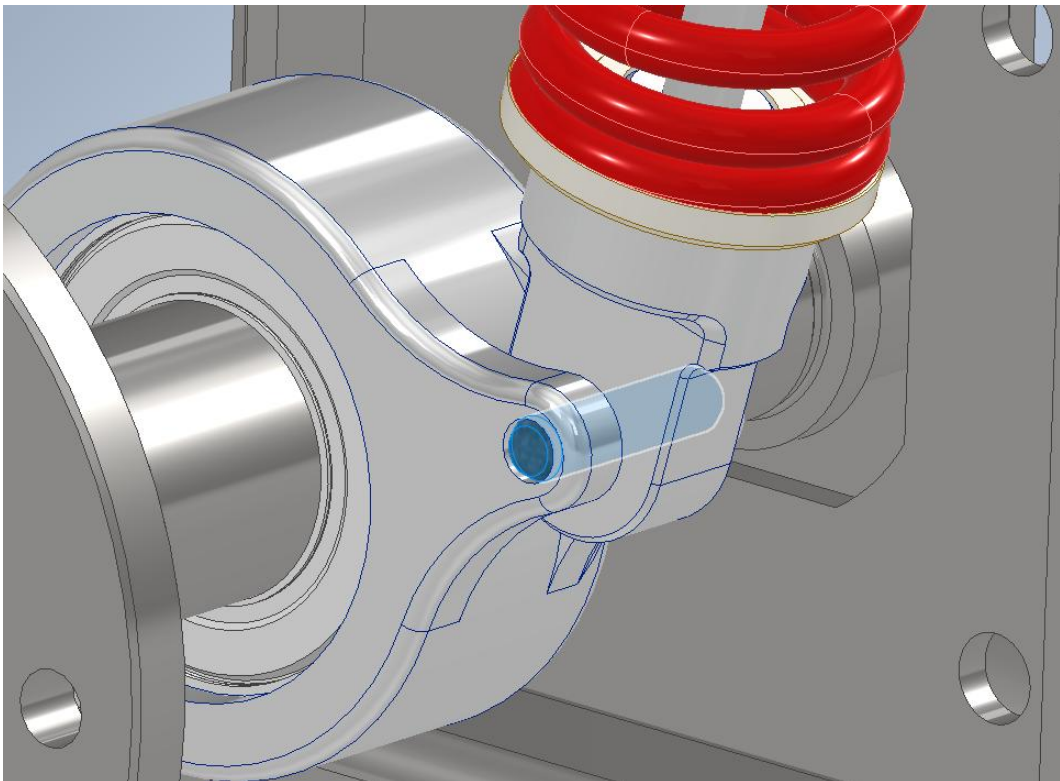


Рисунок 4.13 – Місце кріплення болтового з'єднання

Тому, через обмеження генератору болтових з'єднань, його було замінено на штифт, на час розрахунку, та використано модуль «Clevis Pin Component Generator» («Генератор компонентів штифтового з'єднання»).

Розрахункова схема (Рисунок 4.14) складалася з двох крайніх пластин (вушка букси з алюмінієвого сплаву 6016 товщиною по 10 мм) та центрального елемента (внутрішнє кільце сферичного шарніра зі сталі товщиною 14 мм).

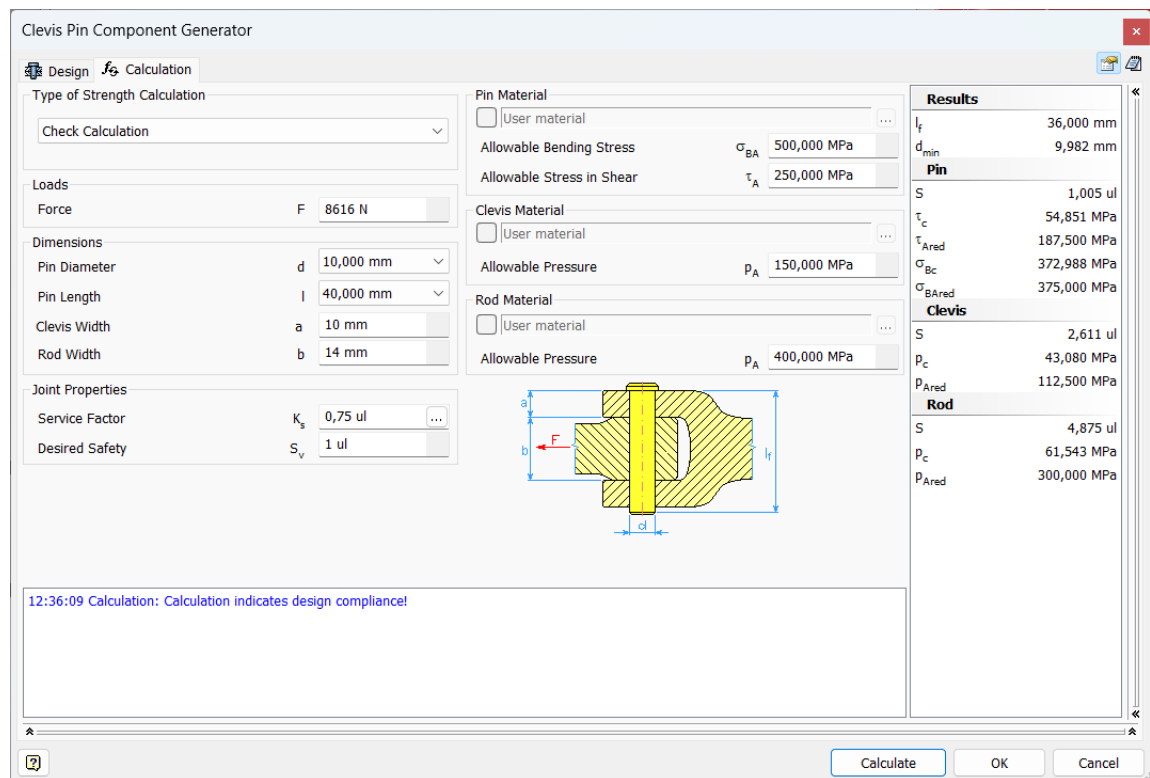


Рисунок 4.14 – Вікно генератору штифтових з'єднань

Попередній ітераційний розрахунок показав, що використання стандартного кріплення класу 8.8 не забезпечує достатнього запасу міцності на згин через велику відстань між опорами. Тому в якості осі було закладено високоміцний сталевий болт M10 класу міцності 10.9 із межею плинності 900 МПа. До центрального елемента у програмному модулі було прикладено розрахункове радіальне зусилля 8616 Н, що відповідає піковій реакції від пружини амортизатора в момент динамічного пробую підвіски.

Результати розрахунку повністю підтвердили експлуатаційну надійність модернізованого кріплення. Максимальні напруження згину в тілі осі склали 373 МПа, що є абсолютно безпечним для сталі класу 10.9 і забезпечує нормативний коефіцієнт запасу міцності 1. Перевірка на контактне зминання стінок отворів у вушках букси також показала безпечний рівень тиску (43 МПа), який не перевищує допустимі 150 МПа для сплаву алюмінію 6016.

Другим відповідальним вузлом є головний шарнір маятникового важеля (Рисунок 4.15). На відміну від амортизатора, це з'єднання є жорстко затискним. Наскрізний центральний болт повинен з великим зусиллям стягнути монтажні вушка важеля з внутрішніми металевими втулками сайлентблоків та центральною розпірною трубою. Для перевірки надійності цього стику та визначення необхідного моменту затягування використано модуль «Bolted Connection Component Generator».

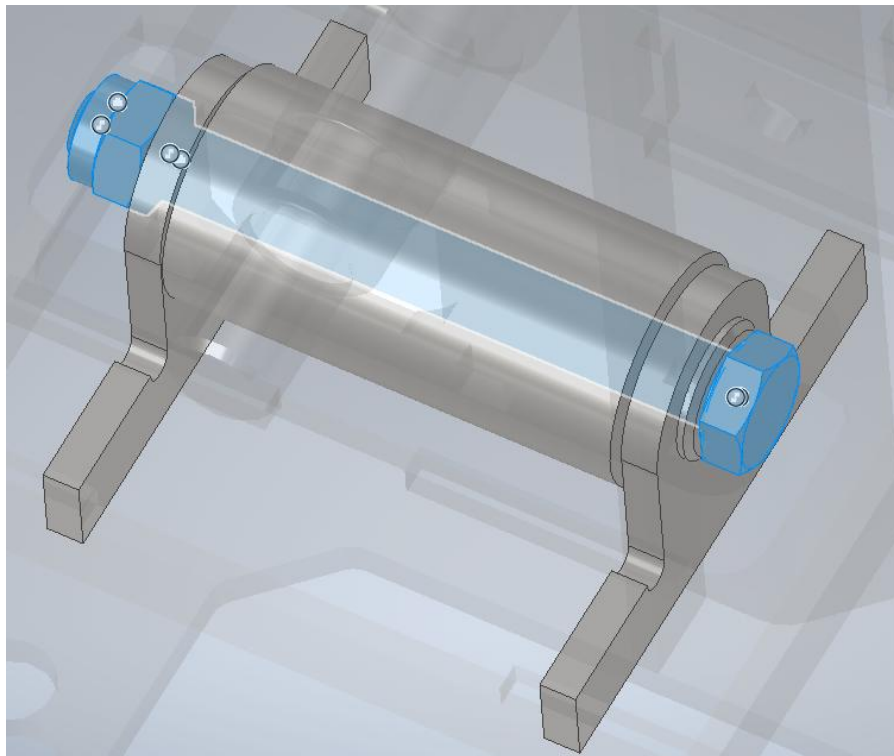


Рисунок 4.15 – Зовнішній вигляд болтового з'єднання

Для з'єднання деталей закладено використання стандартного високоміцного болта з шестигранною головкою DIN 931 з різьбою M16 (клас міцності 8.8, межа плинності 640 МПа) та відповідної гайки. До стикувальної площини в якості робочого навантаження прикладено повну розрахункову динамічну реакцію осі величиною 4866 Н, яка діє як поперечна перерізуюча сила і намагається викликати зсув деталей (Рисунок 4.16). Коефіцієнт тертя для стику «сталь-сталь» прийнято рівним 0.15, а необхідний нормативний коефіцієнт запасу міцності встановлено на рівні 1.2.

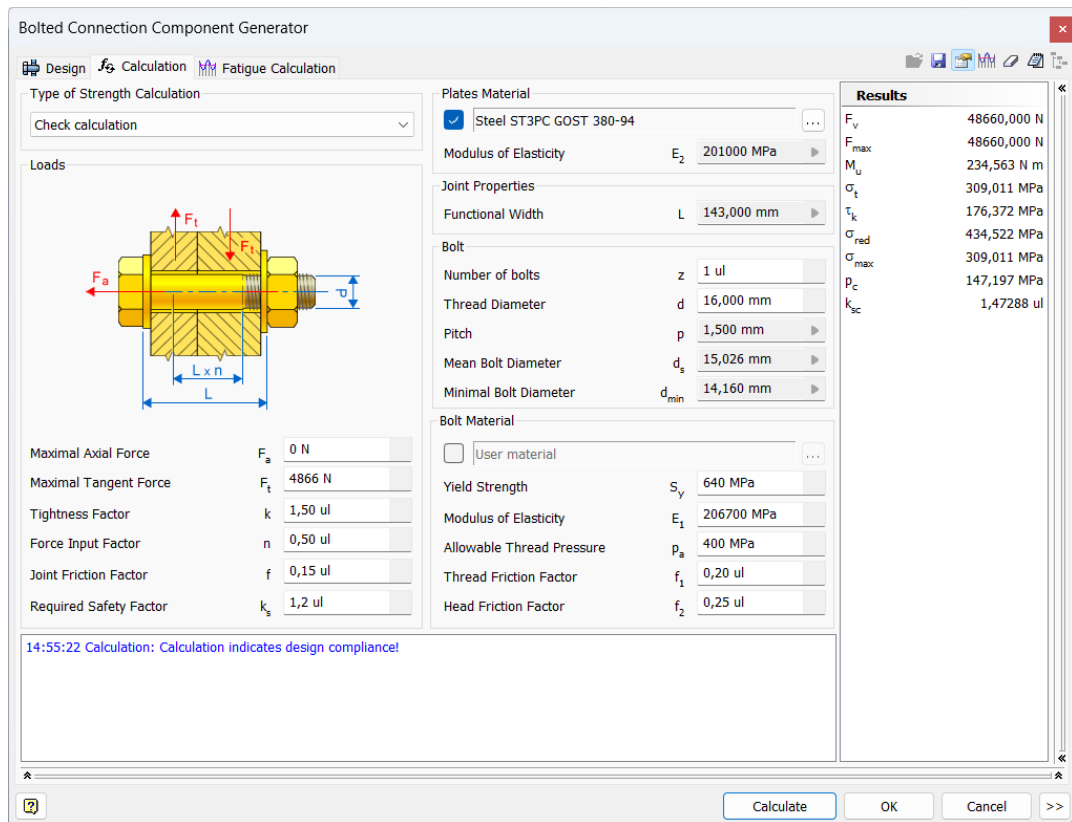


Рисунок 4.16 – Вікно генератора болтових з'єднань

За результатами розрахунку система згенерувала робочі параметри вузла. Для надійної фіксації внутрішніх втулок сайлентблоків необхідний розрахунковий момент затягування болта M16 склав 234.5 Н·м. При такому зусиллі затягування в тілі болта генерується осьова сила попереднього натягу (Prestress Force) величиною 48.6 кН. Створена при цьому сила фрикційного

зчеплення між деталями значно перевищує діючу поперечну динамічну реакцію (4866 Н). Це гарантує, що під час екстремальних ударів деталі не будуть зміщуватися одна відносно одної, а отже, тіло болта не буде зазнавати небезпечних напружень зрізу.

4.5 Оцінка загального запасу міцності збірки

Для остаточного підтвердження надійності розробленої модернізованої системи підвіски було проаналізовано просторовий розподіл коефіцієнта запасу міцності (Safety Factor). Програма розраховує цей показник у кожному скінченному елементі моделі як відношення межі плинності матеріалу конкретної деталі до діючого в ній еквівалентного напруження.

Мінімальний коефіцієнт запасу міцності для всієї конструкції підвіски зафіксовано в точці максимального напруження на вихідному валу перед місцем кріпленням підшипника, і він рівний 1.8 (Рисунок 4.12). Враховуючи, що в загальному машинобудуванні нормативне значення допустимого запасу міцності для статичних розрахунків приймається в межах 1.5...2.0, отриманий показник 1.8 свідчить про наявність певного експлуатаційного резерву.

Високий коефіцієнт запасу міцності більшості елементів та мінімальні пружні переміщення підтверджують, що обрані геометричні форми, товщини стінок та марки матеріалів маятникового важеля і маточинної букси повністю задовольняють вимогам надійності. Конструкція здатна безвідмовно працювати в умовах важкого бездоріжжя, повністю захищаючи привідні мотор-редуктори та бортову апаратуру від динамічних пошкоджень. Результати комп'ютерного FEA-моделювання повністю підтвердили точність та коректність аналітичних розрахунків.

ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті вирішено актуальну інженерну задачу з модернізації ходової частини важкої 6-колісної рухомої платформи підвищеної прохідності. За результатами системно-структурного та патентного аналізу доведено недоліки базової конструкції жорсткого кріплення мотор-редуктора, що неминуче призводить до передачі руйнівних ударних навантажень на елементи привода. Для усунення цієї проблеми обґрунтовано перехід до незалежної маятникової підвіски, яка є оптимальним рішенням для умов бездоріжжя та дозволяє повністю ізолювати вузол від згинальних деформацій.

Для практичної реалізації цього рішення у середовищі САПР Autodesk Inventor розроблено концептуальну 3D-модель модернізованого вузла. Разом із розробкою унікальних деталей, здійснено науково обґрунтований підбір стандартизованих комплектуючих, здатних витримувати значні динамічні навантаження, зокрема закритих дворядних радіально-упорних підшипників, необслуговуваних сферичних шарнірів та пружних елементів важкої серії.

Математичним моделюванням наїзду на типову перешкоду визначено експлуатаційний коефіцієнт динамічності та розраховано екстремальні зусилля в кінематичних парах системи підресорювання. Також виконано аналітичні перевірочні розрахунки головної осі на зріз і згин та підтверджено надійність зварних з'єднань кріплення підвіски до рами.

Для підтвердження надійності розробленої конструкції проведено комплексний скінченно-елементний аналіз (FEA) у спеціалізованому розрахунковому модулі. Отримані епюри еквівалентних напружень довели, що пікові навантаження у маятниковому важелі та маточинній буксі не перевищують межі плинності обраних матеріалів, забезпечуючи необхідний нормативний запас міцності. Окремий автоматизований розрахунок підтвердив надійність болтових і шарнірних з'єднань проти небезпечного зрізу та розкриття стиків під дією поперечних сил.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

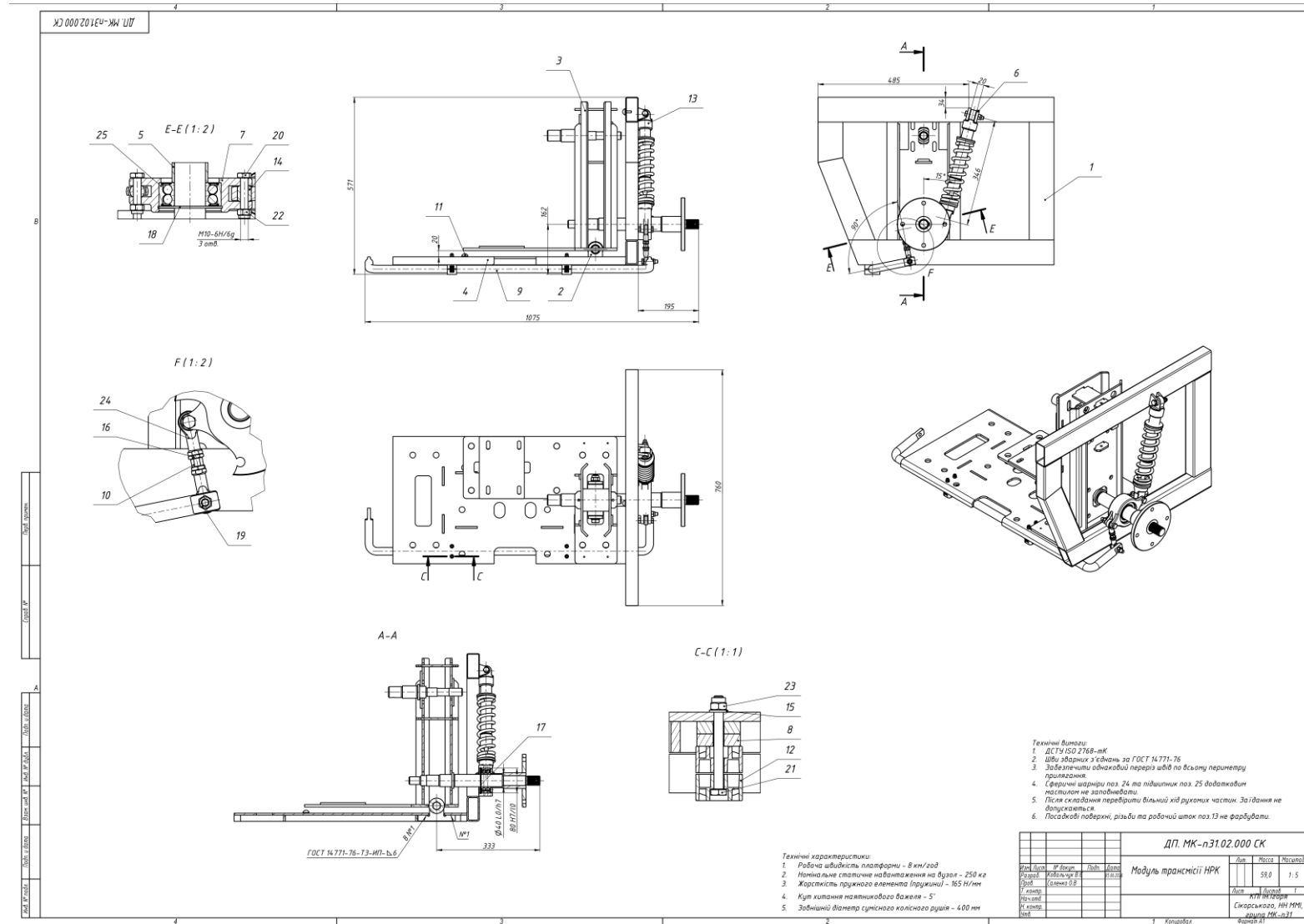
1. MacPherson strut. *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/MacPherson_strut#/media/File:Mcperson_strut.jpg (дата звернення: 22.05.2026).
2. Double wishbone suspension. *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Double_wishbone_suspension#/media/File:Double_wishbone_suspension.jpg (дата звернення: 22.05.2026).
3. Rear Trailing Arm Suspension. *Altair MotionView 2021 Help*. URL: https://2021.help.altair.com/2021/hwdesktop/mv/topics/motionview/rear_trailing_arm_r.htm (дата звернення: 22.05.2026).
4. Patent CN116872716A. *Espacenet – Patent search*. URL: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search?q=pn%3DCN116872716A> (дата звернення: 25.05.2026).
5. Patent US2014374178A1. *Espacenet – Patent search*. URL: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search?q=pn%3DUS2014374178A1> (дата звернення: 25.05.2026).
6. Гейчук В. Функціональне проектування верстатів, роботів та машин в Autodesk Inventor (Частина 1) : навч. посіб. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. 394 с.
7. Стадник В. Розрахунок та конструювання валів. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю : Навчальний посібник. Київ : НТУУ "КПІ", 2014. 128 с.
8. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 : навч. посіб. / Ю. Адаменко та ін. Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2016. – 164с.
9. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 2 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 188 с.

- 10.ДСТУ 7809:2015 Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної конструкційної сталі. Загальні технічні умови
- 11.SKF Group. Rolling bearings: Double row angular contact ball bearings 3208 A-2RS1 : official product catalogue. URL: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/productid-3208%20A-2RS1> (дата звернення: 20.05.2026).
- 12.GN 648.8 Steel spherical plain bearings. *JW Winco*. URL: [https://www.jwwinco.com/en-us/products/3.6-Moving-Transferring-Connecting-with-Joints-Couplings-and-Gears/Ball-joint-heads/GN-648.8-Steel-Spherical-Plain-Bearings#d2%3Dc\(13\)%3BForm%3Du\(bb46789c-0792-48f3-a651-2ec4870b7142\)%3Bd1%3Dc\(10\)](https://www.jwwinco.com/en-us/products/3.6-Moving-Transferring-Connecting-with-Joints-Couplings-and-Gears/Ball-joint-heads/GN-648.8-Steel-Spherical-Plain-Bearings#d2%3Dc(13)%3BForm%3Du(bb46789c-0792-48f3-a651-2ec4870b7142)%3Bd1%3Dc(10)) (дата звернення: 24.05.2026).
- 13.Каталог пружин Bordignon (серія B-Feder). *ТОВ «Квота»*. 2019. URL: https://www.kvota.com.ua/userfiles/file/dc/B-FEDER-0919_1.pdf (дата звернення: 24.05.2026).
- 14.MÄDLER GmbH. Rubber-metal components, bushes and rod ends : product catalogue. URL: <https://www.maedler.de/product/1643/14324/1626/hochleistungs-buchsen-pho-v-vulkanisiert?result=685101818V> (дата звернення: 21.05.2026).
- 15.ISO 10243:2010. Tools for pressing — Compression springs with rectangular section — Housing dimensions and colour-coding : international standard. International Organization for Standardization. URL: <https://www.iso.org/ru/standard/75679.html> (дата звернення: 19.05.2026).
- 16.DIN 3015-2:2022. Clamps — Part 2: Heavy series (Pipe clamps) : German standard. Deutsches Institut für Normung. URL: <https://www.din.de/en/getting-involved/standards-committees/naebm/publications/wdc-beuth:din21:5162630> (дата звернення: 21.05.2026).

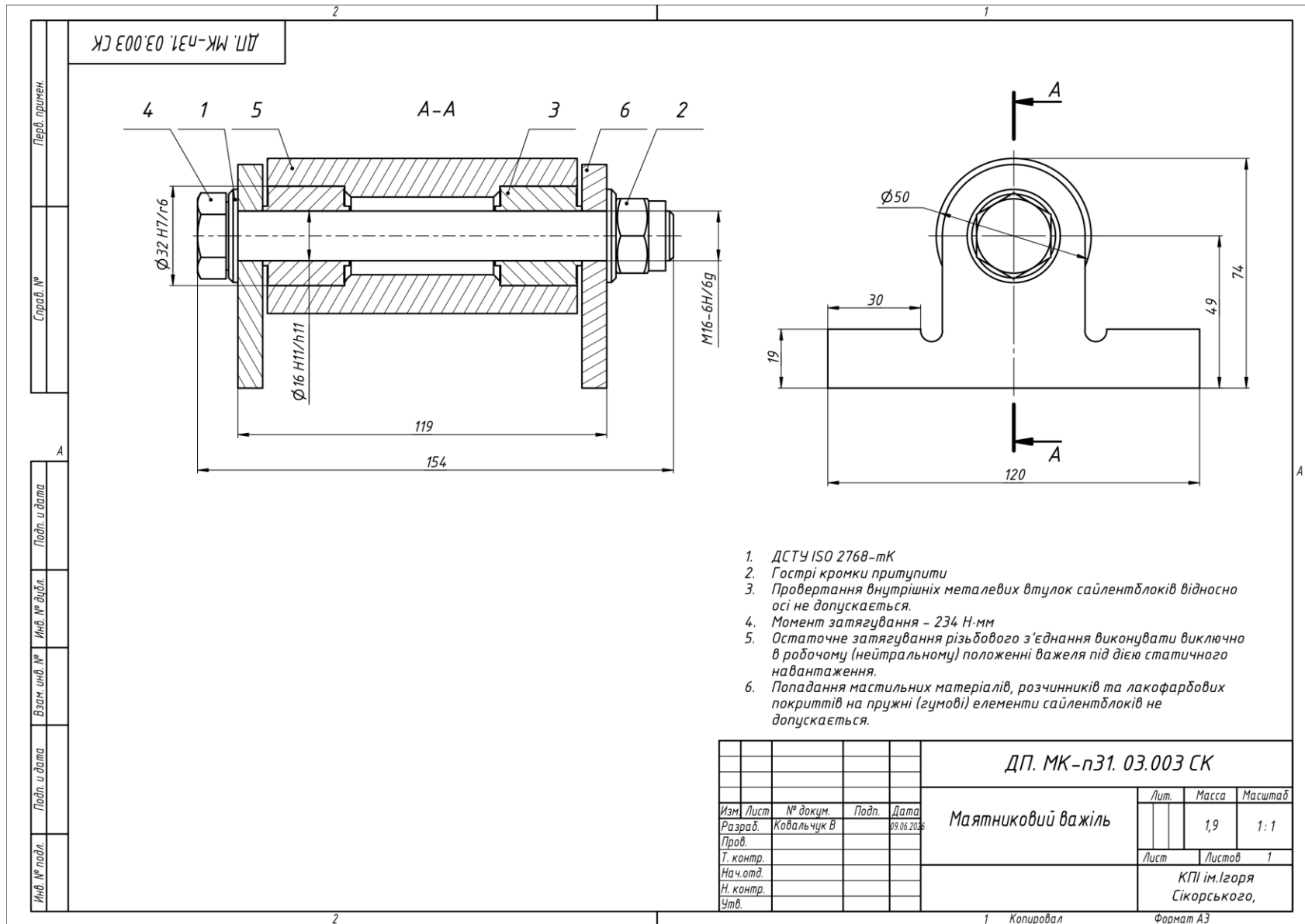
17. Autodesk Inventor 2025 Help. *Autodesk.* URL:
<https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2025/ENU/> (дата звернення:
26.05.2026).

ДОДАТКИ

Складальне креслення модуля трансмісії наземного роботизованого комплексу



Складальне креслення маятникового важеля



Креслення кулака маятникового важеля

