

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

Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут

Кафедра конструювання машин

«На правах рукопису»
УДК _____

До захисту допущено:
Завідувач кафедри
_____ Олександр САЛЕНКО
«__» _____ 2026 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

за освітньо-науковою програмою «Конструювання та дизайн машин»

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

**на тему: «Вдосконалення шарнірних вузлів великогабаритних
маніпуляторів наземних роботизованих комплексів»**

Виконала:

студентка II курсу, групи МК-41 мн

Залевська Софія Олександрівна _____

Науковий керівник:

Професор, д.т.н.

Струтинський Василь Борисович _____

Консультант

Рецензент:

Доктор технічних наук, професор

Охріменко Олександр Анатолійович _____

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

Студентка _____

Київ – 2026 року

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин
Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність – 131«Прикладна механіка»

Освітньо-наукова програма «Магістр»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Олександр САЛЕНКО
«__» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студентці

Залевській Софії Олександрівній

1. Тема дисертації «Вдосконалення шарнірних вузлів великогабаритних маніпуляторів наземних роботизованих комплексів», науковий керівник дисертації Струтинський Василь Борисович, д.т.н., професор, затверджені наказом по університету від «30»_березня_ 2026 р. №_1330-С_.
2. Термін подання студентом дисертації: травень 2026р.
3. Об'єкт дослідження: шарнірні вузли маніпулятора.
4. Вихідні дані: характеристики шарнірів великогабаритних маніпуляторів наземних роботизованих комплексів
5. Перелік завдань, які потрібно розробити: 1. Огляд стану питання по великогабаритних маніпуляторах наземних роботизованих комплексів, їхніх шарнірів; 2. Схеми та конструкції шарнірів; 3. Дослідження характеристик маніпуляторів, гістерезис;
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: інформаційні дослідження, схемні рішення вузлів, конструктивні рішення шарнірів, експериментальні дослідження, пропозиції по вдосконаленню шарнірів, базові деталі, креслення електродів.
7. Орієнтовний перелік публікацій: Міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених та студентів "Інновації молоді в машинобудуванні"
8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
-	-	-	-

9. Дата видачі завдання: жовтень 2025р.

Календарний план

№з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Інформаційні дослідження по темі	16.11.2025	
2	Схемні рішення шарнірних вузлів великогабаритних наземних роботизованих комплексів	20.01.2026	
3	Конструктивні рішення шарнірів	3.03.2026	
4	Експериментальні дослідження	6.04.2026	
5	Пропозиції по вдосконаленню шарнірів	30.04.2026	

Студентка _____ Залевська С.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ Струтинський В.Б.

АНОТАЦІЯ

Пояснювальна записка магістерської роботи на тему «Вдосконалення шарнірних вузлів великогабаритних маніпуляторів наземних роботизованих комплексів» має 100 аркушів формату А4, містить 88 ілюстрацій, 2 таблиці, що містять теоретичні відомості про розрахунок, проектування та результати розрахунків шарнірів. При написанні роботи використано 22 джерела інформації.

Завданням даної роботи є гістирезисні дослідження шарнірів робота розмінувальника, знаходження методів модернізації шарніра.

Метою даної магістерської дисертації є вдосконалення шарнірного вузла на підшипниках кочення для маніпуляторів великогабаритних наземних роботизованих комплексів. Шарнір такого типу можна використовувати і для інших пошукових систем, маніпуляторів, роботів. Обов'язковою метою вдосконалення даного шарніру є випробування шарніру та вдосконалення для підвищення жорсткості та покращення його характеристик при роботі.

У проекті проведене інформативно-аналітичне дослідження маніпуляторів схожого типу, видів, принципу роботи шарнірів, придатних підшипників кочення. За допомогою середовища проектування Autodesk Inventor та Ansys mechanicfal був розроблений, та випробуваний вихідний вузол. Також даний вузол був виготовлений в реальному вигляді, після чого було проведено гістирезисні випробування та описані недоліки, причини виникнення цих недоліків. Запропоновані методи вдосконалення шарнірного вузла.

Ключові слова: шарнірні вузли кочення, підшипник, шарнір, вузол, гістирезис.

ABSTRACT

The explanatory note for the master's thesis titled "Improvement of Joint Assemblies in Large-Scale Manipulators of Ground-Based Robotic Systems" consists of 100 A4-sized pages and includes 88 illustrations and 2 tables containing theoretical information on the design, design, and the results of joint calculations. Twenty-two sources of information were used in writing this thesis.

The objective of this thesis is to conduct hysteresis studies of the joints of a mine-clearing robot and to identify methods for modernizing the joint.

The objective of this master's thesis is to improve the rolling-bearing hinge assembly for manipulators of large-scale ground-based robotic systems. A hinge of this type can also be used for other search systems, manipulators, and robots. A key objective of improving this joint is to test and refine it to increase its rigidity and enhance its performance characteristics during operation.

The project involved an informative and analytical study of similar types of manipulators, joint types, operating principles, and suitable rolling bearings. Using the Autodesk Inventor and Ansys Mechanical design environments, the initial assembly was developed and tested. This assembly was also manufactured as a physical prototype, after which hysteresis tests were conducted and the identified shortcomings, along with their causes, were described. Methods for improving the hinge assembly are proposed.

Keywords: rolling hinge assemblies, bearing, hinge, assembly, hysteresis.

»

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ІНФОРМАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ТЕМІ ВДОСКОНАЛЕННЯ ШАРНІРНИХ ВУЗЛІВ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ НАЗЕМНИХ РОБОТИЗОВАНИХ КОМПЛЕКСІВ	8
1.1 Наземні роботизовані комплекси, в яких використовуються шарніри.	8
1.2 Наявні конструкції шарнірів.....	30
Висновки до розділу	39
2 СХЕМНІ РІШЕННЯ ШАРНІРНИХ ВУЗЛІВ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ НАЗЕМНИХ РОБОТИЗОВАНИХ КОМПЛЕКСІВ	42
2.1 Компоновочні рішення шарнірів	42
2.2 Розрахунок на перевірку динамічної вантажопід'ємності кулькового радіального підшипника.....	45
2.3 Обґрунтування підбору підшипників шарнірів.....	47
Висновки до розділу	51
3 КОНСТРУКТИВНІ РІШЕННЯ ШАРНІРІВ.....	53
3.1 Варіанти конструкції шарнірів.....	53
3.2 Складальний кресленник та основні деталі базової конструкції	55
3.3 Розрахунок напружено-деформованого стану шарнірів	60
3.4 Методика нелінійних гістерезисних випробувань.....	79
Висновки до розділу	89
4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	93
4.1 Нелінійні гістерезисні характеристики	93
Висновки до розділу:	96
5 ПРОПОЗИЦІЇ ПО ВДОСКОНАЛЕННЮ ШАРНІРІВ	97
5.1 Одновісний шарнірний блок	97
5.2 Новітні технології обробки.....	98
Висновки до розділу:	104
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	106

ВСТУП

Великогабаритні наземні роботизовані комплекси використовуються під час розмінувань місцевості. Одною з важливих таких наземних роботизованих комплексів є великогабаритні маніпулятори. Маніпулятор, шарнірні вузли якого вдосконалені в процесі даної роботи, який має робочий простір 4 м і вище. Маніпулятори виконуються за важільною схемою і мають від 2 до 3 важелів, які з'єднані шарнірними вузлами. Маніпулятори мають низьку точність позиціонування, яка визначається конструкцією шарнірів, тому дослідження направлені на вдосконалення шарнірних вузлів маніпуляторів мобільних роботів.

Основними тенденціями у світі, по вдосконаленню шарнірів великогабаритних мобільних роботів є зниження їх маси та підвищення точності. На кафедрі Конструювання машин розроблені ефективні конструкції шарнірів великогабаритних маніпуляторів мобільних роботів. Вони побудовані з використанням прецизійних підшипників кочення. Їх технічні характеристики відповідають світовим аналогам. Розроблені шарнірні вузли мають значну масу і незадовільні нелінійні характеристики жорсткості.

Метою досліджень є вдосконалення розроблених шарнірних вузлів шляхом зниження маси, а також підвищення показників жорсткості. Для досягнення поставленої мети поставлені і вирішені наступні задачі: проведені дослідно-конструкторські роботи по зниженню маси шарнірів; експериментально визначені характеристики жорсткості шарнірів; запропоновано вдосконалені конструктивних рішень шарнірних вузлів маніпуляторів.

Під час досліджень застосовані експериментальні методи по запропонованій авторами методиці із застосуванням спеціальних пристосувань. Для теоретичного узагальнення одержаних експериментальних даних застосовані методи опису нелінійних характеристик спеціальними

функціями. Напрямки вдосконалення конструкції шарнірів обґрунтовано в процесі досліджень.

1 ІНФОРМАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ТЕМІ ВДОСКОНАЛЕННЯ ШАРНІРНИХ ВУЗЛІВ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ НАЗЕМНИХ РОБОТИЗОВАНИХ КОМПЛЕКСІВ

1.1 Наземні роботизовані комплекси, в яких використовуються шарніри

На даний момент, розвиток великогабаритних маніпуляторів, показує перехід від жорстких промислових «рук» до мобільних роботизованих систем, які працюють в різних середовищах.

Підвищився попит на роботизацію великої частини маніпуляторів, навіть великогабаритних (вантажопідйомність яких, понад 100 кг), які обладнані сенсорними системами безпеки для роботи поруч із персоналом.

Також, важливим критерієм конкурентоспроможності маніпуляторів є автономність, а саме, інтеграція ШІ в систему управління маніпулятором.

Наземні роботизовані комплекси представляють спеціальні орієнтовані системи, яких є промисловим маніпулятором.

Є різні типи наземних роботизованих комплексів, а саме стаціонарні та мобільні.

Стаціонарні комплекси спроектовані на основі один або декілька промислових роботів з додаванням необхідних пристроїв, які застосовують для потреб комплексу. А наземні роботизовані комплекси оснащені засобом пересування з відповідним живленням, рушіями, системами навігації та системами керування, з можливістю вбудовування роботами необхідного виду.[1]

Можна розділити види роботизованих комплексів, на повітряні, наземні, надводні та підводні системи.

Наземні роботизовані комплекси будуються на основі рухомої платформи на основі гусинечних, колісних або ж комбінованих шасі, з встановленням маніпулятора або ж інших автоматичний пристрій призначений для покращення функціонування роботизованого комплексу.

За ступенем спеціалізації можна розподілити наземні роботизовані комплекси на універсальні, спеціалізовані та спеціальні. Універсальні призначені для того щоб виконувати різноманітні операції. Кількість типів операцій, які виконуються, залежить від конструктивного виготовлення робота. Спеціальні наземні системи та комплекси призначені за для виконання однієї операції, яка повинна бути чітко визначеною. Ці наземні роботизовані комплекси є орієнтованими на виконання однотипних частин операцій. Дані комплекси мають змінний ступінь спеціалізації, тож чіткі межі розподілу – відсутні.

Розробка наземних роботизованих комплексів у вигляді верстатів-роботів для високоточної обробки об'єктів у польових умовах має важливе значення для підвищення обороноздатності та національної безпеки держави. Ефективною є побудова таких комплексів у вигляді мобільних верстатів-роботів на основі механізмів паралельної конфігурації.

Розмінування є однією з найбільш небезпечних операцій. Операції мінування і розмінування в режимі дистанційного керування потребують високоточних механізмів маніпуляторів з багатьма ступенями свободи переміщень, математичних алгоритмів керування як окремими операціями маніпуляторів, так і процесом автоматизованого розмінування. Виходячи з цього основними критичними технологіями створення систем з дистанційним керуванням та створенням автономності маніпуляторів короткотермінового горизонту. розробка моделей для математичних зображень моделей маніпуляторів, як систем з багатьма ступенями свободи переміщень; розробка малогабаритних високоточних шарнірних з'єднань (з вмонтованими в них електроприводом) та технологій їх виготовлення; програмування алгоритмів а

також апаратно-програмних засобів для забезпечення роботи віддаленого керування маніпулятором.

На сьогодні зафіксовано сотні проєктів діючих наземних роботизованих комплексів (НРК) спеціального призначення. Ці системи характеризуються значною диференціацією за масо-габаритними показниками: модельний ряд охоплює діапазон від мікророботів вагою менше 1 кг до важких платформ, маса яких перевищує 10 тонн.

Наземні роботизовані комплекси значної маси формуються на базі автомобілів або танків.

Комплекси важкого класу характеризуються великими габаритами та значним переліком інтегрованих модулів (трали, водяні гармати, вогневі засоби різних калібрів). Через складність управління службовими пристроями ці системи працюють під контролем оператора, оскільки технологія повної автономії для них поки не реалізована. Перевагою таких великогабаритних комплексів, є висока прохідність у різних важкопрохідних зонах.

У сегменті наземних роботизованих комплексів середньої масової категорії для оптимізації показників прохідності пріоритетно впроваджуються гусеничні рушії. Універсальні НРК цього класу спеціалізовані для виконання операцій у зонах високого ризику, зокрема для роботи з хімічно активними, радіоактивними та біологічно небезпечними агентами. Конструктивне рішення таких апаратів поєднує в собі високопрохідне шасі та багатофункціональну маніпуляторну установку (рис. 1.1):



Рисунок 1.1 – Наземний роботизований комплекс для роботи з токсичними, радіоактивними та біологічно небезпечними речовинами[2]

Окрему нішу займають вітчизняні розробки, зокрема мобільний роботизований комплекс (МРК) «Піранья», призначений для антитерористичних, розвідувальних та бойових операцій. Конструктивною особливістю апарату є можливість пересування у кроковому режимі, що дозволяє долати складні перешкоди. При масі до 100 кг комплекс виконує широкий спектр завдань: від функцій брандера та станції зв'язку до мультимодальної розвідки (виявлення цілей за сейсмічними, акустичними, тепловими та радіосигналами). Система озброєння МРК адаптована під встановлення кулеметів різних калібрів або гранатомета УАГ-40 із високою точністю наведення.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Наземні робототехнічні комплекси спеціального призначення мають шасі та маніпулятор. Типовою і найбільш поширеною конструкцією є комплекс Andros F6A (рис 1.2):



Рисунок 1.2 – Комплекс для виконання спеціальних операцій[2]

Комплекс може рухатись по схилах, до 37° , долати канави до 0,5 м та перешкоди до 0,45 висотою. Маса комплексу 220 кг. Відноситься до пристроїв середньої вагової категорії. Габаритні розміри комплексу: довжина - 1300 мм, ширина - 700 мм, висота – 1500 мм. Швидкість переміщення комплексу до 5,6 км/год. Вантажопідйомність – 27 кгс (270 Н) при повному випрямленні маніпулятора. Маніпулятор має сім керованих координат. Схват маніпулятора має два пальці із сенсорами.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Даний наземний роботизований комплекс використовується інженерними військами. Його основна функція – первинний огляд небезпечних предметів. Він має оптичну систему, зокрема чотири відеокамери спостереження.

Високими технічними характеристиками відрізняється наземний роботизований комплекс Andros FX (рис. 1.3).



Рисунок 1.3 – Andros FX[2]

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

НРК Cobham TeleMAX EOD/IEDD містить комбіноване колісно-гусеничне шасі (рис. 1.4).



Рисунок 1.4 – НРК Cobham TeleMAX EOD/IEDD[3]

Він є телекерованим роботом первинного огляду. На шасі розташована транспортна платформа. Комплекс є розробкою європейської компанії Cobham. Комплекс здатний долати нахили до 45°. Комплекс має автоматичний сканер навколишнього простору.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Компактнішою конструкцією шасі відрізняється комплекс Cobham tEODor (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – НРК Cobham tEODor[2]

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Комплекс має маніпулятор та необхідні засоби для виконання різноманітних функцій. Застосовуються різні робочі органи маніпулятора (рис. 1.6).





Рисунок 1.6 – Модифікації робочих органів маніпулятора[2]

Вантажопідйомність такого маніпулятора визначається розташуванням виконавчого органа відносно шасі і складає 20...100 кгс (200...1000 Н) (рис. 1.7).

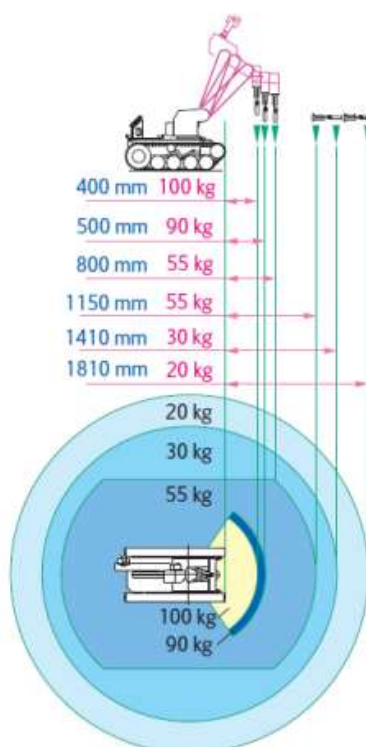


Рисунок 1.7 – Зміна вантажопідйомності маніпулятора в залежності від його положення та технічних характеристик[2]

Комплекс має такі технічні характеристики. Габаритні розміри: 1300 x 685 x 1240 мм. Маса :375 кг. Максимальна швидкість: 3 км/год. Кут нахилу максимальний – 45°, а вантажопідйомність – 350 кгс (3500 Н). Розміри робочого простору по вертикалі: 2860 мм, по горизонталі – 1860 мм. Кут повороту маніпулятора в горизонтальній площині: $\pm 205^\circ$, в вертикальній площині: $85^\circ \dots +144^\circ$, транспортний засіб має: довжина / ширина / висота: 1300/685/1240 мм. Мінімальний радіус повороту – 1460 мм.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

НРК оснащений маніпулятором розроблено фірмою Digital Vanguard (Канада) (рис. 1.8).



Рисунок 1.8 – НРК при захваті об'єкта[2]

Комплекс є призначеним для багатоцільового використання. Зокрема, виконує функції спостереження і виконує тактичні завдання. Може працювати у важкодоступних місцях, наприклад: у вантажних відсіках, автомобілів та літаків, під транспортними засобами. Одною із його функцій є: операції розмінування. Він містить засоби для спостереження, сенсори хімічної,

радіаційної і біологічної ситуації. Містить засоби для руйнування вибухових пристроїв.

Платформа має озброєння – кулемет, оптичний блок, систему керування і зв'язку, автономне живлення і боєкомплект. Кут повороту ствола у вертикальній площині $-20...+60$. Кут повороту по азимуту 240° .

Оптичний блок має 2 відео камери широкого та вузького поля зору, тепловізор та лазерний далекомір. Система керування забезпечує автоматичне супроводження цілі та стабілізацію положення платформи. Оптичні засоби забезпечують дальність визначення цілі 1000 м. Дальність стрільби до 1000 м. Швидкість повороту платформи складає 60 град/с. Діапазон робочих температур $-20...+60^\circ\text{C}$. Габаритні розміри модуля в зібраному стані: 1200x1000x1200 мм. Маса модуля 110 кг.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Існує кілька модифікацій даного комплексу. Універсальним комплексом є TALON Standart (2DOF) (рис. 1.9).



Рисунок 1.9 – Роботизований комплекс TALON Standart (2DOF)[2]

Маніпулятор має вантажопідйомність 4,5 кГс (45 Н) при розгорнутому маніпуляторі. Максимальна вага вантажу при складеному маніпуляторі 9 кГс (90 Н).

Зусилля на губках схвата 13,6 кГс (136 Н), розмір об'єкта, який затискається маніпулятором 101,6 мм. Робочий простір маніпулятора знаходиться межах 630...2184 мм по вертикалі. По горизонталі – 1900 мм. Комплекс має засоби закріплення вогнепальної зброї, інструмент для різання дротяних загороджень, контейнери для транспортування і зберігання необхідних деталей, комплектуючих, тощо, набір змінних інструментів і пристосувань.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Наявна модифікація комплексу підвищеної вантажопідйомності TALON (3DOF) (рис. 1.10).



Рисунок 1.10 – Модифікація комплексу TALON (3DOF)[2]

Він має маніпулятор вантажопідйомністю 4,5 кГс (45 Н) при витягнутому маніпуляторі та 22,7 кГс (227 Н) при складеному маніпуляторі. Схват маніпулятора має зусилля на губках 36,2 кГс (362 Н) при діаметрі об'єкта, що затискається 157,5 мм. Максимальна швидкість переміщення 4,67 км/год.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Для роботи в екстремальних умовах пристосовано спеціальне виконання комплексу TALON CBRNE/HAZMAT (рис. 1.11).



Рисунок 1.11 – Спеціальне виконання робототехнічного комплексу TALON[2]

Спеціальне виконання має прилади для визначення рівня радіації, температури аналізу газового середовища. Комплекс оснащено приладами для хімічних і біологічних досліджень, а також радіологічних вимірів та ізотопного аналізу.

Створений на базі платформи TALON робот SWORDS, здатний нести снайперську гвинтівку, гранатомет і кулемет. Дані роботи отримали повноцінне озброєння, на них встановлюється автоматична гвинтівка M249 калібру 5,56 мм. або кулемет M240 калібру 7,62 мм.

Наземні роботизовані комплекси успішно застосовуються в арміях різних держав. Роботи Pack Bot (фірма iRobot) застосовуються близько 15 років. Роботизацію застосовують для розмінування території, прокладення комунікацій, виконання бойових дій. Загалом роботи даного типу виконують різноманітні складні і небезпечні роботи.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Робот Pack Bot має гусеничну платформу та маніпулятор (рис. 1.12).



Рисунок 1.12 – Pack Bot 510 у зібраному вигляді та під час виконання операції[2]

Робот Pack Bot має незначну масу (до 20 кг). Несуча система робота має міцну конструкцію, що забезпечує можливість його падіння з висотної будівлі без втрати працездатності. Роботи Pack Bot допускають рух в середині

будівель, долають сходи або інші суттєві перепони. Можуть рухатись у тунелях, печерах. В окремих випадках роботи оснащуються стрілецьким озброєнням.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Модифікацією комплексу Pack Bot є система REDOWL (рис. 1.13).



Рисунок 1.13 – РНК REDOWL[2]

Компанія iRobot спільно з Бостонського університетом розробила прототип робота, основним завданням якого є знаходження снайперів супротивника. Пристрій одержав назву REDOWL (Robotic Enhanced Detection Outpost With Lasers). Даний робот здатний виконувати пошук ворожих снайперів і вести оперативну відеозйомку за допомогою вбудованої камери. Робот оснащується лазерним далекоміром, тепловізорами, звукопоглинаючим обладнанням, 4-ма автономними відеокамерами і GPS-приймачем. Робот знаходить місце розташування снайпера по звуку пострілу з ймовірністю до 94%. Програмне забезпечення REDOWL дозволяє відсіювати помилкові звукові сигнали. Всі пристрій важить близько 20 кг. Основним вузлом комплексу REDOWL є чутливий блок, встановлений на однаважільному маніпуляторі. Блок може підніматися і повертатися у відповідному напрямку, а додатковий підйом забезпечується підняттям платформи (рис. 1.14).

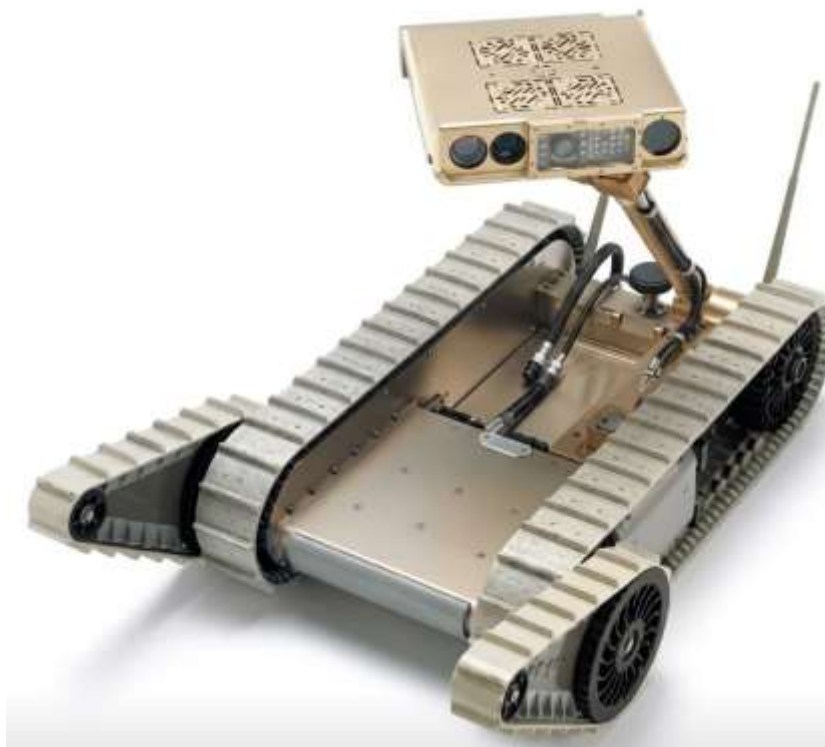


Рисунок 1.14 – Забезпечення поворотного руху чутливого блока[2]

Сенсори наземного роботизованого комплексу мають значну роздільну здатність. Графічна інформація розпізнається з відстані понад 100 м. Звукові сенсори визначають і аналізують постріл стрілецької зброї на відстані близько 2000 м. В комплексі поєднано оригінальну систему прослуховування, яка оцифровує звук, який отримали чотирма мікрофонами, для визначення напрямку та висоти шуму - з набором датчиків, прожекторів та лазерного далекоміра. При пострілі снайпера комплекс REDOWL визначає локалізацію пострілу. За допомогою тепловізора визначається наявність снайпера додатково освітлюючи його інфрачервоним прожектором. Постріл снайпера реєструється стереосистемою складеною із 4-х мікрофонів. Процесор аналізує дані і точно визначає джерело звуку в інтервал часу порядку мілісекунди. Система ідентифікує постріл визначаючи вид і характер зброї. Таким чином можна ігнорувати постріли із певного виду зброї.

Система реалізує біометричні технології обробки сигналів. Це забезпечує надійний засіб локалізації звуку в умовах шуму. Система

розроблена фірмою BioMimeticSystems. Відеокамера дозволяє оператору відслідковувати панораму та напрямок руху наземного роботизованого комплексу. Система масштабування відео дає можливість ідентифікувати цілі на значній відстані. Лазерні системи комплексу визначають ціль на відстані 1...2 км. Застосування інфрачервоного лазера робить процес сканування цілі невидимими. Лазерна система визначає відстань до цілі. Використання власної системи GPS навігації та магнітного компаса дає можливість встановити точні координати цілі на відстані до 1 км.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Один із найбільш ефективних наземних роботизованих комплексів на базі колісного шасі є CUTLASS (рис. 1.15).



Рисунок 1.15 – НРК CUTLASS[2]

Розмір шасі комплексу близько 1,2 м. Висота 1,5 м. Система має відеосупровід із дальністю спостереження до 1 км із повністю захищеним цифровим бездротовим зв'язком. Швидкість руху комплексу до 12 км/год, кут підйому 37°, сходинка до 0,5 м. Наявна система регулювання стійкості. Магазин робочих засобів включає 8 позицій. Маніпулятор має 9 ступенів вільності. Можливе використання спрощеного маніпулятора з вантажопідйомністю до 100 кгс.

Відеокамери мають засоби освітлення та систему мікрофонів. Комплекс придатний для використання в різних кліматичних умовах при температурах -15°C...+60°C. Може використовуватись в умовах запилення, дощу. Забезпечена стійкість вібрацій та ударних навантажень.

CUTLASS розроблений і виготовлений компанією Nortroop Gumman (США). Виготовлено понад 2000 мобільних наземних роботизованих комплексів.

Більш поширеними є малогабаритні наземні роботизовані комплекси, в яких маса і габарити маніпуляційної системи є порівняними із масою і габаритами шасі.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Наявність маніпулятора значної маси змінює центрування робота. Це особливо проявляється при переміщенні маніпулятора по нерівній дорозі. Відповідно має місце суттєва зміна конфігурації маніпулятора. При цьому змінюється положення його центра мас (рис. 1.16).



Рисунок 1.16 – НРК KAPLAN EOD[2]

Переміщення важелів маніпулятора змінює характеристикних навантажень. При цьому можлива втрата стійкості шасі. Дані питання не висвітлені в інформаційних джерелах.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Відзначено значний вплив геометрії дорожніх умов на втрату стійкості мобільного робота. Показано, що втрата стійкості визначається положенням центру мас комплексу із врахуванням конфігурації його маніпулятора. Показана, що втрата стійкості залежить від маси вантажу який переміщує маніпулятор наземного роботизованого комплексу. Питання стійкості особливо актуальні для робіт із маніпуляторами значної довжини (рис. 1.17).



Рисунок 1.17. – НРК AVENGER ROV проникнення в салон замінованого автомобіля[2]

Крім проблеми статичної стійкості має місце збільшення динамічних навантажень при зміні конфігурації маніпулятори. Як правило, мобільні роботи мають багатоважільний маніпулятор розімкненого виду.

Маніпулятор розімкненого виду має значну масу і обмежену жорсткість. Це приводить до виникнення значних динамічних навантажень. Навантаження можуть бути знижені застосуванням маніпуляторів на основі механізмів з паралельними кінематичними структурами (гексаподів).

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Це поліпшує компактність наземного роботизованого комплексу у складеному стані при забезпеченні необхідного робочого простору маніпулятора (рис. 1.18).



Рисунок 1.18 – НРК Dragon Runner в ході виконання бойових задач[2]

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Вантажопідйомність маніпулятора залежить від положення його схвату. Як правило, дані параметри регламентуються в технічній характеристиці наземного роботизованого комплексу [120] (рис. 1.119).



Рисунок 1.19 – НРК Andros MarkV-A1[2]

Регламенти статичних характеристик наземного роботизованого комплексавідображають проблему забезпечення статичної і динамічної стійкості робота в цілому. Проблема вирішується різними способами. Одним із них є введення конструктивних елементів, що збільшують розмір опорної площі шасі. Одним із варіантів є застосування додаткових гусеничних рушіїв (фліпперів).

Вказані проблеми пов'язані із масштабним фактором, який особливо проявляється в наземних роботизованих комплексах середнього і малого класів. Обмежена габарити комплексів суттєво знижують їх прохідність. Застосування спеціальних пристроїв у колісних і гусеничних рушіях значно ускладнює конструкцію шасі та утруднює процеси дистанційного керування наземним роботизованим комплексом. Суттєвим фактором є обмежені поля оптичних систем роботів. Одним із напрямків вирішення вказаних проблем є застосуванняінноваційних схемних і конструктивних рішень, наприклад,

використанням динамічного гусеничного рушія, або інерційних рушіїв чи демпферів коливань. Дослідження в напрямку вирішення вказаних проблем є актуальними.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Одним із перспективних варіантів мобільного робота легкого класу є MTGR. Він має колісне шасі з додатковими гусеничними рушіями, маніпулятор та систему відеоспостереження (рис. 1.20).



Рисунок 1.20 – Легкий НРК MTGR[2]

Комплекс призначено для розвідувальних операцій. Він забезпечує огляд місцевості на 360°, має систему нічного бачення. Комплекс прийнято на озброєння в 2012 році в США, Ізраїлі, Польщі. Він в основному використовується підрозділами спеціального призначення та розвідки.

Робот MTGR (Mini-UGV) розроблений фірмою Robot Team (Ізраїль). Власна маса робота 7,3...8,6 кг, а корисне навантаження 100 Н. Чес неперервної роботи 2...4 год. Відстань до оператора в межах 500 м. Діапазон робочих температур -20...+60°C. Застосовується на відкритому повітрі, на дорогах різного виду та на бездоріжжі. Може працювати в приміщеннях та в підземних умовах.

В зібраному стані є ранцевим варіантом з габаритами 46x37x15 см (рис. 1.21).

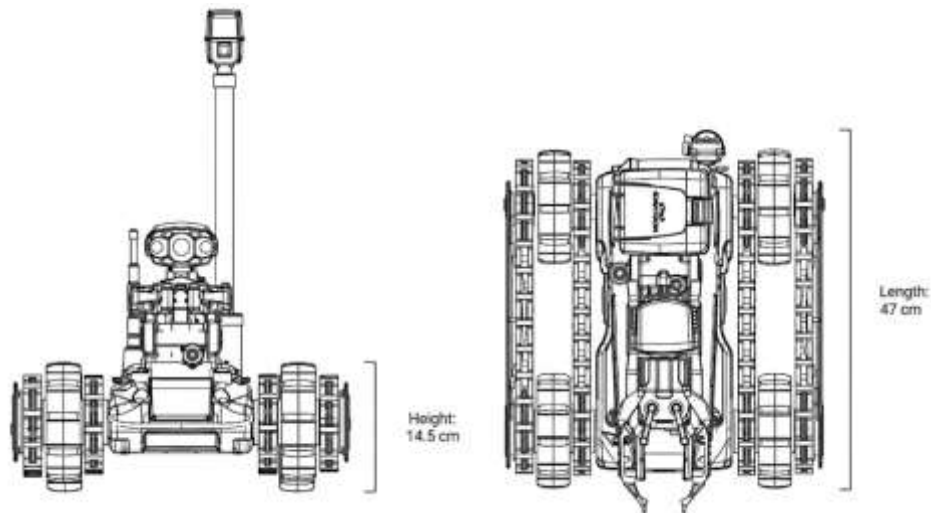


Рисунок 1.21 – НРК MTGR в зібраному стані[2]

Робот має маніпулятор із чотирма ступенями вільності. Даний робот являє собою одну із найбільш ефективних конструкцій надлегкого класу.

Наведені конструкції роботів легкого і надлегкого класу мають ряд особливостей. Вони мають специфічні схемні рішення. Модульна конструкція забезпечує можливість зміни конфігурації робота в процесі його експлуатації. Конструкції роботів мінімізовані по масі. Широко практикується застосування неметалевих матеріалів та прогресивних композитів.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення.

Наземний роботизований комплекс з двома маніпуляторами HDMS 551s1 розроблений компанією Resquared, спін-оффом Університету Карнегі-Меллон (рис. 1.22).

Комплекс призначено для точного маніпулювання об'єктами. Для поліпшення керування роботом застосовується спеціальний пульт керування, що використовує аватар принцип. Маніпулятори робота повторюють рухи пристрою яким рухає оператор. Це забезпечує спрощення керування при роботі з небезпечними об'єктами.

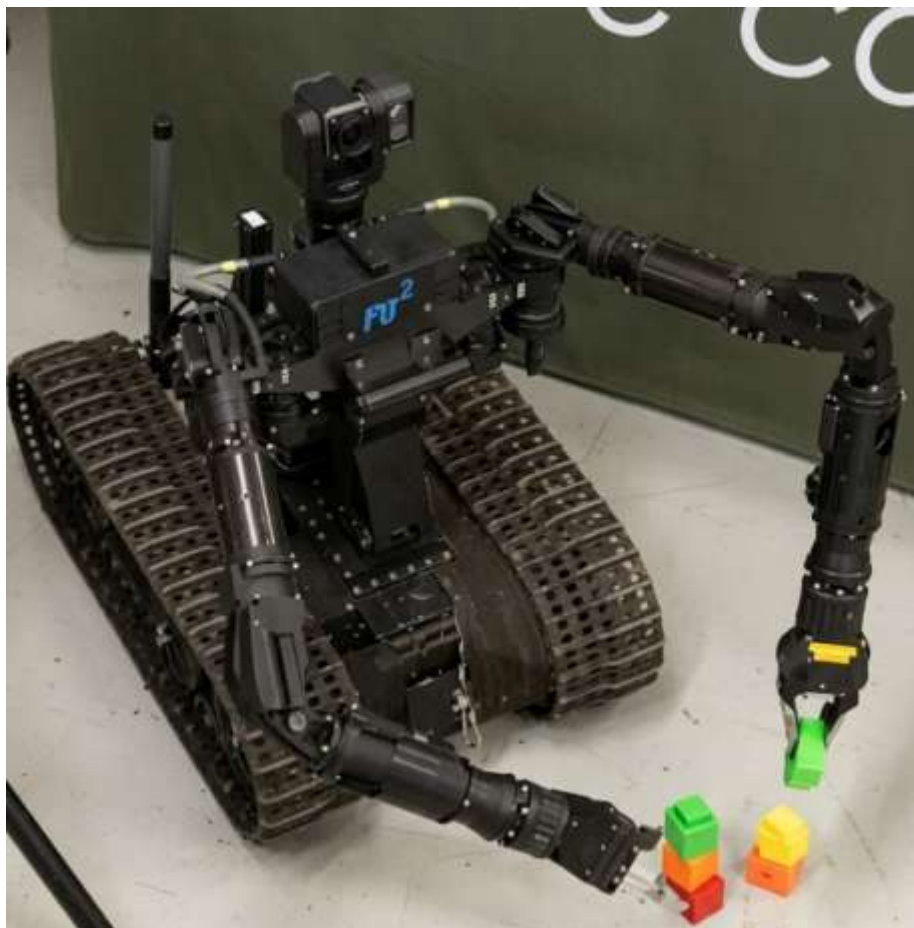


Рисунок 1.22 – НРК HDMS 551s1 з двома маніпуляторами[2]

Комплекс призначено для точного маніпулювання об'єктами. Для поліпшення керування роботом застосовується спеціальний пульт керування, що використовує аватар принцип. Маніпулятори робота повторюють рухи пристрою яким рухає оператор. Це забезпечує спрощення керування при роботі з небезпечними об'єктами.

Наведена інформація визначає схему маніпулятора, його конструктивні особливості але не дає його конкретного конструктивного рішення

1.2 Наявні конструкції шарнірів

Шарнірне з'єднання - це компонент, який з'єднує дві деталі та дозволяє їм рухатися кутово (навколо спільної осі). Це означає, що один елемент

кінематичної пари обертається відносно іншого. У шарнірах згинальні моменти не передаються між деталями конструкції.

Простий шарнір з'єднує два елементи, тоді як складний шарнір дозволяє взаємодію щонайменше трьох елементів в межах одного вузла. Існують також нерухомі шарніри, в яких стрижень може обертатися навколо осі шарніра, але сама точка кріплення шарніра залишається нерухомою. Існують також рухомі шарніри, які як вісь обертається навколо шарніра, так і точка кріплення шарніра може рухатися вздовж напрямної. Розроблені також шарнірні механізми для рухів з упорами, що використовуються в автоматичних верстатах для роботи з заготовкою, яка після виконання певної операції повинна залишатися нерухомою протягом заданого періоду, поки рухаються інші заготовки.

Шарніри класифікуються за способом руху з'єднаних частин відносно одна одної:

Циліндричне з'єднання (також називається обертовою кінематичною парою) має форму цапфи, яка обертається в підшипнику ковзання або кочення, тобто здійснює кутовий рух відносно осі, спільної для обох ланок.

Кульовий шарнір (також званий сферичною кінематичною парою) має форму кулі, розміщеної у сферичній канавці, або виконаний у формі сферичного підшипника кочення. Він дозволяє кутовий рух навколо спільної точки.

Універсальний шарнір (рівномірно кутово-швидкісний шарнір або асинхронний шарнір) складається з двох або трьох циліндричних шарнірів, з'єднаних послідовно, а осі обертання яких перетинаються в одній точці та дозволяють передавати обертання між валами, що перетинаються під змінними кутами до $40-45^\circ$. До цих типів з'єднань належать шарніри Гука, пластинчасті з'єднання та пружинні з'єднання.

Шарнір рівних кутових швидкостей (ШРУС) дозволяє обертовому валу передавати крутний момент під змінним кутом, з постійною швидкістю та без значних коливань тертя. Це означає, що обертальні рухи здійснюються

одночасно, підтримуючи однаковий крутний момент між вхідним та вихідним валами. До таких типів шарнірів належать подвійний універсальний шарнір (ШРУС), кульовий шарнір з радіальними розділовими канавками (Бірфілда, Рцеппа – використовується в автомобілях, дозволяє здійснювати кермо, зберігаючи швидкість та плавне обертання кожного колеса) тощо.

Шарнір може бути відкритим або закритим. Шарнір з корпусом захищає від пилу та піску і використовується в машинах, що працюють у сильно забрудненому середовищі [11].

Переваги шарнірних механізмів:

Здатність досягати складного руху робочого органу машини, тобто такого, при якому він одночасно рухається відносно однієї системи відліку, яка, у свою чергу, рухається відносно іншої. Крім того, параметри руху органу в цих двох системах відліку взаємопов'язані без використання пружин або інших елементів, що забезпечують стійкість з'єднань ланок (як, наприклад, у кулачкових механізмах);

- простота виготовлення;
- високий коефіцієнт корисної дії;
- довговічність.

Недоліки:

Можливість значних сил, що діють на ланки в тих положеннях, коли вектор руху будь-якого центру шарніра утворює кут, близький до 90° , з діючою силою;

На практиці шарнірне з'єднання вибирається на основі його ступеня свободи. Складне з'єднання може мати до шести ступенів свободи у вузлі. Три ступені свободи відповідають руху, а три ступені – обертанню.

Просте циліндричне з'єднання зазвичай використовується в машинобудуванні в побуті та промисловості для обертальних рухів та руху плоских деталей (таких як ножиці).

Кульовий шарнір використовується в автомобілебудуванні для систем тяги, дистанційного керування, машинобудування та робототехніки.

Карданний шарнір (гачкового типу) – використовується для передачі обертального руху між валами, які є розташованими під кутом.

Гнучкі шарніри ШРУС встановлюються в автомобілях з переднім приводом.

Існують також жорсткі шарніри, в яких крутний момент передається від карданного вала до веденого вала, розміщеного під різними кутами, шляхом деформації з'єднувальної ланки. Ця ланка може бути виготовлена з армованої гуми. Як муфта використовується спеціально розроблена гнучка муфта (муфта Guibo), що дозволяє з'єднувати вали з кутовою різницею 8 градусів та осьовим зміщенням до 12 мм. Це компенсує неточності складання та гасить вібрації.

Карданний шарнір не розглядався, оскільки їхні конструктивні особливості потребують багато місця і реалізація для маніпулятора є сумнівною, але можливі правки([4] рис. 1.23).

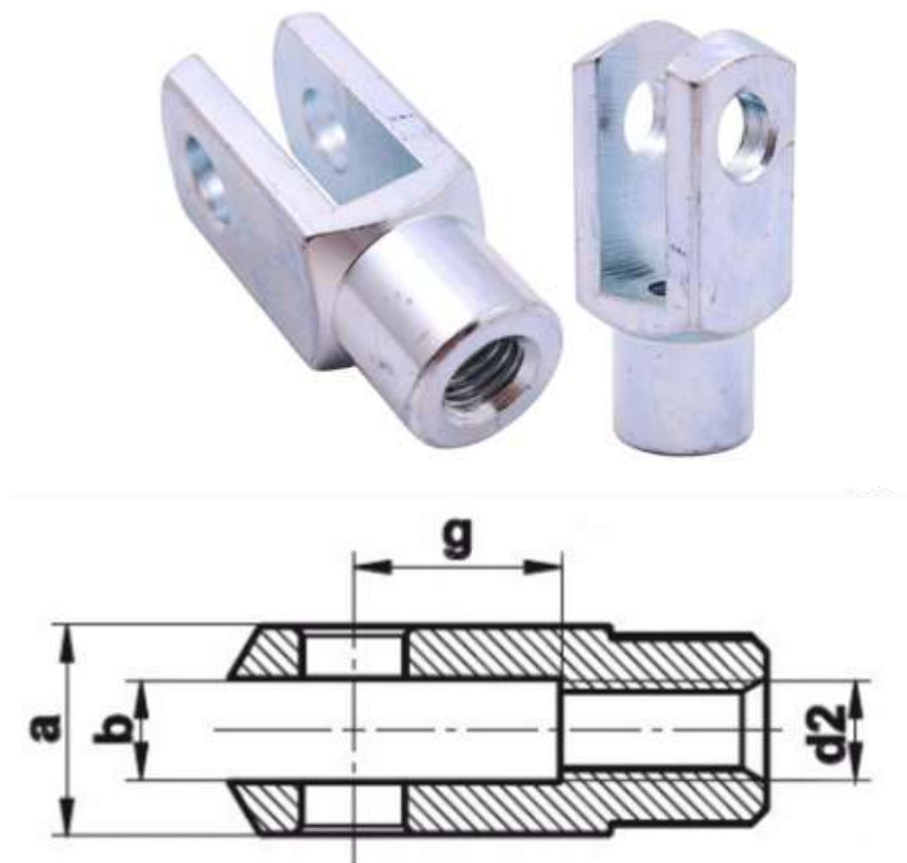


Рисунок 1.23 – Шарнір DIN71752 G1020 M10 Fluro, Німеччина

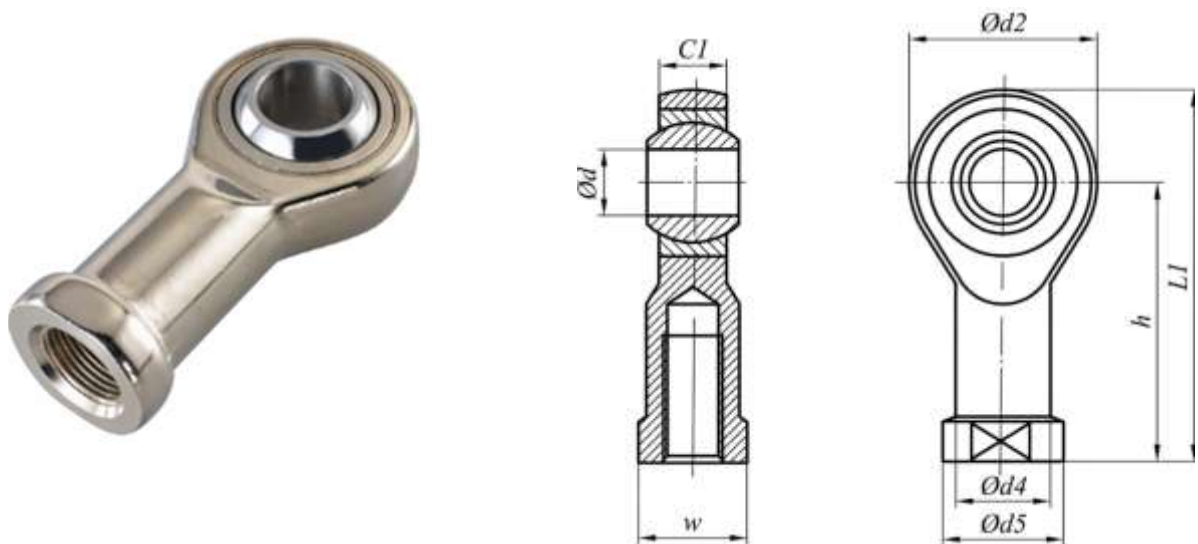
Містить вилокву головку з пальцем та шпінтом [4]



Рисунок 1.24 – Y-подібний шарнір який містить наконечник серії SC-Y на штоку пневмоциліндру [5]

Шарнірний наконечник типу "Y" є призначеним для рухомого шарнірного з'єднання пневмоциліндра з навантаженням. Вилкоподібний наконечник із з'ємним пальцем є універсальним рухомим з'єднанням для всіх типів пневмоциліндрів, на штоку яких нарізана метрична різьба М6-М36. Застосовуються для кріплення штока до навантаження при необхідності компенсації неспіввісності в одній із площин.

Розміри головки штока поршня пневматичного циліндра відповідають стандарту ISO 8140. Перевагою елементів SC-Y є зручніший монтаж – штифт швидко кріпиться за допомогою затискача.



Розмір/Діаметр					
<i>d</i>	6	8	10	12	16
<i>B</i>	9	12	14	16	21
<i>C1</i>	6,75	9	10,5	12	15
<i>d2</i>	20	24	28	32	40
<i>d3</i>	6	8	10	12	16
<i>d4</i>	10	12,5	15	17,5	22
<i>d5</i>	13	16	19	22	27
<i>h</i>	30	36	43	50	64
<i>l4</i>	40	48	57	66	84
<i>w</i>	11	14	17	19	24

d - номінальний діаметр
B - ширина
C1 - ширина
d2 - діаметр
d3 - діаметр
d4 - діаметр
d5 - діаметр
h - висота
l4 - довжина
w - розмір під ключ

Рисунок 1.25 –DIN 71802 Головка шарового шарніра [5]

Таке з'єднання, яке використовується для того щоб з'єднати два різні елементи, перпендикулярні один одному. Виготовлене з сталі, це кутове з'єднання також передає механічну роботу за допомогою коливальних та кутових рухів, одночасно регулюючи швидкість.[6]

Стандарт ISO 12240 охоплює підшипники ковзання і сферичні підшипники ковзання, які готові до того щоб встановити як деталі машин. Вони добре забезпечують жорстке з'єднання між корпусом і валом, особливо в умовах, коли відносні рухи не є лінійними. Виготовлено з нелітійної сталі, яка гарантує високу міцність і довговічність з'єднання.

Два типи кріплень відповідають вимогам якості та надійності за різних умов експлуатації, що робить їх незамінними компонентами в промисловому застосуванні. (Рис. 1.26 [7])

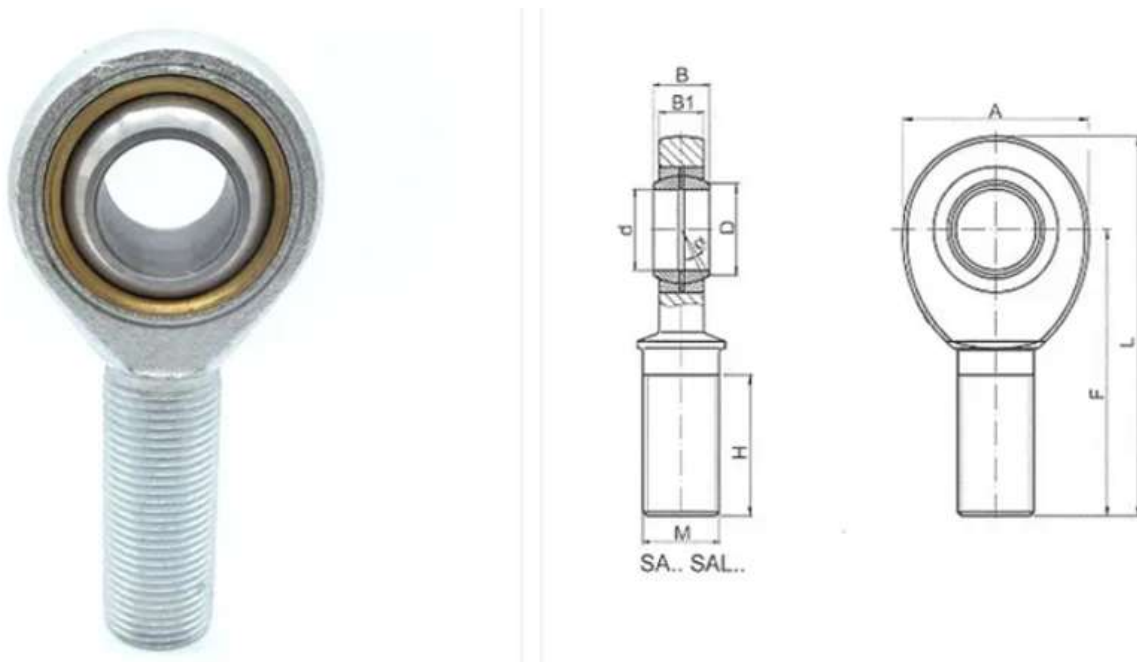


Рисунок 1.26 – Шарнірна головка яка містить зовнішню різьбу і підшипник ковзання SA16T/ K BEL [7]

При складанні не допускаються люфти між валом, що проходить через внутрішнє кільце, та внутрішнім кільцем, або поміж зовнішнього кільця та корпусу, в якому було встановлено зовнішнє кільце. Приділяти увагу слід також звернути на те, що під час роботи під високими статичними або динамічними осьовими навантаженнями, вібраціями, ударними навантаженнями або великими кутами повороту, штокові кінці необхідно закріпити від осьового зміщення. Штокові кінці з правою/лівою зовнішньою різьбою доступні в метричних та дюймових розмірах, з ущільненнями або без них, з маслянками або без них. Вони використовуються для важких односторонніх навантажень.

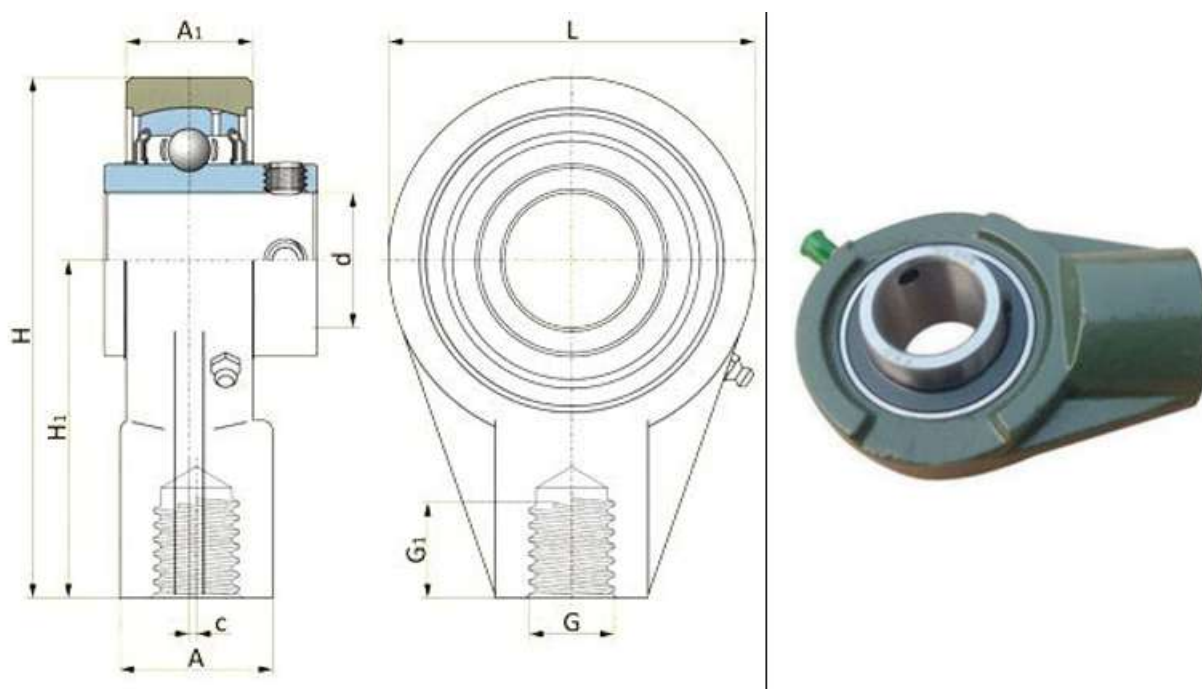


Рисунок 1.27 – Шарнір з корпусним підшипником кочення UCHA 204[8]

Сферична поверхня підшипника UCHA 204 мінімізує перекіс при монтажі з отвором аналогічної форми. Завдяки наявності різьблення в корпусі монтаж підшипника є зручним

Має відлитий чавунний корпус.



Рисунок 1.28 – Поворотний шарнір Black. Модель: SH-0001709 M/BLACK

(Виробник: Фабрика Едісона) [9]

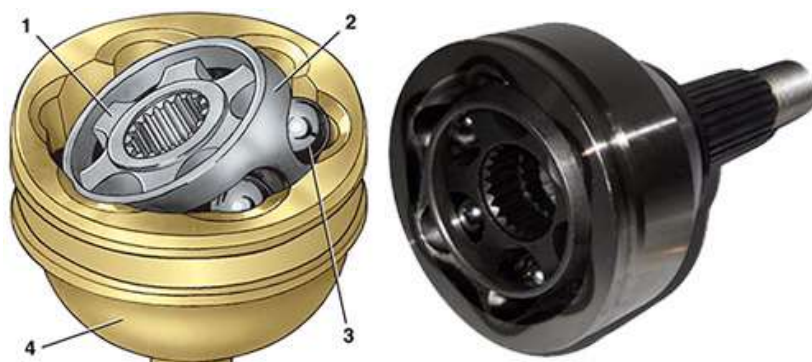
Призначений для ламп. З допомогою обертового шарніра регулюється положення абажура, спрямовуючи світловий промінь у потрібному напрямку.

Виробник: Фабрика промислової фурнітури АДВАНТА



Рисунок 1.29 – Опора шарнірна регульована (АДВАНТА, Україна)[10]

- Застосування: Використовується у машинобудуванні, виробництві інструментів, будівництві, випробувальному обладнанні та медичних приладах.[10]



1. Обойма. 2. Сепаратор. 3. Кулька

Рисунок 1.30 – Шарнір[11]

Корпус зовнішнього шарнира

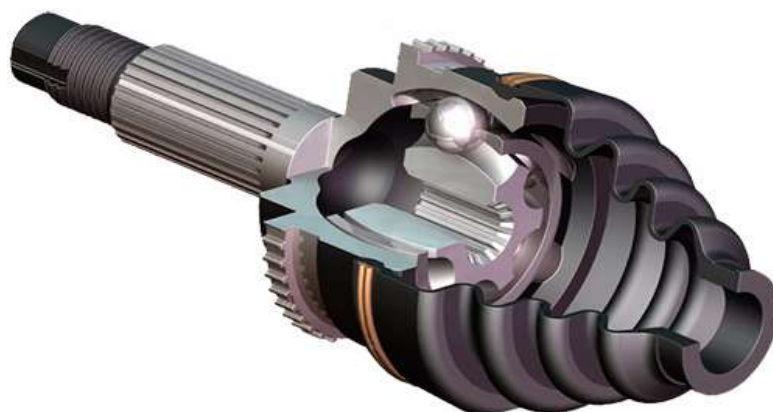


Рисунок 1.31 – Шестишариковий шарнір «Рцеппа» (ШРКШ)[12]



Рисунок 1.32 – Шарнір з фланцем[13]

Петлі під час роботи схильні до тертя. Завдяки використанню підшипників у сучасних конструкціях петель тертя значно зменшується. Зі зменшенням кількості мастила при роботі, зношення збільшується, тому шарнірне з'єднання вимагає постійного змащування.

Високов'язкі мастила на основі літію, які зменшують навантаження на з'єднання до десяти разів. Вони також нейтралізують пил. Недоліком є те, що вони забезпечують слабкий захист від корозії та руйнування деяких пластмас.

Мастила виготовлені на основі дисульфиду, молібдену не мають вищезазначених недоліків, але вони втрачають свої змащувальні властивості під впливом вологи.

Мастила на основі барію мають переваги двох попередніх, але руйнуються за низьких температур і є дорогими.

Висновки до розділу

У першому розділі дисертаційного дослідження виконано всебічний науково-технічний аналіз сучасного стану, тенденцій розвитку та конструктивних особливостей наземних роботизованих комплексів спеціального призначення, а також застосовуваних у них шарнірних з'єднань.

Результати аналізу підтверджують стійку тенденцію переходу від жорстких промислових маніпуляторів до високоавтономних мобільних систем, здатних ефективно функціонувати у складних, нестабільних та небезпечних середовищах, зокрема під час розмінування, розвідки чи роботи з токсичними й радіоактивними речовинами. Дослідження широкого модельного ряду існуючих комплексів — від надлегких ранцевих пристроїв до важких платформ — дозволило класифікувати їх за масо-габаритними показниками, типом шасі та ступенем спеціалізації, виявивши при цьому низку критичних конструктивних та експлуатаційних проблем. Зокрема, встановлено, що для більшості сучасних робототехнічних систем існуючий рівень інформаційного забезпечення описує лише загальні кінематичні схеми, але не пропонує конкретних, оптимізованих конструктивних рішень для маніпуляторів із багатьма ступенями свободи переміщень. Особливої актуальності набуває невирішена в науковій літературі проблема збереження статичної та динамічної стійкості шасі.

Показано, що виліт багатоважільних маніпуляторів розімкненого виду та переміщення вантажів суттєво зміщують центр мас комплексу, що в умовах нерівного рельєфу чи подолання перешкод створює високі динамічні навантаження та загрозу перекидання апарату. Окрему увагу в розділі приділено аналізу наявних типів шарнірів, їхніх кінематичних можливостей, переваг, недоліків та умов змащування, оскільки саме малогабаритні високоточні шарнірні з'єднання з вмонтованими електроприводами є базовим елементом для досягнення необхідної маневреності та жорсткості конструкції.

Таким чином, проведений огляд підтверджує, що для підвищення прохідності, компактності та експлуатаційної надійності комплексів перспективним напрямком є впровадження інноваційних схемних рішень, як-от використання маніпуляторів на основі механізмів із паралельною кінематичною структурою, а також інтеграція ефективних демпферів коливань і пристроїв розширення опорної площі. Виявлені наукові прогалини та технічні суперечності обґрунтовують актуальність теми дослідження й

дозволяють чітко сформулювати об'єкт, предмет, мету та конкретні завдання дисертаційної роботи, спрямовані на математичне моделювання, розробку та оптимізацію конструктивних рішень нових високоточних маніпуляційних систем, що й буде детально розглянуто в наступних розділах.

2 СХЕМНІ РІШЕННЯ ШАРНІРНИХ ВУЗЛІВ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ НАЗЕМНИХ РОБОТИЗОВАНИХ КОМПЛЕКСІВ

2.1 Компонувачі рішення шарнірів

В основі розгляданих механізмів лежить телескопічна штанга із закріпленими на її кінцях сферичними (рис.2.1 а) чи карданными (хрестовими) (рис. 2.1, б) шарнірами.

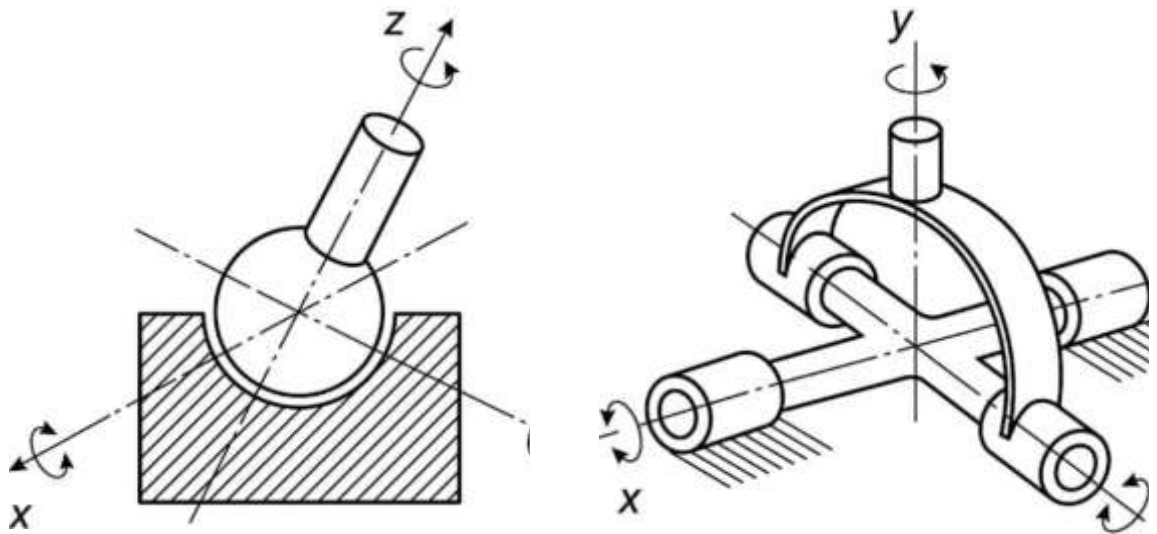


Рисунок 2.1 Сферичний (а) і карданний (б) шарніри.

Штанги складають сукупність несучих елементів. Які працюють паралельно та утворюють фермену конструкцію. Використовують штанги з обертаючим (рис. 2.1а) та не обертаючим (рис. 2.1б) штоком, а також штанги постійної довжини з додатковим механізмом їх переміщення.

Для визначення довжини штанг застосовують передачі гвинт-гайка (частіше за все КГП) та фрикційні передачі (при невеликих (біля 100Н) зусиллях на штанзі і висотою (до 1 мкм) точності переміщень, наприклад в контрольно - вимірних машинах). Принципово можливо використовувати і інші тягові пристрої. Наприклад поршневого типу з пневмо - чи гідроприводом, а також лінійні електроприводи.

Для аналізу кінематичної структури розглянутих механізмів використовуємо формулу Сомова - Малишева, згідно якої загальна кількість N ступіней рухомості кінематичної структури відносно нерухомої ланки (основи) визначається наступним чином.

Для просторової кінематичної структури:

$$N = 6(k - 1) - 5_{p_1} - 4_{p_2} - 3_{p_3} - 2_{p_4} - p_5; \quad (2.1)$$

Для плоскої кінематичної структури:

$$H = 3(k - 1) - 2_{p_1} - p_2; \quad (2.2)$$

де k – загальна кількість ланок кінематичного ланцюга;

p_i – кількість кінематичних пар із i ступенями рухомості $i = (1, 5)$.

Такими кінематичними парами являються:

1. Сферичний шарнір (див. рис.3.1.1а) а третя ($i=3$) ступенями рухомості (обертання навкруг осей X, Y, Z);
2. Квадратний шарнір (див. рис. 3.1.1б) з двома ($i=2$) ступенями рухомості (обертання навкруг осей X, Y);
3. З'єднання циліндра та штока (див. рис.3.1.1а) з двома ($i=2$) ступенями рухомості (осьове переміщення вздовж вісі X і обертання штока відносно цієї вісі);
4. З'єднання циліндра та штока із шпонкою (див. рис.3.1.1б) з однією ($i=1$) ступенню рухомості (переміщення штока вздовж вісі X).

Після обчислення N необхідно перевірити ступінь нерухомості N' кінематичної структури при умові, що всі ведучі (активні) ланки не рухомі. Під ведучою будемо розуміти такі ланки, закони руху яких задані (див. на рис. 1 загальні координати $h_1, h_2, \dots, h_6$). Ланки, закони рухів яких однозначно визначаються законами рухів ведучих ланок, будемо називати відомими (пасивними) (див. рис.1 координати позиціонування $X, Y, Z, \alpha, \beta, \gamma$). Тоді для просторової кінематичної структури:

$$N' = 6(k - k' - 1) - 5(p_1 - p_1') - 4(p_2 - p_2') - 3(p_3 - p_3') - 2(p_4 - p_4') - (p_5 - p_5'); \quad (2.3)$$

Для плоскої кінематичної структури:

$$H' = 3(k - k' - 1) - 2(p_1 - p_1') - (p_2 - p_2'); \quad (2.4)$$

де k' - кількість активних ланок кінематичного ланцюга;

p_i' - кількість активних кінематичних пар із i ступенями рухомості.

На основі розрахунку по формулам (2.1)- (2.4) визначається: якщо $H' > 0$, то механізм не жорсткий; якщо $H' < 0$, то є залишкові механічні зв'язки і структуру слід змінити так, щоб здійснювалась вимога $H' = 0$.

Проаналізуємо різноманітні варіанти з'єднання штанг із шарнірами (рис. 2.2).

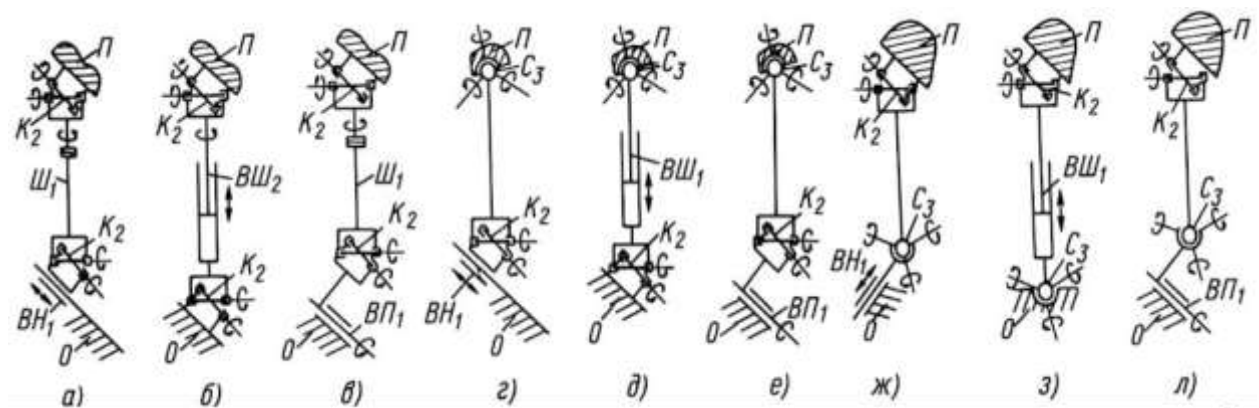


Рисунок 2.2 – Аналіз варіантів з'єднань шарнірів з шарнірами

Рис. 2.2,а: формула з'єднання 0-ВН1-К2-Ш1-К2-П; вона складає основу (0), ведучий направляючий пристрій з однією ступінню рухомості (ВН1), хрестовий шарнір з двома ступенями рухомості (К2) , обертаючу шарнір з однією ступінню рухомості (Ш1) постійної довжини, другий хрестовий шарнір (К2) та платформу (П).

Рис. 2.2,б: формула з'єднання 0-К2-ВШ2-К2-П; вона складає ведучу штангу з циліндричним штоком із двома ступенями рухомості (ВШ2), яка здійснює поступальний рух та вільний обертальний рух навколо вісі шарніра; пояснення інших елементів див. вище.

Рис. 2.2,в: схема з формулою 0-ВП1-К1-Ш1-К1-П містить ведучий поворотний пристрій з однією ступенню рухомості (ВП1).

Рис. 2.2,г: формула Щ-ВН1-К2-С3-П; схема відрізняється тим, що має сферичний шарнір із трьома ступенями рухомості (С3) і має ведучий направляючий пристрій з однією ступеню рухомості (ВН1) та штангу постійної довжини.

Рис. 2.2,д: формула 0-К2-ВШ1-С3-П; схема має ведучу штангу з однією ступеню рухомості (ВШ1), яка реалізується поступальним рухом штока (як, наприклад, в шліцьовому з'єднанні).

Рис. 2.2,е: формула 0-ВН1-К2-С3-П; схема складає ведучий поворотний пристрій (ВП1) з однією ступінню рухомості і штангу постійної довжини.

Рис. 2.2,ж: формула 0-ВН1-С3-К2-П; схема характеризується ведучим направляючим пристроєм з однією ступінню рухомості (ВН1).

Рис. 2.2,з: формула 0-С3-ВШ1-К2-П; маєтья ведуча штанга з однією ступеню рухомості (ВШ1), шток здійснює поступальний рух.

Рис. 2.2,и: формула 0-ВП1-С3-К2-П; схема складає ведучий поворотний пристрій з однією ступеню рухомості (ВП1).

Всі відомі механізми паралельної структури побудовані на основі даних з'єднань штанг та шарнірів.

2.2 Розрахунок на перевірку динамічної вантажопід'ємності кулькового радіального підшипника

1. Визначаємо номінальну динамічну вантажопід'ємність 205 шарикрвого радіального підшипника із каталожною динамічною вантажопід'ємністю $C = 11000 \text{ Н}$, $C_0 = 7090 \text{ Н}$. На підшипник діє радіальне навантаження $F_r = 2000 \text{ Н}$, осьове $F_a = 800 \text{ Н}$, необхідна довго тривалість $L_h = 10000$ годин при умові, що $V = K_\delta - K_T = 1$.

Рішення: Обираємо коефіцієнти x, y . Відношення $F_a / C_0 = 800 / 7090 = 0,12$ по таблиці цьому відповідає $e = 0,11$, оскільки:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{800}{1 \cdot 2000} = 0.4 \text{ більше } e = 0.11, \text{ то } X=0.56; Y=1,45.$$

Визначаємо еквівалентне навантаження на підшипник:

$$P = (XVF_R + YF_a)K_\sigma K_T = 0.56 \cdot 2000 + 1.45 \cdot 800 = 2280 \text{ Н.}$$

Приближення $C/P=3,91$, звідси необхідна динамічна вантажопід'ємність $C=P \cdot 3,91=2280 \cdot 3,91=8914,8 \text{ Н}$. Це трохи менше каталожної динамічної вантажопід'ємності, але цілком задовольняє умові.

2. Підбираємо радіально-упорний підшипник для вісі при наступних даних: на підшипник діє радіальне навантаження $F_r=2000 \text{ Н}$, осьове $F_a=800 \text{ Н}$, частота обертів вісі 100 хв^{-1} , посадочний діаметр $d=25 \text{ мм}$; коефіцієнт обертів кільця $V=1$; коефіцієнт безпеки $K_\sigma=1.4$; температурний коефіцієнт $K_T=1$; необхідна довговічність $L_h \geq 25000 \text{ год}$.

Рішення: Приймаємо попередньо підшипник легкої серії 36205 у якого:

Динамічна вантажопід'ємність $C=13100 \text{ Н}$, статична вантажопід'ємність $C_0=9240 \text{ Н}$, кут контакту $\alpha=12^\circ$.

Знаходимо співвідношення $F_r/C_0=2000/9240=0.216 \text{ Н}$, визначаємо наближене значення параметра $e = 0,43$.

Осьові складаючі радіальних навантажень для підшипник $F_s=e \cdot F_r=0,43 \cdot 2000=860 \text{ Н}$.

Розраховуємо осьове навантаження $F_a= F_s=860 \text{ Н}$.

Навантаження на підшипник: $F_r=2000 \text{ Н}$, $F_a=860 \text{ Н}$.

Знаходимо відношення $F_a/ C_0=860/9240=0,093$ по таблиці цьому відповідає $e=0,45$.

Розраховуємо співвідношення:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{860}{1 \cdot 2000} = 0,43 > e = 0,45;$$

і по таблиці, приймаємо коефіцієнти радіального та осьового навантажень $X=0.45$; $Y=1,22$.

Визначаємо еквівалентне навантаження на підшипник:

$$P = (XVF_R + YF_a)K_\sigma K_T = (0.45 \cdot 2000 + 1.22 \cdot 860) \times 1.4 \times 1.0 = 2719 \text{ Н}; \quad (2.5)$$

Приближення $C/P=4,93$, звідси необхідна динамічна вантажопід'ємність $C=P \cdot 4,93=2719 \cdot 4,93=13404$ Н. Це майже співпадає з каталожною динамічною вантажопід'ємністю, цілком задовольняє умові.

2.3 Обґрунтування підбору підшипників шарнірів

За статичною вантажопід'ємністю підшипники обирають слідуючи випадкам:

Зовнішнє навантаження сприймає нерухомий підшипник.

Частота обертаючого кільця $n < 1$ хв-1.

Підшипник здійснює коливальний рух.

Підшипник сприймає великі короткочасні навантаження.

Під статичною вантажопід'ємністю підшипника C_0 розуміють таке навантаження, при якому сумарна залишкова деформація в підшипнику не перевищує 0,0001 діаметра тіла кочення. Значення C_0 вказані в каталогах підшипників.

Під час дії комбінованого статичного навантаження еквівалентне навантаження для радіальних підшипників та радіально-упорних визначається як більше значення із двох наступних виразів:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (2.6)$$

$$P_0 = F_r; \quad (2.7)$$

де X_0 – коефіцієнт радіального статичного навантаження; Y_0 – коефіцієнт осьового статичного навантаження.

Для вірно обраного підшипника повинна виконуватись умова:

$$C_0 = P_0. \quad (2.8)$$

Для радіального шарикопідшипника:

$$X_0 = 0.6; Y_0 = 0.5 \quad (2.9)$$

$$P_0 = 0.6 \cdot 2000 + 0.5 \cdot 800 = 1600 \quad 1600 < 2000 \quad (2.10)$$

Перевірка: $7090 > 2000$

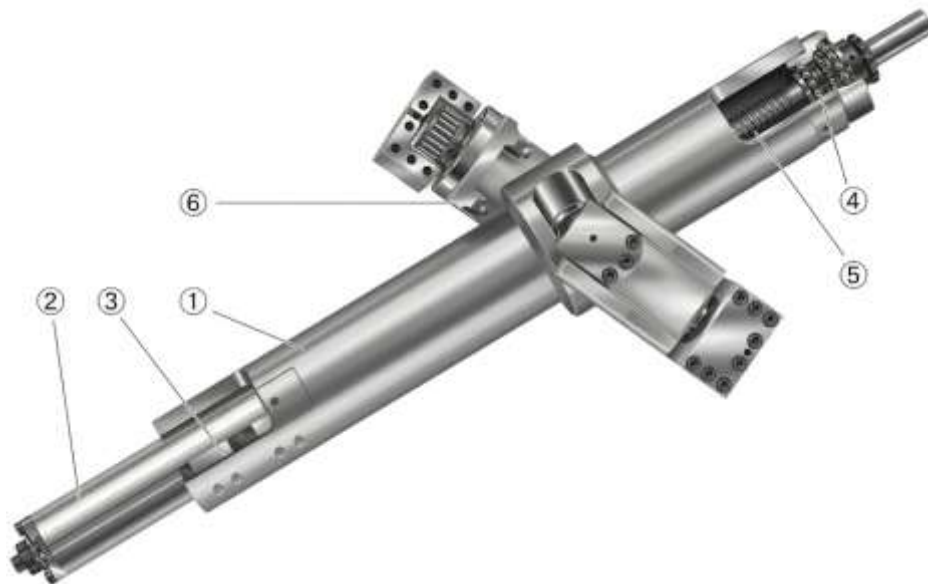
Для радіально-упорного шарикопідшипника:

$$X_0 = 0.45; Y_0 = 0.43 \quad (2.11)$$

$$P_0 = 0.5 \cdot 2000 + 0.43 \cdot 860 = 1370 \quad 1370 < 2000 \quad (2.12)$$

Перевірка: $9240 > 2000$.

Типова конструкція телескопічної штанги подібна до гідравлічного циліндра (рис. 2.3). У зовнішньому трубчастому корпусі 1 переміщується внутрішня труба 2. Для забезпечення безпроміжкового руху при зміні довжини штанги застосовуються попередньо навантажені лінійні напрямні 3. На протилежному кінці корпусу в упорно-радіальному підшипнику 4 встановлений гвинт 5 кулькової або роликової гвинтової передачі (залежно від необхідної жорсткості), гайка якого з'єднана з внутрішньою трубою 2. Телескопічна штанга звичайно закріплюється у карданному підвісі 6. При кроці гвинта 20 мм і частоті обертання 3000 хв^{-1} досягається швидкість подачі до 1 м/с.



1 – зовнішня труба; 2 – внутрішня труба; 3 – лінійні напрямні;
4 – упорний підшипник; 5 – гвинтова передача; 6 – карданний шарнір

Рисунок 2.3 - Телескопічна штанга змінної довжини

Для перетворення обертального руху на поступальний у приводах обладнання паралельної структури використовується гвинтова пара кочення – кулькогвинтова або роликогвинтова передача. В якості опори гвинта використовуються кулькові або роликові упорно-радіальні підшипники (рис. 2.4), які характеризуються високими показниками осьової, радіальної та кутової жорсткості. Осьова жорсткість деяких типів підшипників (за даними фірми INA) наведена у табл. 2.1.



Рисунок 2.4 - Упорно-радіальні підшипники:

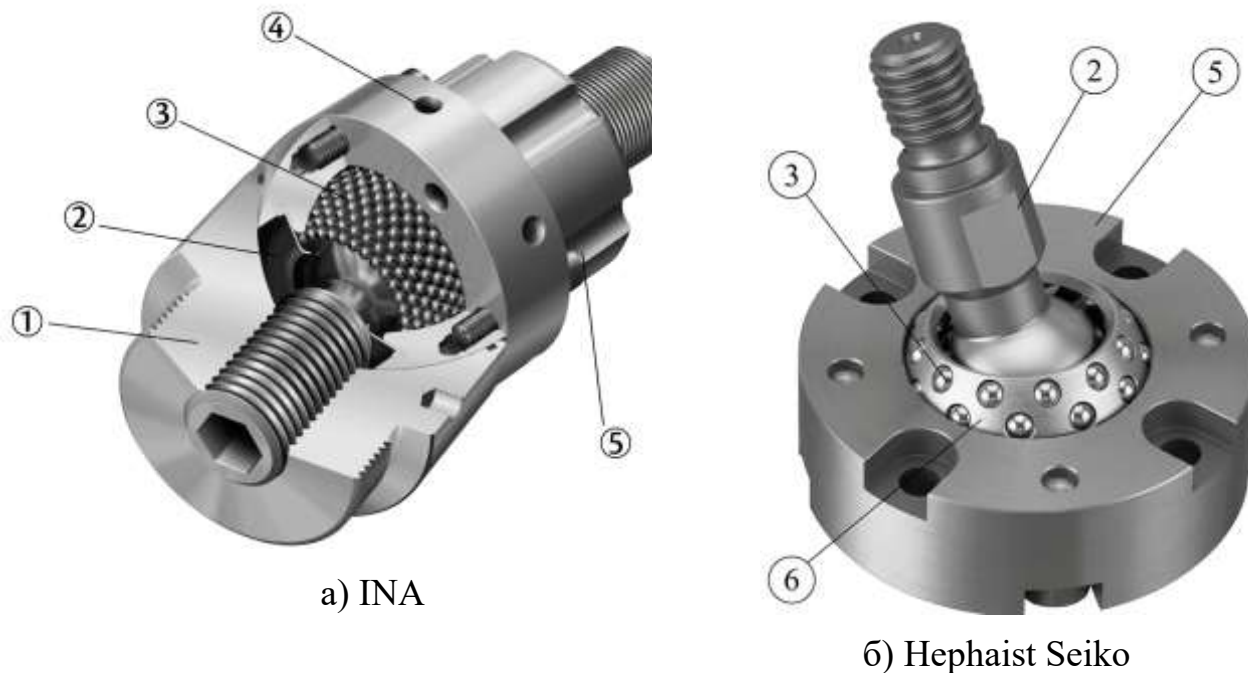
а) кульковий дворядний; б) кульковий трьохрядний; в) роликовий

Таблиця 2.1 Осьова жорсткість упорно-радіальних підшипників, Н/мкм

Діаметр, мм	Тип підшипника		
	кульковий дворядний	кульковий трьохрядний	роликовий
15	400	500	1400
20	650	750	1800
25	750	850	1900
30	850	900	2200
40	1000	1100	2800

Для рухомого спряження ланок верстатного обладнання із замкненими кінематичними ланцюгами, широко використовуються шарнірні опори різних

типів. Сферичні шарніри (рис. 2.5) мають 3 ступені вільності – обертання в трьох напрямках відносно центра, їм властиві висока жорсткість та вантажна спроможність. Недоліком є малий кут повороту, який складає $30 - 45^\circ$.



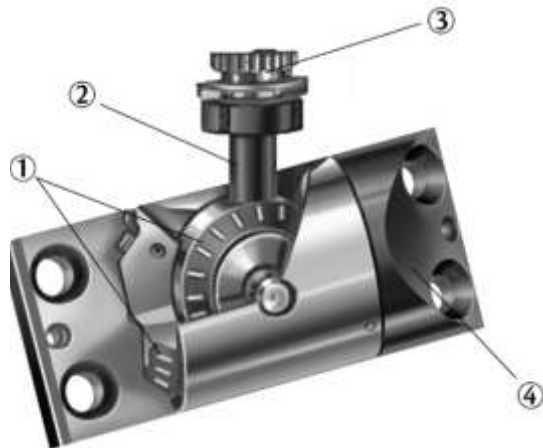
1 – кронштейн; 2 – сфера з шифтом; 3 – кульки; 4 – кулькова опора;
5 – центрувальний елемент; 6 – сепаратор

Рисунок 2.5- Сферичні шарніри

Універсальний шарнір (рис. 2.5) добре підходить для застосування в механізмах паралельної структури. Він виконується з 2 або 3 степенями вільності, має малу масу та досить великі кути повороту, що дозволяє створювати структури з великими прискореннями та швидкостями у великих робочих просторах. Щоб утримати жорсткість в прийнятних межах, кути повороту обмежені. Завдяки використанню голкових кутових підшипників жорсткість набагато менша, ніж у сферичних опор, незважаючи на попереднє навантаження. Перевага універсальних шарнірів – в малій масі (близько 2,7 кг) та великих кутах повороту.

У карданних шарнірах (рис. 2.6) використані попередньо навантажені упорно-радіальні роликові підшипники, які мають максимально можливу жорсткість і повністю захищені від забруднень. Карданні шарніри закривають

проміжок між сферичними та універсальними шарнірами. При дуже високій жорсткості, вони можуть мати 2 або 3 ступені вільності і дозволяють поворот на досить великий кут. Це робить карданні шарніри ідеальними для застосування при необхідності великих переміщень та високої жорсткості. Недоліками є досить великі габарити та маса.

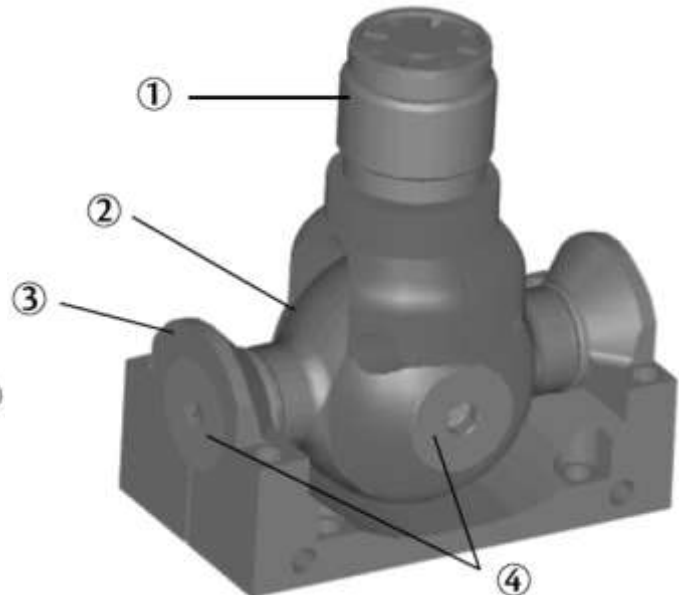


1 – голкові підшипники з кутовим контактом;

2 – штифт з ступенем вільності II (45°);

3 – додаткова ступінь вільності III (360° , упорно-радіальний голковий підшипник); 4 – корпус з доріжками кочення, ступінь вільності I (90°)

Рисунок 2.6 – Універсальний шарнір



1 – додаткова ступінь вільності III – упорно-радіальний голковий підшипник; 2 – хрестовина; 3 – опора підшипника; 4 – упорно-радіальні голкові підшипники

Рисунок 2.7 – Карданний шарнір

Висновки до розділу

Проведено детальний аналіз кінематичної структури та конструктивних рішень вузлів механізмів паралельної структури, що складають основу

сучасного високоточного технологічного обладнання. Використовуючи просторову і плоску формули Сомова-Малишева, формалізовано критерії визначення ступенів рухомості та жорсткості кінематичних ланцюгів, що дозволяє виявляти і усувати надлишкові механічні зв'язки ще на етапі проектування.

На основі запропонованих структурних формул детально класифіковано та проаналізовано різноманітні варіанти з'єднання телескопічних штанг змінної та постійної довжини із сферичними, універсальними та карданными шарнірами. Встановлено, що використання лінійних напрямних у поєднанні з кулько- або роликотвинтовими передачами в конструкції телескопічних штанг забезпечує безпроміжковий рух та високі швидкісні показники подачі. Наведено інженерні методики та розрахунки з перевірки номінальної динамічної та статичної вантажопідйомності кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників, що діють в умовах комбінованого навантаження.

Здійснено порівняльний аналіз технічних характеристик шарнірних опор різних типів від провідних виробників, за результатами якого визначено їхні ключові переваги та обмеження: сферичні шарніри відзначаються максимальною жорсткістю за відносно малих кутів повороту, універсальні — мінімальною масою та великою зоною обслуговування, а карданні — раціонально поєднують високу жорсткість підшипникових вузлів із розширеними кутовими переміщеннями. Отримані результати комплексного структурно-кінематичного аналізу та обґрунтованого підбору опорних елементів створюють надійне підґрунтя для подальшого динамічного моделювання та оптимізації робочих органів розроблюваного обладнання.

3 КОНСТРУКТИВНІ РІШЕННЯ ШАРНІРІВ

3.1 Варіанти конструкції шарнірів

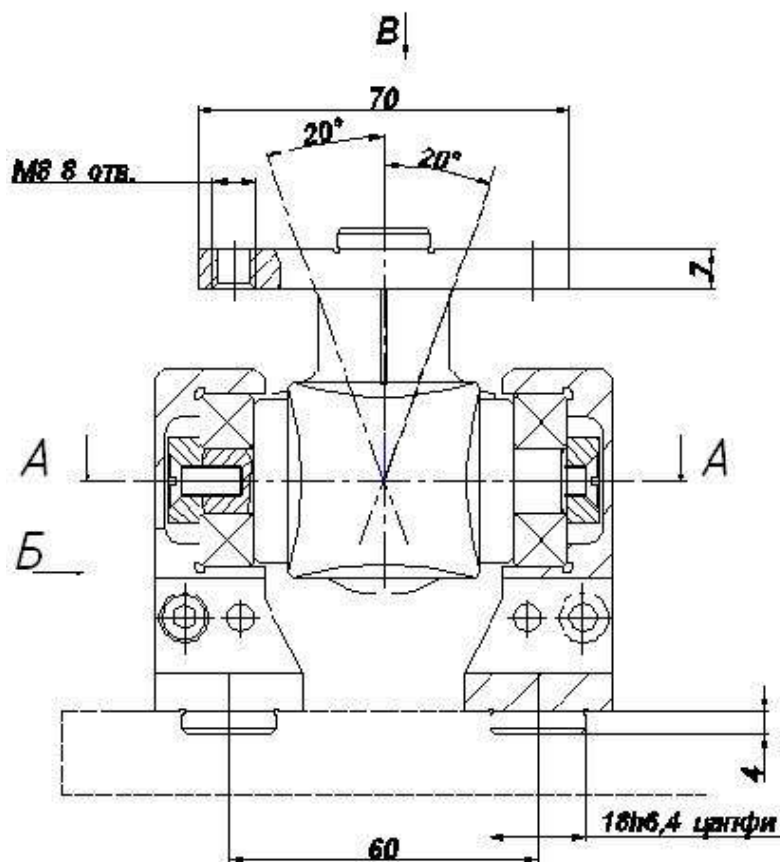


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема нижнього опорного вузла

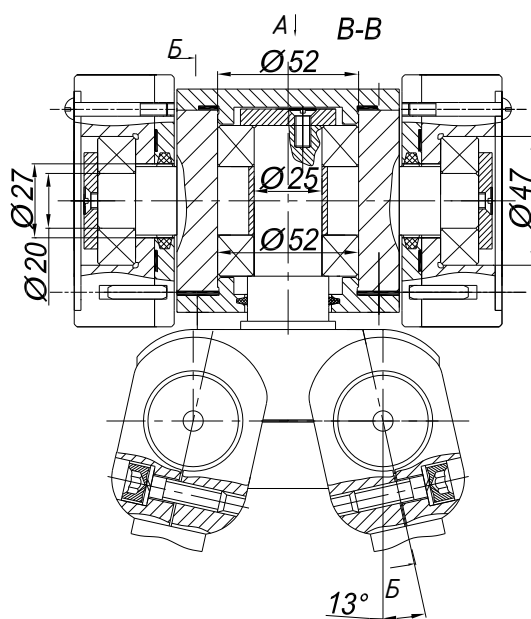


Рисунок 3.2– Конструктивна схема верхньої опори



Рисунок 3.3 – Карданове з'єднання (шарнір)

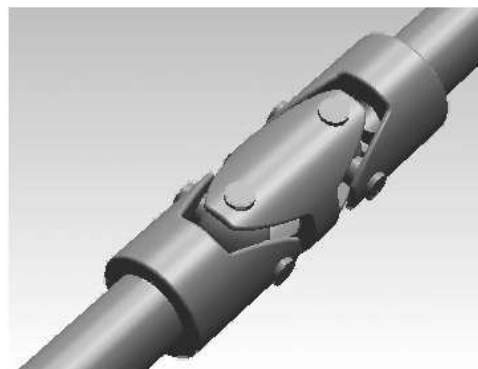


Рисунок 3.4 – Спарений кардан

Найбільш поширений сьогодні кульковий шарнір складається з шести кульок, зовнішнього і внутрішнього кілець з прорізами під кульки, які з'єднуються з приводним валом шліцьовим з'єднанням, і сепаратора, що утримує кульки.

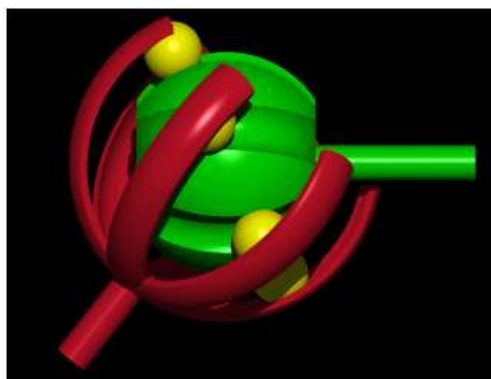


Рисунок 3.5 – Принцип дії кулькового шарніру типу «Рцеппа»

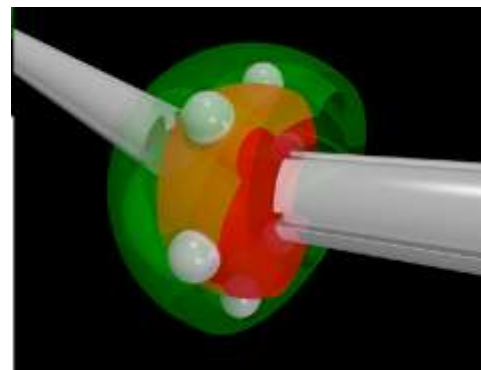


Рисунок 3.6 – 3D зображення шарніру типу «Рцеппа»

Через високі питомі навантаження даний тип шарніра вимагає спеціального мастила (пластичного, з вмістом присадок) і вкрай чутливий до забруднення і потрапляння води. При великих кутах повороту шарніром передається максимальний крутний момент (допустиме навантаження) менше (ніж при малих кутах повороту).

Даний вузол (рис. 3.8) являє собою шарнірну конструкцію, що складається з 2-х важелів, 2-х кронштейнів, змонтовані на осі. Обертання елементів забезпечується чотирма радіальними кульковими підшипниками. Осьова та радіальна фіксація цих компонентів здійснюється за допомогою 2-х шківів та кришок, що обмежують осьовий люфт підшипникових вузлів. Виріб виготовляється у кількості 3-х одиниць.

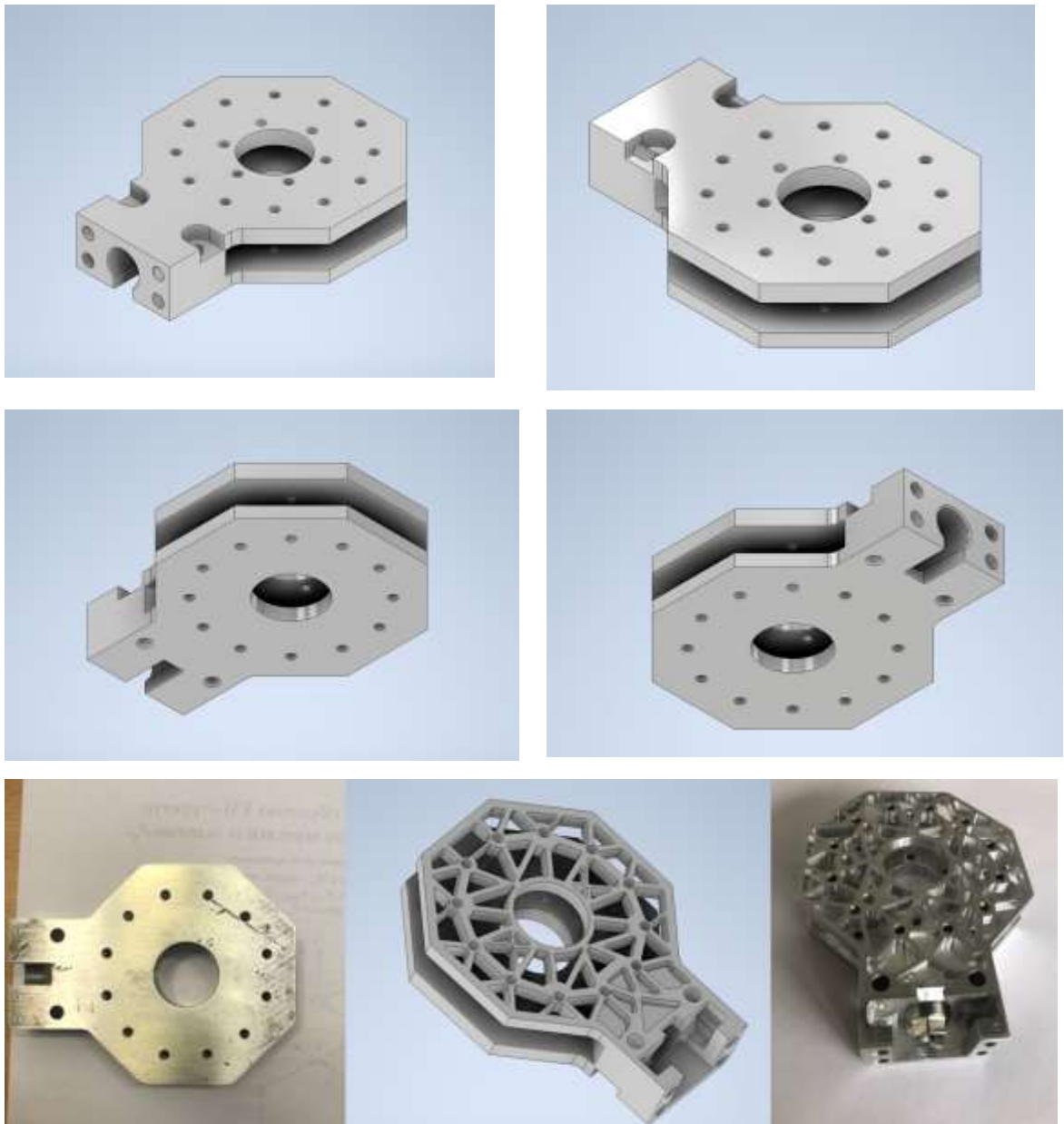
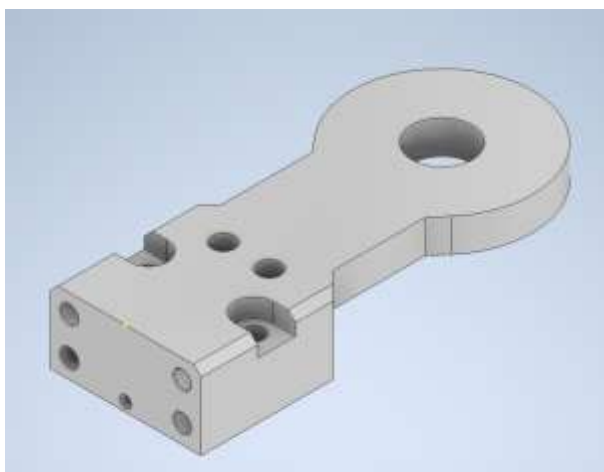
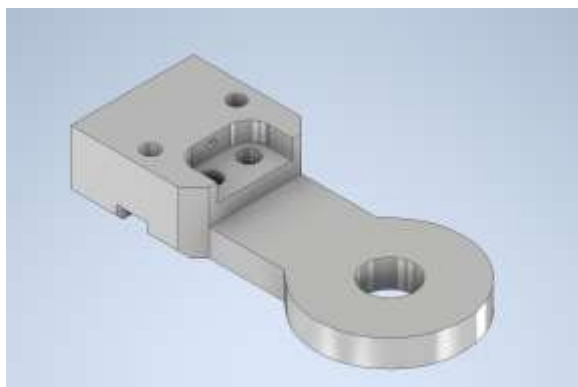


Рисунок 3.9 – а) 3D модель базового важеля, б) полегшення важеля

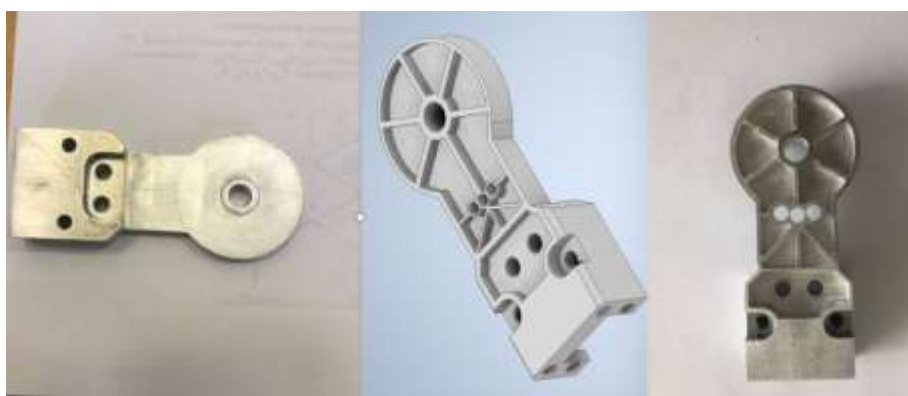
Конструкція важеля (рис. 3.9) виконана на основі листа 20 з матеріалу Д16Т, яка є одним з найпоширеніших алюмінієвих сплавів у машинобудуванні.

Даний матеріал чудово витримує циклічні навантаження, а це є важливим для рухомих частин. Такий матеріал був вибраний через низьку вагу та задовільні характеристики.

Також, з цього матеріалу був виготовлений Кронштейн (рис. 3.10)



а



Б

Рисунок 3.10 – а) 3D модель базового кронштейна; б) полегшення кронштейну

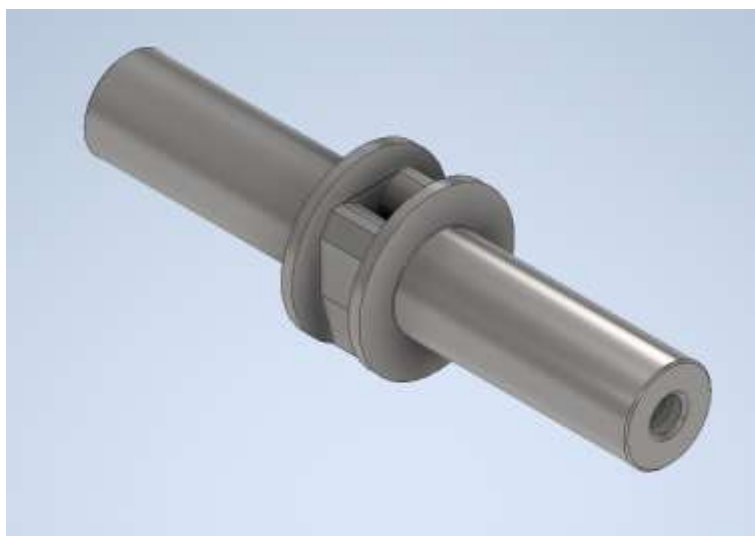


Рисунок 3.11 – 3D модель осі

Вісь(рис.3.11) виготовлена з сталі 40Х, у кількості трьох екземплярів, за допомогою токарного станка, а також за допомогою електро-ерозійного верстату Sodick.

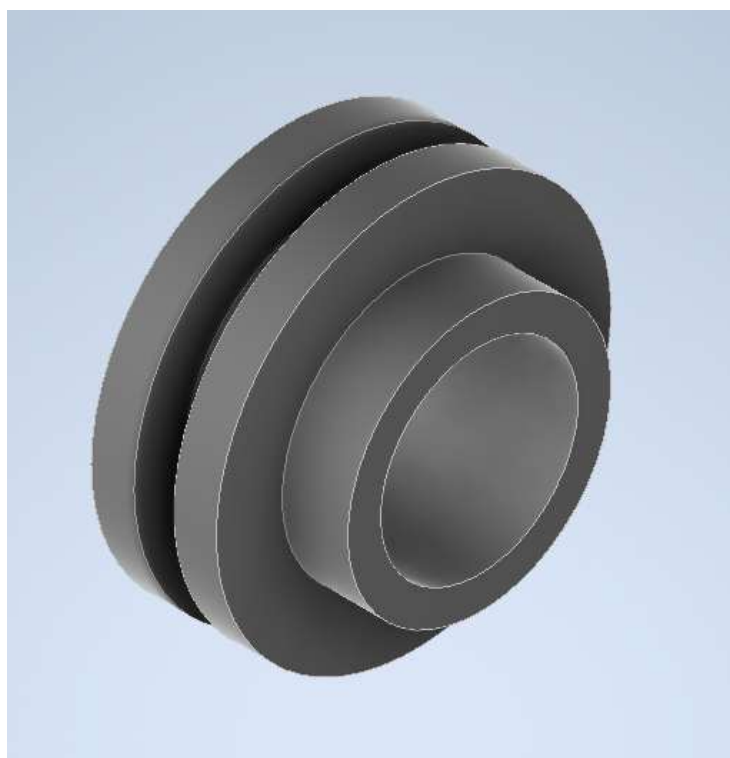


Рисунок 3.12 – 3D модель ролика

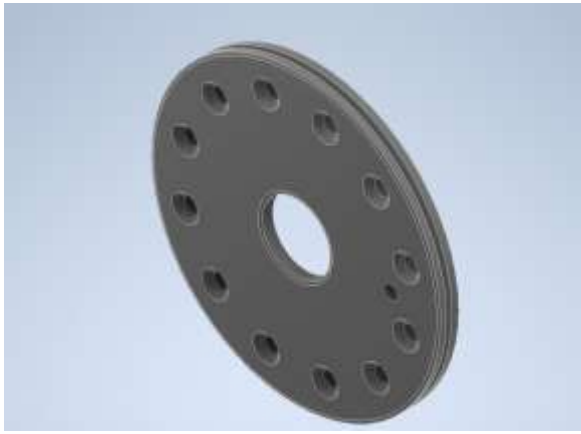


Рисунок 3.13 – 3D модель шківа

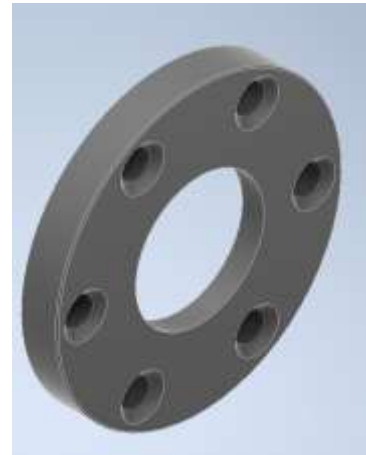


Рисунок 3.14 – 3D модель кришки

Шків (рис.3.13), а також кришка(рис. 3.14) застосовуються для прижимання підшипників в середині конструкції, виготовлені з текстоліту.

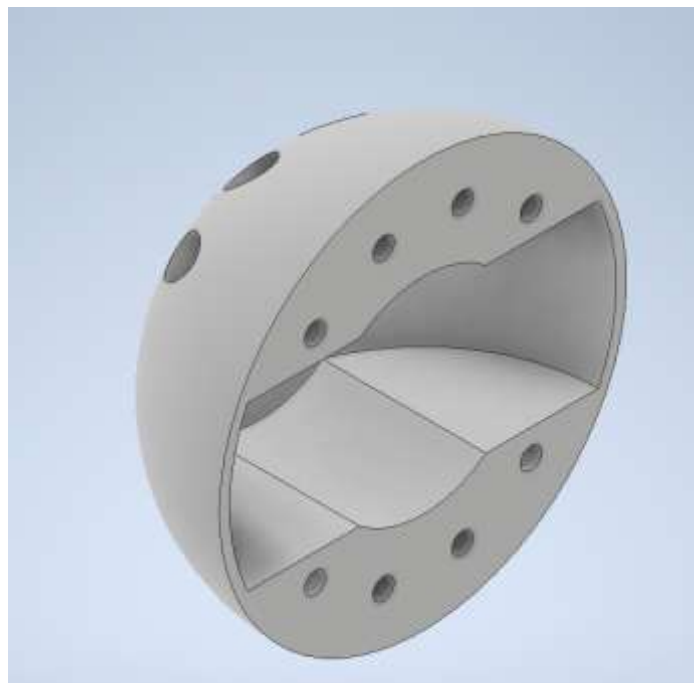


Рисунок 3.15 - 3D модель кожуха

Кожух (рис. 3.15) виготовляється за допомогою FDM друку, використовуючи ABS матеріал. Дана частина конструкції створена задля закриття механізму від навколишнього середовища, щоб не пошкодити тросову систему і мінімізувати забруднення.



Рисунок 3.16 – 3D модель штифта

Штифт (рис. 3.16) виготовлений зі сталі, для фіксації роликів, які призначені для якісної роботи шпренгельної системи шарніру.

3.3 Розрахунок напружено-деформованого стану шарнірів

ОЦІНКА НЕРІВНОМІРНОСТІ ОБЕРТАННЯ КАРДАННИХ ВАЛІВ ПРИ ПОСТІЙНОМУ КУТІ МІЖ ВАЛАМИ .

Карданні передачі застосовуються для силового зв'язку між механізмами, вали яких не співвісні або розташовані під кутом, взаємне положення яких може мінятися в процесі руху. Шарнірні передачі можуть мати один або кілька шарнірів, з'єднаних валами, і проміжної опори.

Такі передачі застосовуються також для приводу допоміжних механізмів.

До шарнірних передач висувають наступні вимоги:

- Передача крутного моменту без створення додаткових навантажень (згинаючих, крутних, вібраційних, осьових);

- Можливість передачі крутного моменту із забезпеченням рівності кутових швидкостей ведучого і веденого валів незалежно від кута між валами;
- Високий КПД;
- Безшумність;
- Кути нахилу карданних шарнірних валів повинні бути по можливості мінімальними, тому що при цьому карданна передача буде працювати з більше високим КПД ;
- Твердість карданної передачі треба вибирати з урахуванням динамічних характеристик;
- Критичні числа оборотів карданної передачі повинні бути вище чисел оборотів максимально можливих за умовами експлуатації.

Карданний шарнір неоднакових кутових швидкостей складається з жорстких деталей: ведучої і веденої вилок, хрестовини, на шипи якої насаджено голчасті підшипники. Крутний момент передається від вилки до вилки через хрестовину. За такої конструкції й рівномірного обертання вилки ведучого вала кутова швидкість веденої вилки змінюватиметься двічі за кожен оберт: збільшуючись і зменшуючись. Тому такий шарнір називають шарніром неоднакових кутових швидкостей.

Щоб усунути нерівномірність обертання веденого вала в карданній передачі, як правило, застосовують два шарніри неоднакових кутових швидкостей, розташованих на кінцях карданного вала. Тоді нерівномірність обертання, що виникає в першому ведучому шарнірі, компенсується нерівномірністю обертання другого шарніра, й ведений вал передачі обертається рівномірно, з кутовою швидкістю ведучого вала. Така карданна передача називається подвійною. Одинарні передачі з одним жорстким карданним шарніром практично не застосовуються.

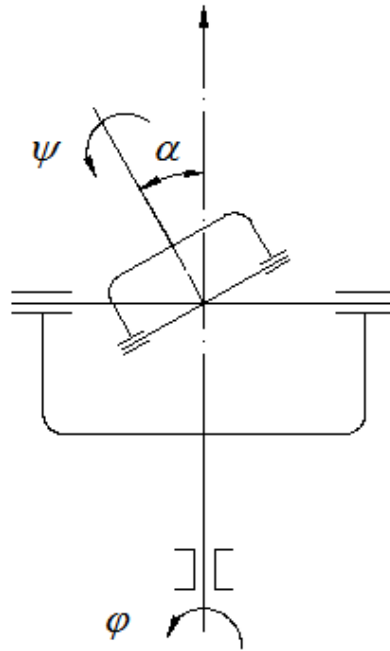


Рисунок 3.17 – Схема карданної передачі

Схематично карданна передача представлена на Рис 3.17

Для карданного шарніра співвідношення між кутами ϕ і ψ (див. рис. 3.17) може бути представлено рівнянням :

$$\operatorname{tg} \phi = \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \alpha ; \quad (3.1)$$

Диференціюючи, одержимо:

$$\frac{d\phi}{\cos^2 \phi} = \frac{d\psi}{\cos^2 \psi} \cos \alpha , \quad (3.2)$$

$$\omega_A = \frac{d\phi}{dt} , \quad \omega_B = \frac{d\psi}{dt}$$

ω_A - кутова швидкість вала А;

ω_B - кутова швидкість вала В.

Відношення $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{d\phi}{d\psi}$, $\frac{d\phi}{d\psi} = \frac{\cos^2 \phi \cdot \cos \alpha}{\cos^2 \psi}$ у той же час .

Представимо

$$\cos^2 \psi = \frac{\cos^2 \phi}{\cos^2 \phi + \sin^2 \phi} = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \psi} \quad (3.3)$$

Помножимо праву частину на $\cos^2 \alpha$ тоді

$$\cos^2 \psi = \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \alpha + \tan^2 \varphi}$$

звідси одержимо:

$$\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{\sin^2 \phi + \cos^2 \phi \cos^2 \alpha}{\cos^2 \alpha} \quad (3.4)$$

Звідси випливає, що $\omega_A = \omega_B$ тільки тоді коли $\alpha = 0$, у загальному випадку $\alpha \neq 0$, тобто при рівномірній швидкості обертання вала А вал В буде обертатися нерівномірно.

Величина різниці між значеннями й залежить від кута між валами.

Задаючись кутом повороту вала А, можна оцінити нерівномірність обертання вала В при постійному куті між валами.

Побудуємо графік коливань кутової швидкості карданного вала В залежно від повороту вала А и кута α .

Розглянемо декілька варіантів.

1) варіант

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \omega_1(t)dt \\ \alpha &= 0; \end{aligned} \quad (3.5)$$

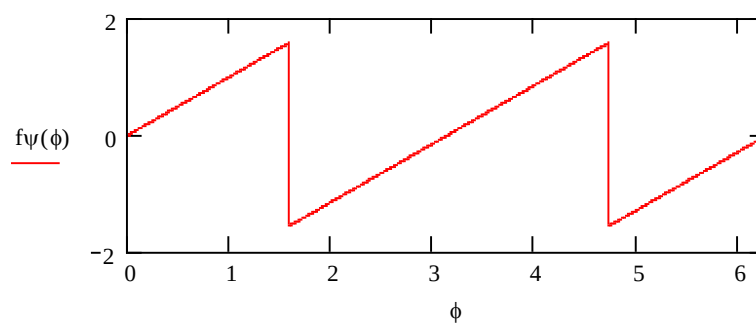


Рисунок 3.18 – Функція положення шарнірного механізму

$$\begin{aligned} \alpha &= 60 \frac{\pi}{180} \\ f\psi(\varphi) &= \operatorname{atan} \left(\frac{\tan(\varphi)}{\cos(\alpha)} \right) \end{aligned}$$

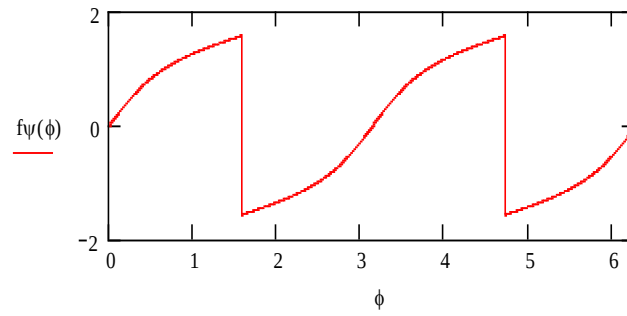


Рисунок 3.19 – Графік передавального відношення просторового шарніра

$$\alpha = 10 \frac{\pi}{180}$$

$$f\omega(\varphi) = \frac{\sin(\varphi)^2 + \cos(\varphi)^2 \cdot \cos(\alpha)^2}{\cos(\alpha)^2}$$

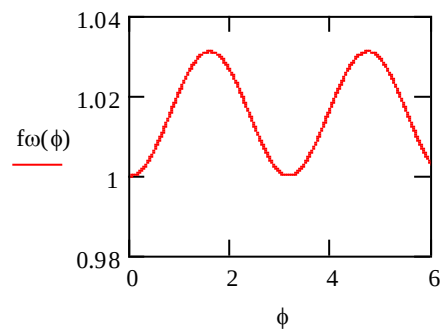


Рисунок 3.20 – Передавальна функція швидкості карданного вузла маніпулятора

$$f\omega(\varphi) = \frac{\sin(\varphi)^2 + \cos(\varphi)^2 \cdot \cos(\alpha)^2}{\cos(\alpha)^2}$$

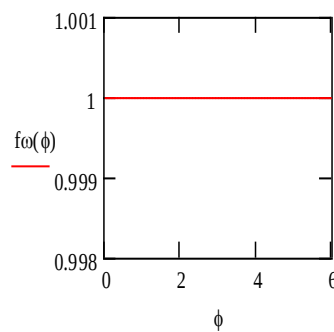


Рисунок 3.21 – Стабілізація кутової швидкості в приводі

$$\phi_2 = \int_0^t \omega_2(t) dt; \quad (3.6)$$

$$\operatorname{tg} \phi = \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \alpha \quad (3.7)$$

$$\int \operatorname{tg} \phi \cdot d\phi = \int (\operatorname{tg} \psi \cdot \cos \alpha) \cdot d\psi; \quad (3.8)$$

$$\int \frac{\sin \phi}{\cos \phi} \cdot d\phi = \int \left(\frac{\sin \psi}{\cos \psi} \cos \alpha \right) \cdot d\psi; \quad (3.9)$$

$$\int -\frac{1}{\cos \phi} \cdot d \cos \phi = \int \left(-\frac{1}{\cos \psi} \cos \alpha \right) \cdot d \cos \psi \quad (3.10)$$

$$\ln |\cos \phi| = \ln |\cos \psi| \cdot \cos \alpha \quad (3.11)$$

$$\ln |\cos \psi| = \frac{\ln |\cos \phi|}{\cos \alpha} \quad (3.12)$$

$$\psi = \arccos \left(e^{\frac{\ln |\cos \phi|}{\cos \alpha}} \right) \quad (3.13)$$

$$\alpha = 0$$

$$f\omega(\phi) = a \cos \left(e^{\ln \left(\frac{\cos(\phi)}{\cos(\alpha)} \right)} \right)$$

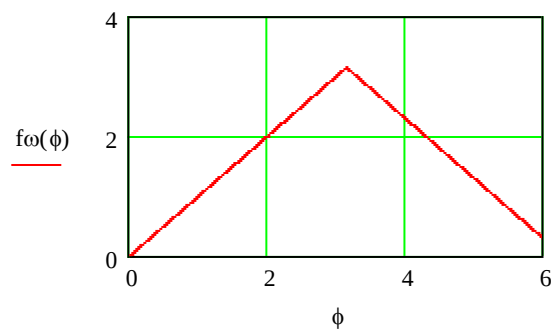


Рисунок 3.22 – Графік трикутного закону швидкості для плавного реверсу

$$\alpha = 10 \frac{\pi}{180}$$

$$\varphi = 0, 0.1 \dots 2\pi$$

$$f\omega(\varphi) = a \cos \left(e^{\ln \left(\frac{\cos(\varphi)}{\cos(\alpha)} \right)} \right)$$

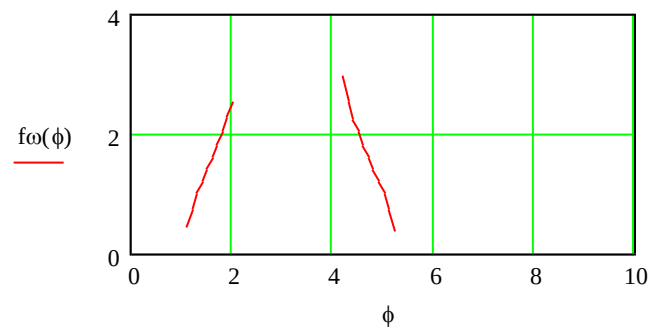


Рисунок 3.23 – Аналіз зон обмеження кінематичних параметрів шарніра

$$\alpha = 10 \frac{\pi}{180}$$

$$\varphi = 0, 0.1 \dots 2\pi$$

$$f\omega(\varphi) = a \cos \left(e^{\ln \left(\frac{\cos(\varphi)}{\cos(\alpha)} \right)} \right)$$

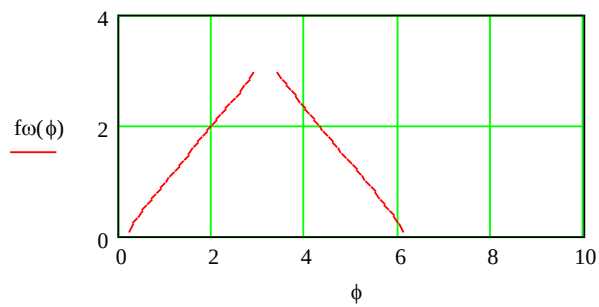


Рисунок 3.24 – Кінематична крива реверсивного руху

YZ- 15.2 МПа.

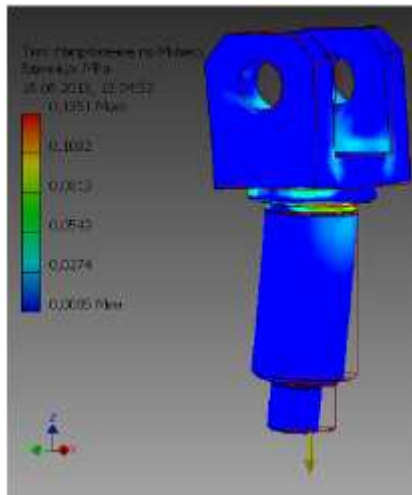


Рисунок 3.25 – Напруження по Мізесу

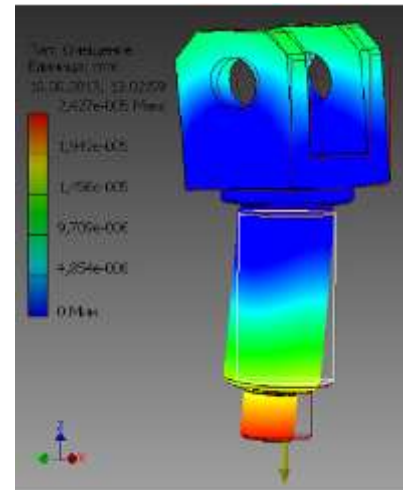
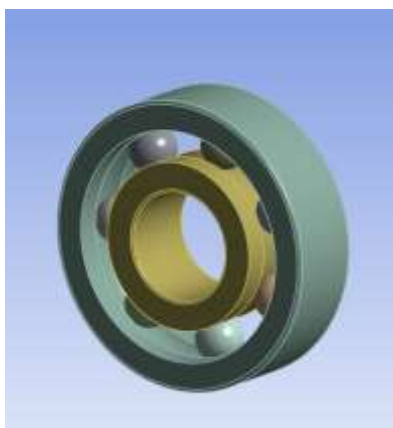
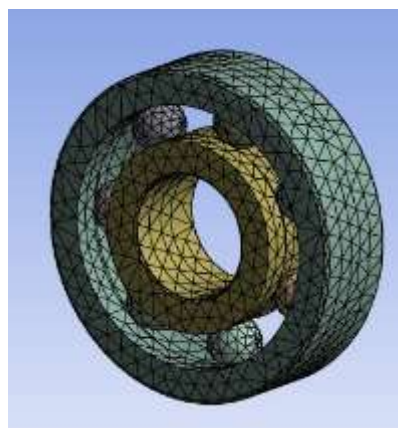


Рисунок 3.26 – Зміщення

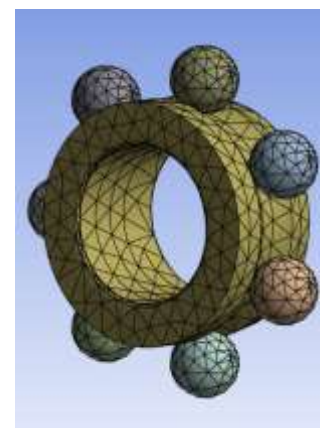
Для початку виконання роботи, було створено 3D модель в програмі Autodesk Inventor, після чого імпортовано у формат STEP, задля можливості розрахунку моделі. На представлених зображеннях(рис 5.1) показано процес підготовки геометрії та створення скінченно-елементної сітки для моделі радіального кулькового підшипника у програмному комплексі Ansys:



а



б



в

Рисунок 3.27 – а) це вихідна 3D-модель до накладання сітки; б) процес дискретизації (Meshing); в) демонстрація внутрішньої частини моделі

Зображення (рис.3.27 а), демонструє ідеально гладкі поверхні, які є характерними для етапу імпорту геометрії. Після цього було використано тетраедричну сітку(рис.3 27, б), яка ідеально підходить для побудови складних геометрій, як кульки підшипника та жолоба. Сітка є достатньо деталізованою, адже в місцях дотику кульок із доріжками кочення виникатимуть високі напруження (контактні напруження Герца). Сітка покриває всі елементи одночасно, що дозволяє програмі розраховувати взаємодію між ними як єдину систему. На рисунку 3.27 в, приховано зовнішнє кільце, щоб продемонструвати внутрішню частину моделі. Кожна кулька розбита на велику кількість дрібних тетраедрів для точнішої передачі їхньої сферичної форми. Дане зображення показує, налаштування контактних пар між кульками та внутрішнім кільцем є правильними.

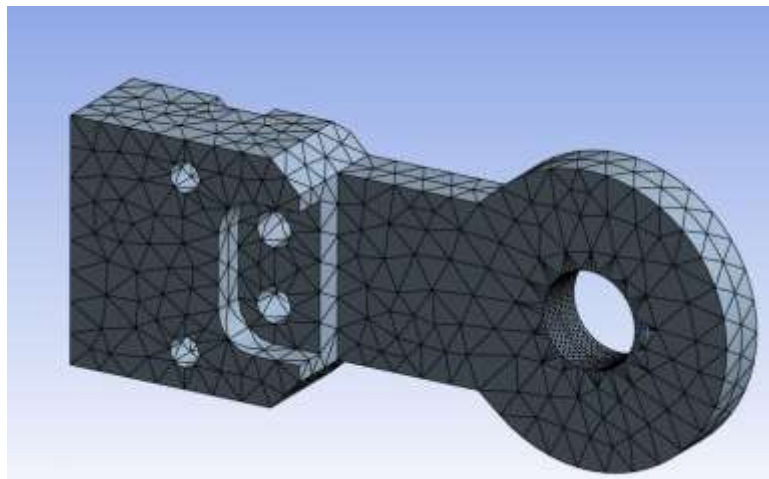


Рисунок 3.28 – Скінченно-елементна модель кронштейну

Дана побудова сітки (рис 3.28), показує розбиття моделі на сітку тетраедрів, а також згущення цієї сітки на внутрішній поверхні посадки на вісь. Така маніпуляція виконана задля точнішого обчислення градієнтів напружень у зонах контакту. Дана дія дає нам з'ясувати яке максимальне навантаження витримає отвір у вушку не виникне тріщин біля кріпильних отворів зліва, Який коефіцієнт запасу міцності має конструкція при заданих матеріалах.

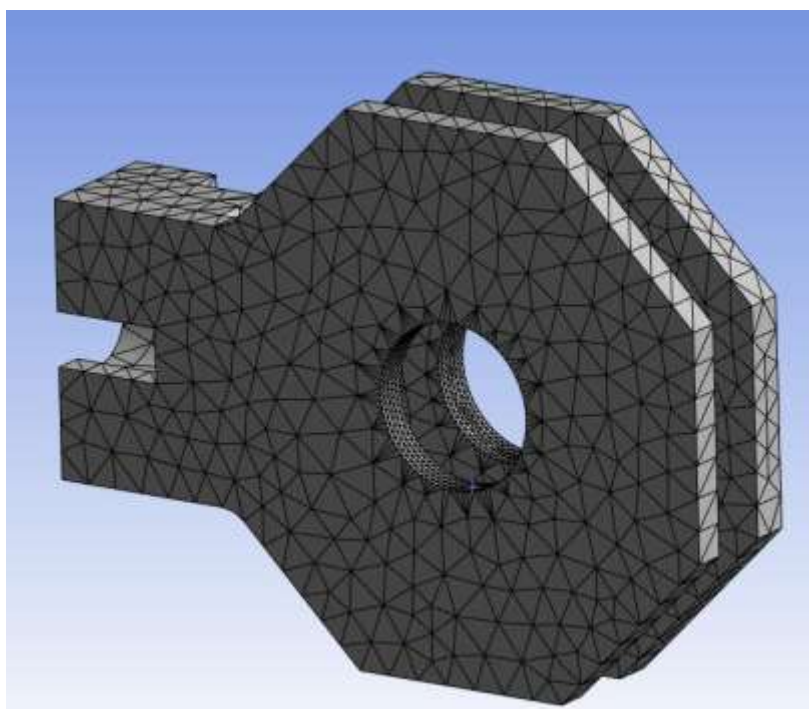


Рисунок 3.29 – Скінченно-елементна модель важеля

Рисунок 3.29 показує виконання тих самих дій, що й і в попередньому, щоб максимально точно розрахувати контактний тиск від осі, яка буде тиснути на ці стінки.

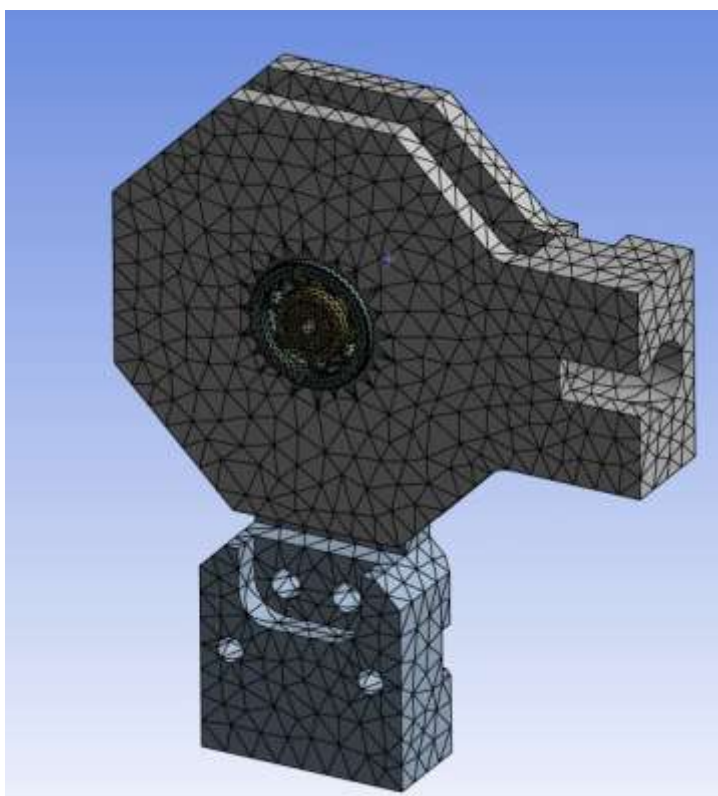


Рисунок 3.30 – Шарнір з накладеною скінченно-елементною сіткою

Outline of Schematic A2: Engineering Data

	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Materials				
3	Aluminum Alloy				General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
4	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section II, Div 2, Table 5-110.1
5	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 1: Aluminum Alloy

	A	B	C	D	E
	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	2770	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
13	S-N Curve	Tabular			
16	Tensile Yield Strength	2.8E+08	Pa		
17	Compressive Yield Strength	2.8E+08	Pa		
18	Tensile Ultimate Strength	3.1E+08	Pa		
19	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		
20	Isotropic Thermal Conductivity	Tabular			
23	Specific Heat Constant Pressure, C _p	875	J kg ⁻¹ C ⁻¹		
24	Isotropic Relative Permeability	1			
25	Isotropic Reactivity	Tabular			

Рисунок 3.31 – Інтерфейс модуля Engineering Data в Ansys Workbench

В даному проекті(рис. 3.31) задані матеріали для деталей, які наведені вище, створено задля задання густини, пружності, границі текучості матеріалу, які є ключовими, при розрахунку моделі. Оскільки вказані границі міцності, після запуску розрахунку Ansys автоматично підсвітить червоним зони, де деталь може зламатися, розрахувавши Safety Factor.

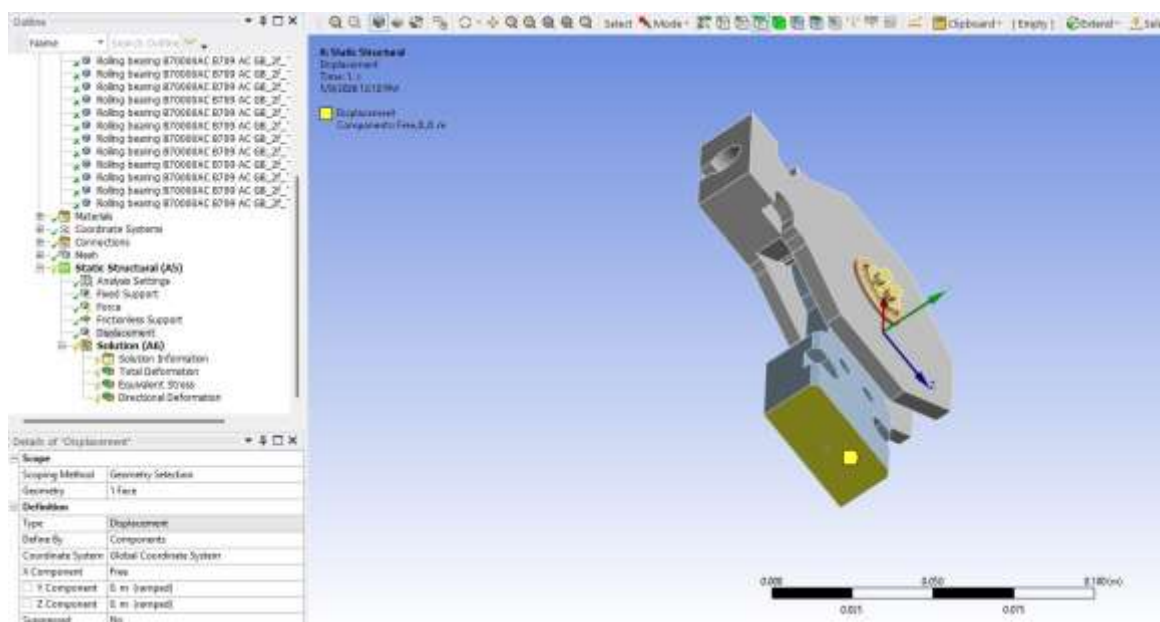


Рисунок 3.32 – Прикладання граничних умов

У графічному вікні(рис. 3.32) зображено усі деталі, які описано раніше, зібраними в єдиний вузол, а також вісь, яка фіксує усі елементи. Дана модель є дзеркальною, тобто, інша половина моделі відцентрована, але не зображена.

У дереві під розділом Static Structural (A5) задано основні параметри середовища. Жорстке закріплення однієї з граней кронштейнів зафіксована в просторі, щоб модель не летіла у нескінченність при прикладанні сили. Прикладене зовнішнє навантаження, для деформації системи, Frictionless Support використовується для обмеження руху поверхонь, дозволяючи їм ковзати, але не відриватися або не проникати всередину опори.

Налаштування зміщення дають вільно рухатися вздовж осі X, а по осях Y та Z, змусивши її рухатися лише по прямій.

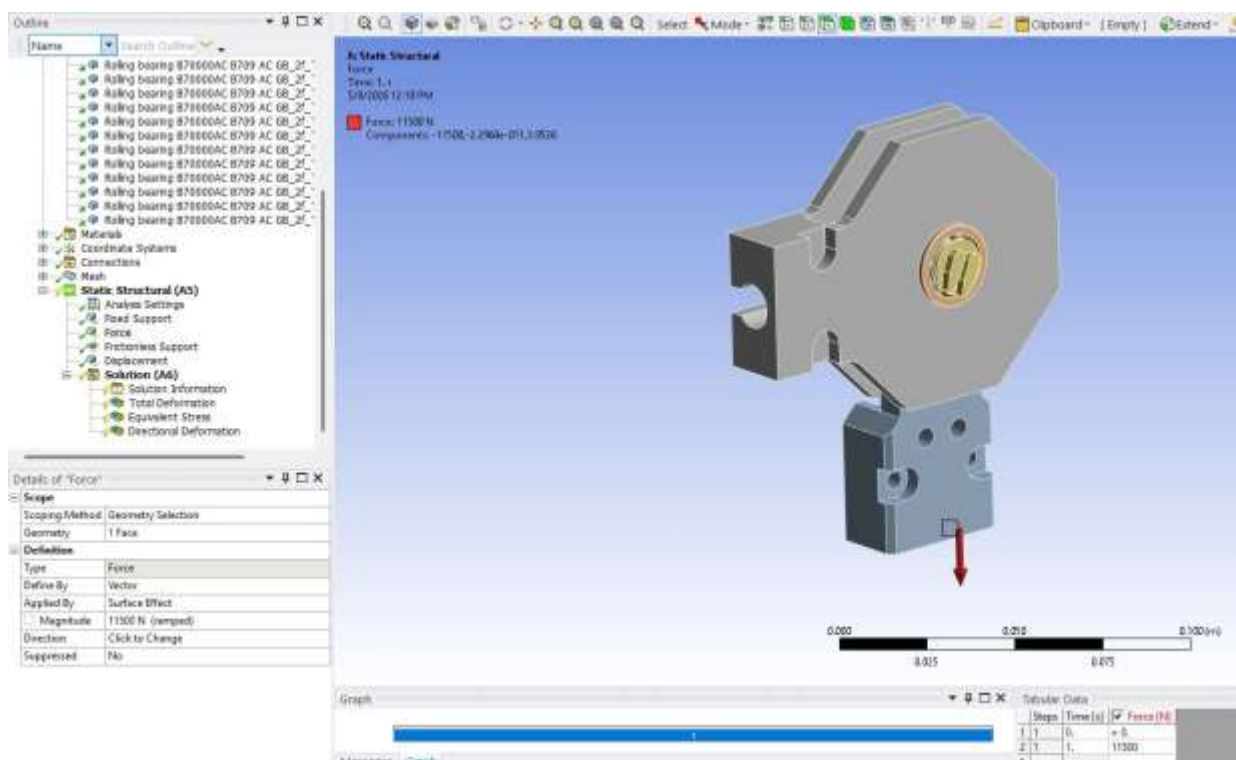
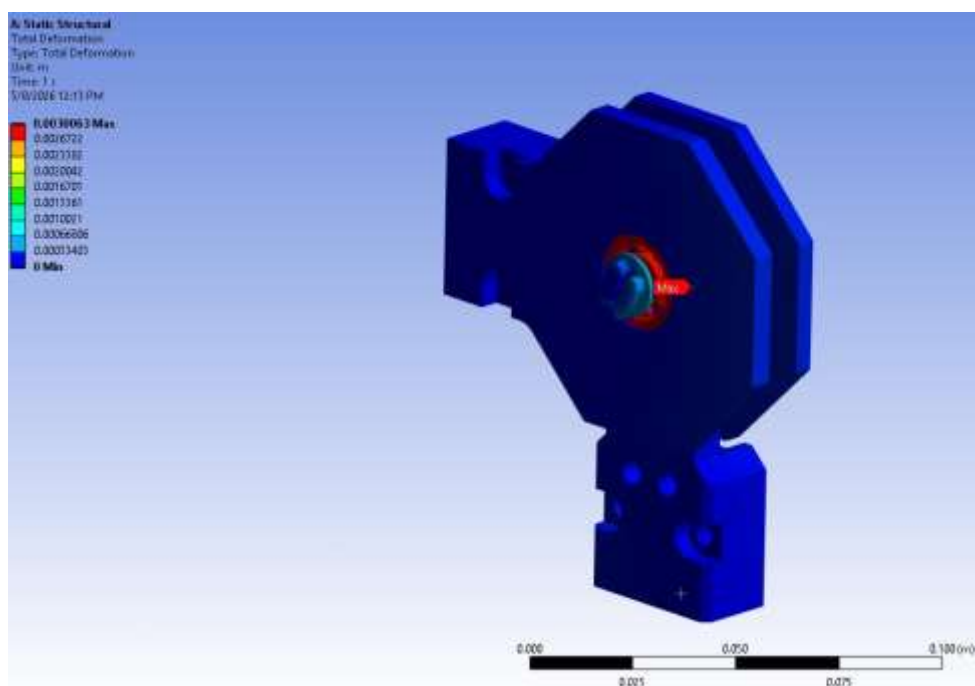
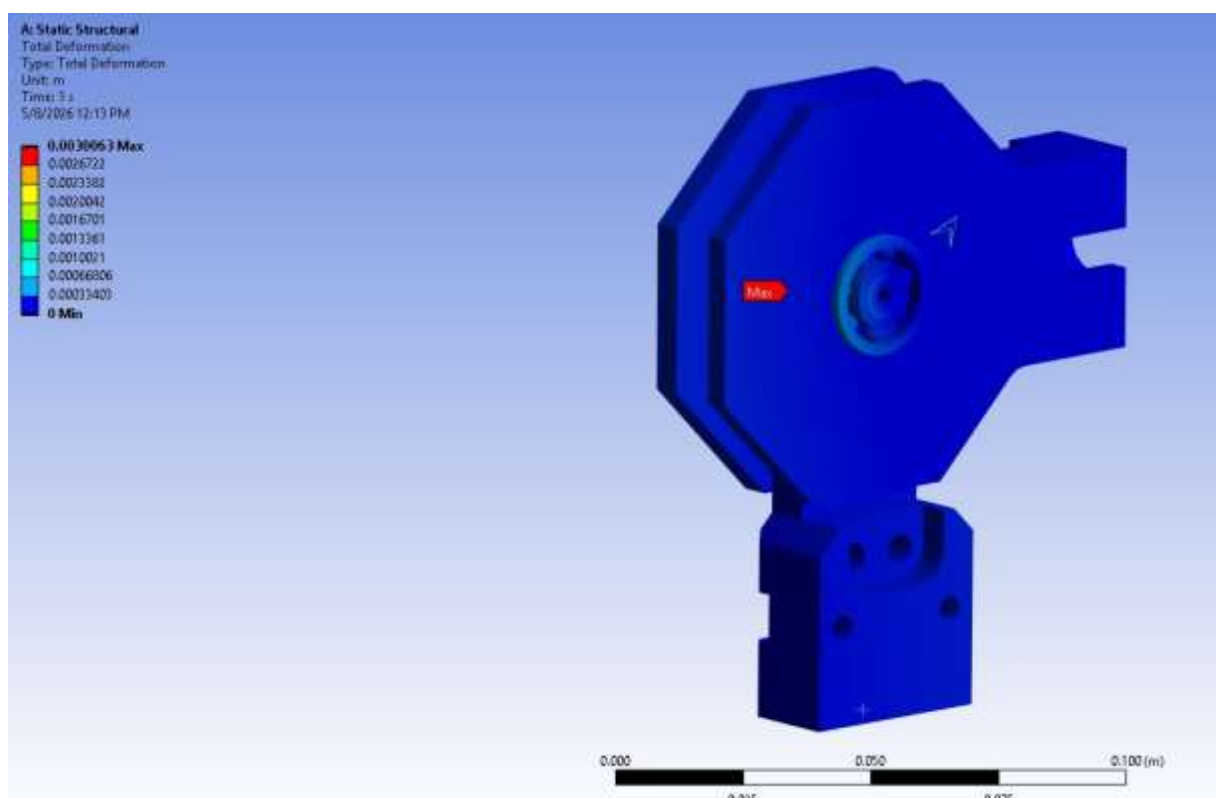


Рисунок 3.33 – Прикладання зовнішньої сили (Force) до нижнього кронштейна вузла

У нижній лівій таблиці (рис 3.33)вказані точні характеристики навантаження: Magnitude – 11500 Н(1.17 тонни). Силу прикладено до однієї грані (1 Face) на нижній частині деталі.



а



б

Рисунок 3.34 – Карта сумарних деформацій

Карта сумарних деформацій (рис 3.34 а, б) дає нам зображення як саме вузол змінив свою форму під дією прикладеної сили в 11500 Н.

Максимальна деформація становить приблизно 0.003 метра, що є логічним, адже Максимальне зміщення спостерігається безпосередньо у вузлі підшипника та центральної осі, оскільки саме на вісь передається все навантаження від нижнього кронштейна. Колір плавно змінюється від синього до блакитного та зеленого в міру наближення до точки прикладання сили. Хоча до кронштейну прикладена сила, він забарвлений переважно в синій/блакитний кольори (0.6 – 1 мм). Це вказує на те, що сама деталь досить жорстка, а основний прогин або люфт конструкції відбувається саме в шарнірному з'єднанні. На зображенні продемонстровано невеликий перекіс, сила тягне конструкцію вниз і трохи вбік (як ми бачили за компонентами вектора сили), що спричиняє деформацію підшипникового вузла.⁷

Зазвичай Ansys автоматично збільшує масштаб деформацій наприклад, у 10 чи 100 разів, щоб користувач міг візуально оцінити характер вигину. Насправді зміщення у 3 мм для такого масивного вузла є відчутним, але не критичним для металевих конструкцій такого розміру.

На зображенні(рис. 3.34 б) видно той самий результат Total Deformation, але з іншого ракурсу, що дозволяє краще розгледіти стан підшипникового вузла під навантаженням. На відміну від попереднього зображення, чітко видно внутрішню структуру шарніра. Основна деформація, перехід кольору від синього до бірюзового, зосереджена саме на кульках та внутрішньому кільці підшипника.

За таких розмірів шарніра, деформація у 3 мм є досить значною. Це свідчить, що вузол має певну піддатливість яка може бути зумовлена або властивостями алюмінієвого сплаву, або обраними параметрами контактів.

Важіль залишається темно-синім. Це означає, що він практично не деформується.

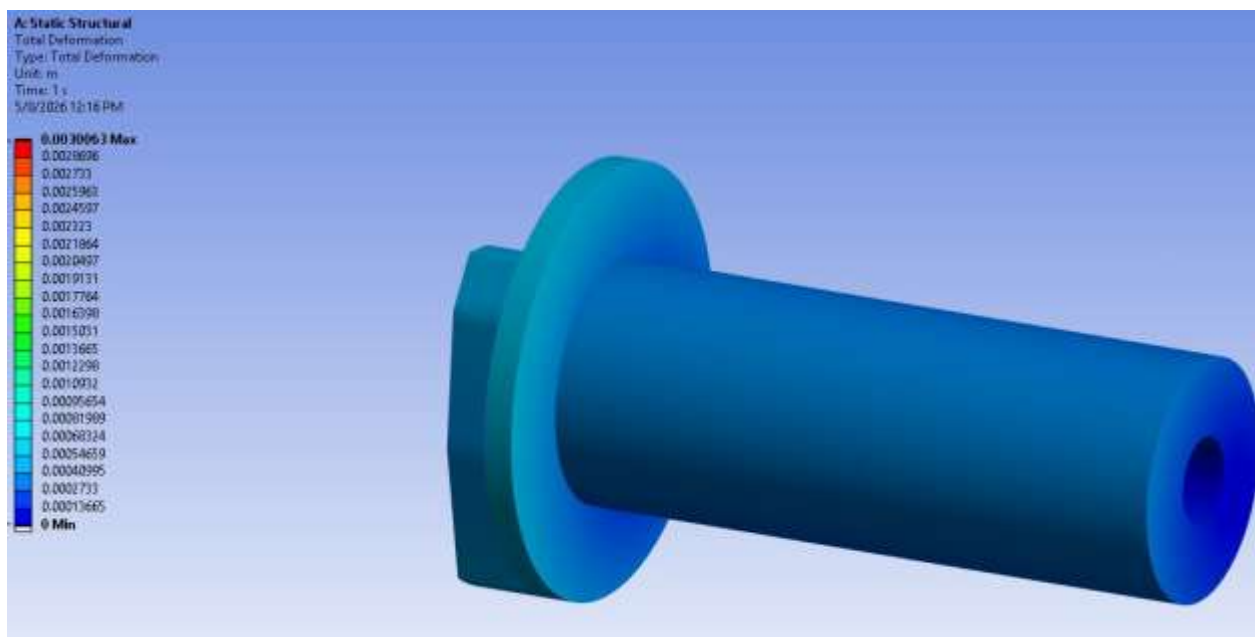


Рисунок 3.35 – Розрахунок сумарної деформації центральної осі шарніра

Вісь(рис. 3.35) забарвлена у різні відтінки синього та блакитного. Хоча на шкалі все ще відображається максимум 0.003 м (що відповідає загальному максимуму всієї збірки), сама вісь деформується менше, приблизно на 0.001-0.0015м. Більш яскраві кольори в центральній частині та біля фланця вказують на те, що вісь працює на вигин під дією сили, що передається через підшипник.

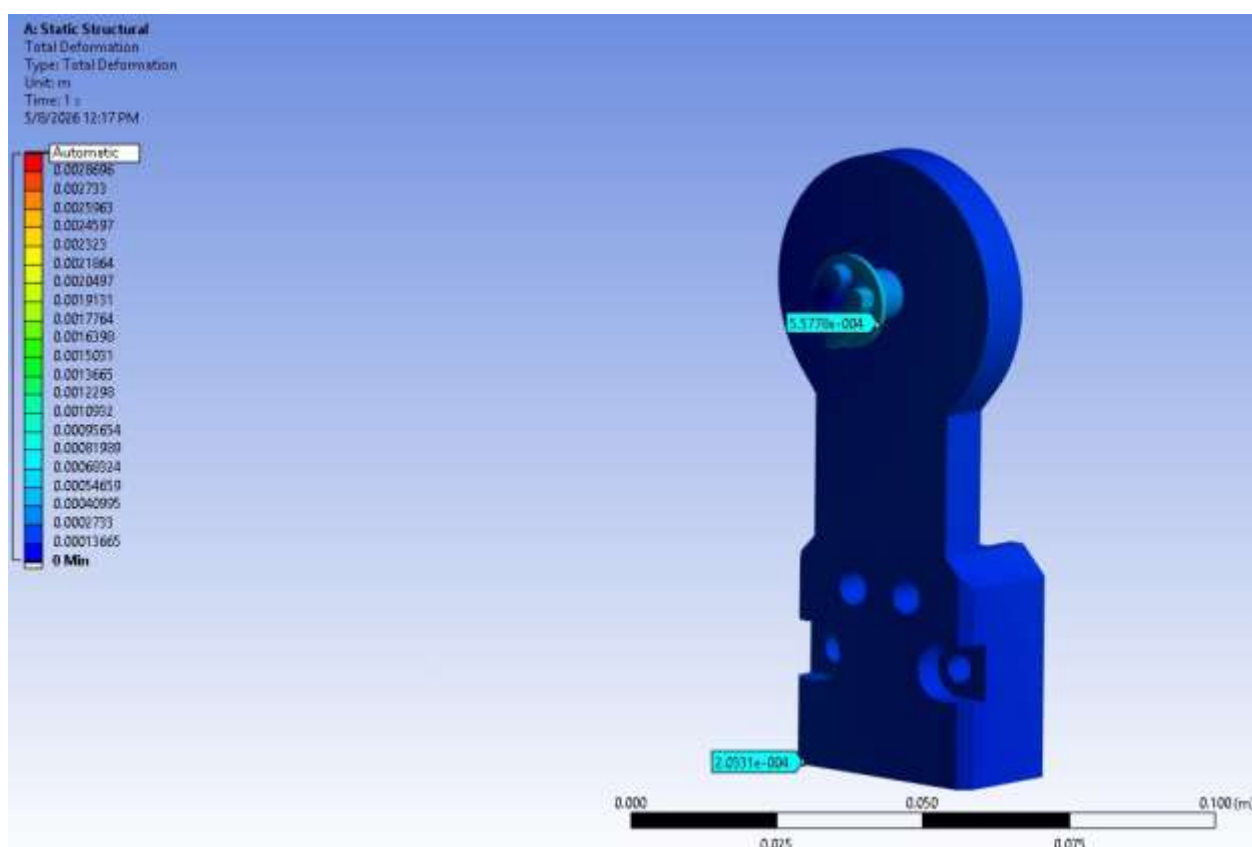


Рисунок 3.36 – Деформація кронштейна

На рис. 3.36 зображено кронштейн, який повноцінно забарвлений у синій колір, основне тіло кронштейна має високу жорсткість. Проте, у зоні шарніра Значення становить $5.5778 \cdot 10^{-4}$ м (приблизно 0.56 мм). Це зміщення осі відносно початкового положення всередині вушка.

Основна частина загальної деформації припадає не на цей кронштейн, а на підшипник та вісь. Сам кронштейн деформується лише на 1/6 від загального показника системи.

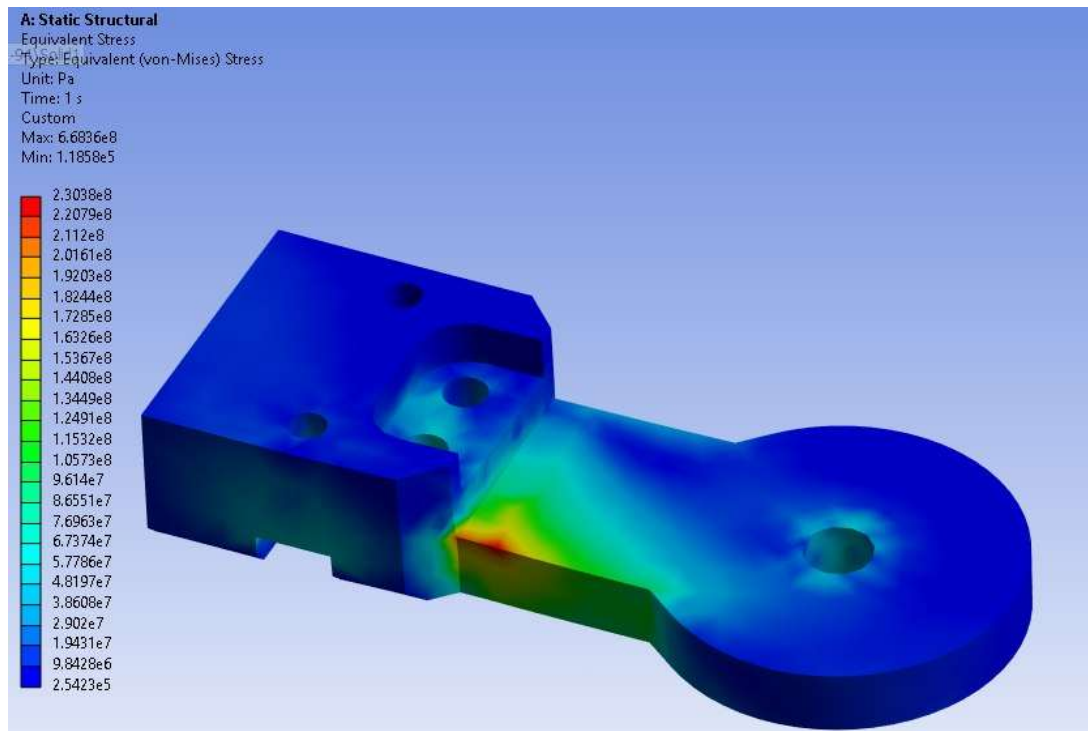


Рисунок 3.37 – Розрахунок еквівалентних напружень по Мізесу

Максимальне напруження(рис. 3.37) – $6,6836 \cdot 10^8$ Па. У вкладці Engineering Data задано, що для алюмінієвого сплаву границя текучості становить 280 МПа, а границя міцності 310 МПа. Максимальне напруження більш ніж удвічі перевищує міцність матеріалу. У реальних умовах цей кронштейн просто розірветься або зазнає значних пластичних деформацій у зоні червоної плями.

Червона зона розташована на внутрішньому куті переходу від масивної основи до вузької частини кронштейна. Це класичний випадок концентрації напружень у місцях різкої зміни геометрії.

Зелено-жовта зона – поширюється вздовж ребра кронштейна, що вказує на те, що ця частина працює на інтенсивний вигин.

Зона отвору – основний удар на себе бере перехідна зона корпусу, а не саме вушко.

Для вирішення таких проблем потрібно збільшити радіус заокруглення, при плавнішому переході від основи до шийки, навантаження різко впадуть.

Також, можна змінити товщину, перешийка допоможе розподілити навантаження на площу.

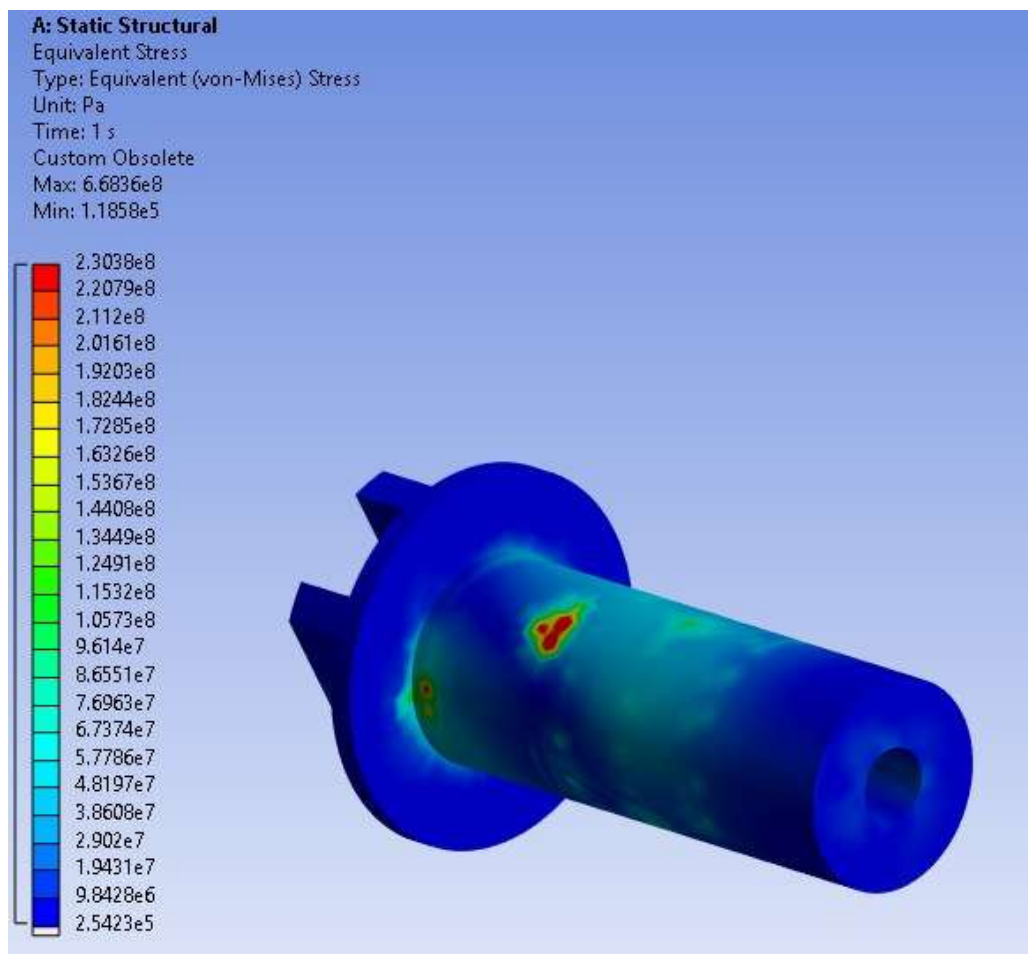


Рисунок 3.38 – Еквівалентні напруження для осі шарніра

Найбільші напруження (рис 3.38) виникають у зонах контакту з тілами кочення, а максимум на шкалі становить 668.36 МПа. На самій осі, де напруження перевищують 230 МПа.

Контактні напруження: у зонах з червоними зонами навантаження передається дискретно через кульки підшипника.

Більша частина тіла осі залишається синьою що свідчить про те, що матеріал всередині майже не навантажений. Це підтверджує доцільність використання порожнистої конструкції.

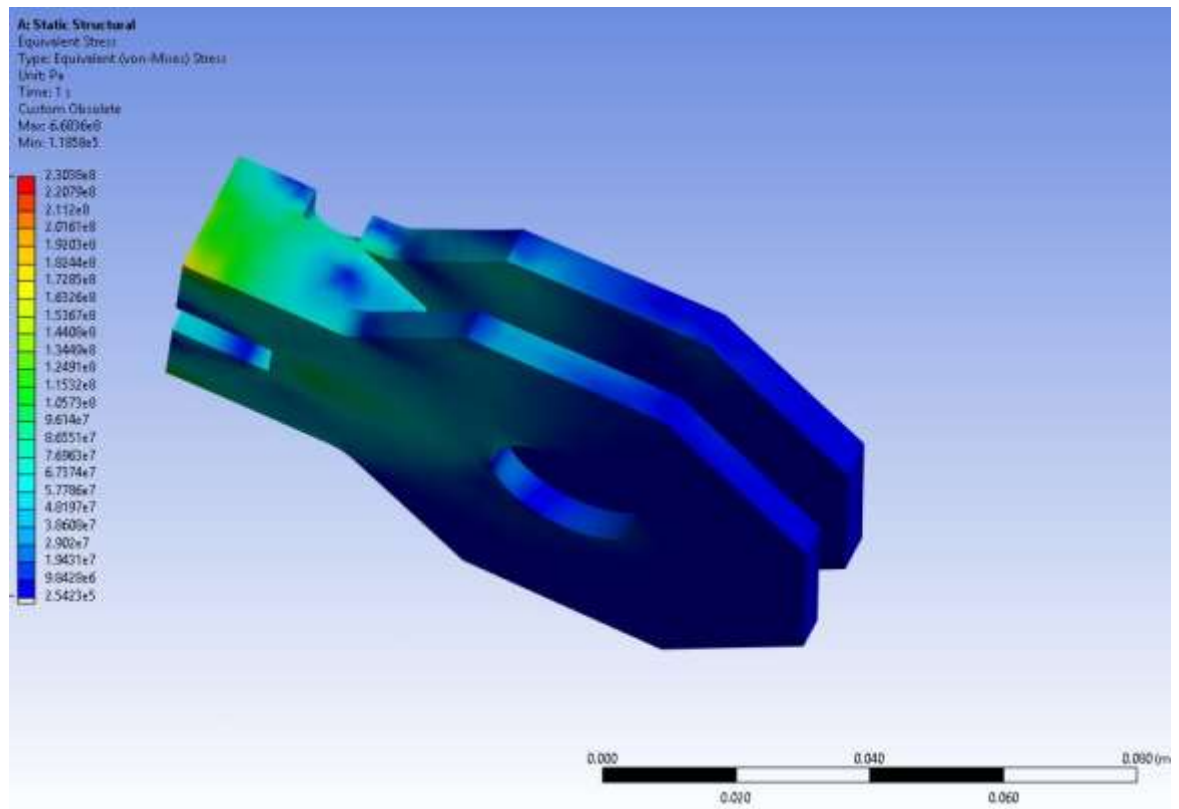


Рисунок 3.39 – Еквівалентних напружень по Мізесу важеля

Цей результат дозволяє порівняти навантаженість усіх частин шарніра і зробити остаточний висновок.

Близько 70% важеля синього кольору, що свідчить про мінімальні напруження, проте в інших зонах жовто-голубого кольору, напруження сягають 96 – 124 МПа. Такі напруження є безпечними і даний шарнір є стійким.

Висновок: Проведений інженерний аналіз у середовищі Ansys дозволив детально дослідити поведінку шарнірного вузла під значним механічним навантаженням, пройшовши шлях від побудови складної скінченно-елементної сітки до інтерпретації результатів міцності. На початкових етапах була створена деталізована математична модель, де особлива увага приділялася зоні підшипника: там сітку було максимально ущільнено для точного розрахунку контактної взаємодії між кульками та доріжками кочення. Використання алюмінієвого сплаву як основного матеріалу в поєднанні з прикладеною силою в одинадцять з половиною кілоньютонів виявило серйозні

недоліки в конструкції центрального кронштейна. Розрахунок показав, що максимальні еквівалентні напруження сягають майже шестисот сімдесяти мегапаскалів, що критично перевищує межу текучості обраного металу.

Аналіз сумарних деформацій продемонстрував, що під вагою понад тонну вузол зміщується на три міліметри, причому основна частина цього прогину зосереджена саме в шарнірному з'єднанні та на центральній осі. Найбільш тривожним результатом став отриманий коефіцієнт запасу міцності, який склав лише нуль цілих сорок дві сотих. Це число прямо вказує на те, що за таких умов деталь неминуче зруйнується, оскільки діючі напруження у два з половиною рази вищі за ті, які може витримати матеріал.

Таким чином, віртуальне випробування підтвердило, що поточна геометрія кронштейна з його різкими переходами та обраний алюмінієвий сплав не підходять для надійної експлуатації механізму. Головним висновком процесу є необхідність термінової модернізації вузла: для досягнення безпечного рівня міцності потрібно або замінити алюміній на високоміцну сталь, або суттєво змінити форму кронштейна, додавши плавні скруглення в зонах концентрації напружень. Цей цикл моделювання став ключовим інструментом, який дозволив попередити фізичне руйнування реального виробу ще на етапі його проектування.

3.4 Методика нелінійних гістерезисних випробувань

Для проведення дослідження використана дана методика: Проводиться навантаження комплексу у необхідній точці із одночасним виміром переміщення даної точки. Для навантаження використовується механічний гвинтовий пристрій, об'єднаний із двостороннім кільцевим динамометром (рис. 3.40).

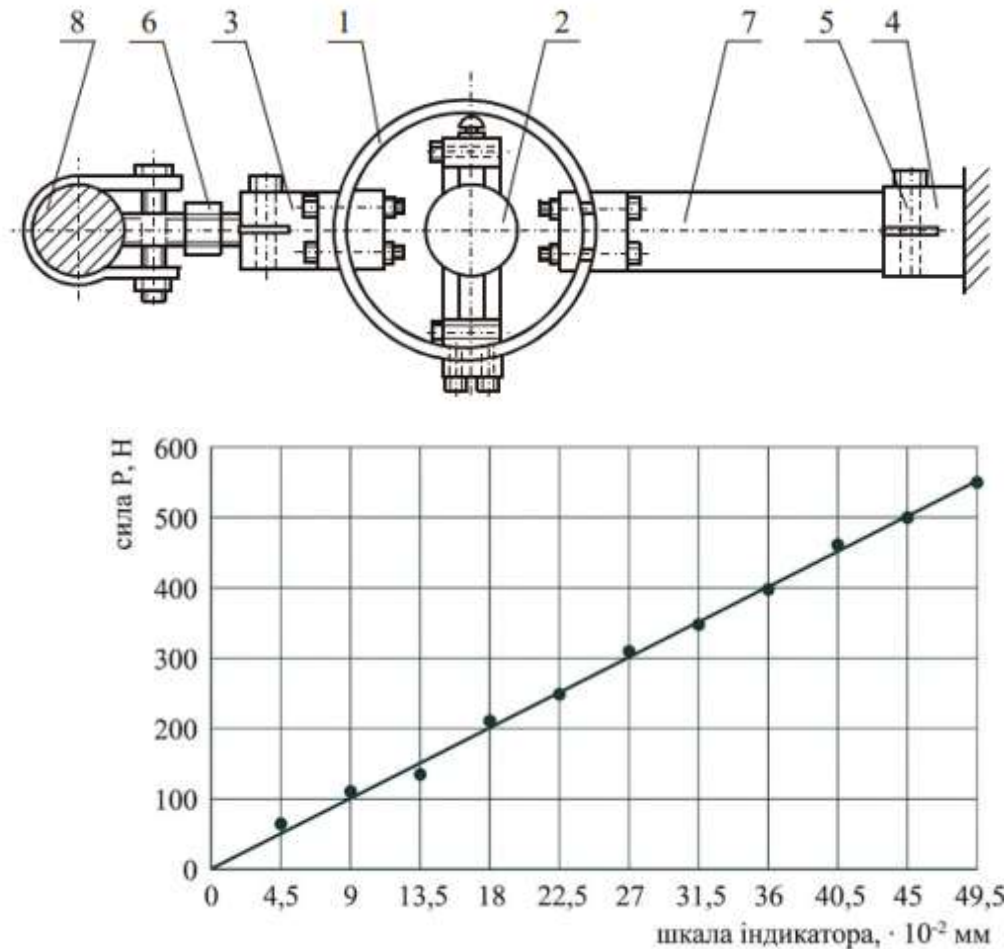


Рисунок 3.40 – Схема пристрою для створення і виміру циклічних знакозмінних навантажень на пружну систему комплексу (а) і тарувальний графік динамометра (б): 1- кільцева пружина; 2- індикатор; 3- безлюфтова гайка; 4-кронштейн; 5-гвинт; 6-різьбова тяга; 7-стрижень; 8-деталь комплексу

В даному пристрої присутня різьбова тяга 6 з правою та лівою різзю для навантаження системи. Розрізні гайки гвинта 3 компенсують люфти з різьбових з'єднань.

Зусилля, яке створюється гвинтом, реєструється кільцевим динамометром, який має кільцеву пружину 1, а також індикатор 2 з ціною поділки 0,01 мм, для вимірів деформацій кільцевої пружини. Виміри переміщення об'єкту дослідження здійснюються за допомогою індикаторів з ціною поділи 0,001мм.

Навантажений пристрій забезпечує змінне навантаження комплексу в межах циклів з діапазоном навантаження $-1\text{ кН} \dots 1\text{ кН}$ ($\pm 100\text{ кгс}$).

Для визначення гістерезисних характеристик проводиться циклічне покрокове навантаження комплексу з вимірюванням його переміщень у відповідному напрямку. Навантаження є знакозмінним і циклічно повторюється кілька разів, що забезпечує переміщення окремих точок комплексу та дозволяє виявити гістерезисні явища в його пружнодеформативній системі. Для ділянки пружнодеформативної системи комплексу з нелінійними властивостями ця характеристика має форму, близьку до еліптичної. (рис. 3.41)

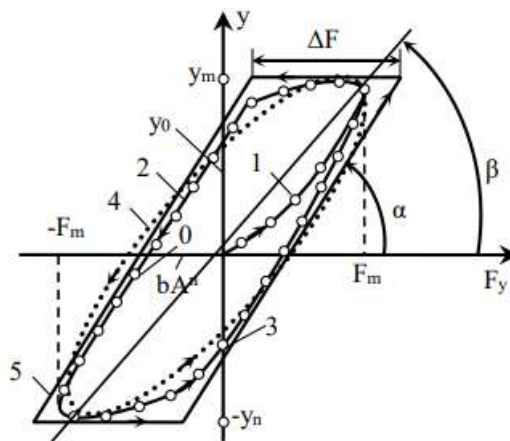


Рисунок 3.41 – Приклад вимірів гістерезисної характеристики нелінійної пружнодисипативної механічної системи

Під дією сили F_y в додатньому напрямку від $F_y = 0$ до $F_y = F_m$ має місце нелінійний закон деформації стрижня (крива 1). При зниженні навантаження від значення $F_y = 0$ відповідає деформація стрижня y_0 .

При дії сили F_y у від'ємному напрямку відбувається зменшення довжин стрижня згідно нелінійного закону (крива 2). Від'ємна сила $F_0 = -b\Delta l$ відповідає нульовому видовженню стрижня ($y=0$). Подальше збільшення сили у від'ємному напрямку до величини $-F_m$ приводить до стиску стрижня на величину y_n . Гілка характеристики відповідна кривій 3 має місце при змінах навантаження від $F_y = -F_m$ до $F_y = +F_m$.

Подальша циклічна зміна навантаження в межах F_m ; $-F_m$ забезпечує зміну довжини стрижня по закону близькому до еліптичної кривої, який визначено нелінійними законами відповідними кривим 2 і 3. Дані криві близькі до еліпса 4 та знаходяться в межах паралелограма 5.

Для опису гістерезисних характеристик осі використовується еліпс 4 або паралелограм 5. При цьому в якості характерних параметрів використовується кут нахилу однієї із вісей еліпса β та відношення напіввісей еліпса. Для застосування на практиці зручнішим є опис гістерезисних характеристик паралелограмом 5. Характеристиками параметрів є кут нахилу сторони паралелограма α та ширина петлі гістерезису ΔF .

Розглянута характеристика відповідає спрощеній пружно-дисипативній системі роботизованого комплексу у вигляді стрижня із близькими параметрами деформативності при розтягу-стиску. Для реальних складних пружно-деформованих механічних систем роботизованих комплексів гістерезисні характеристики є нелінійними і відрізняється від еліпса чи паралелограма. Гілки гістерезисної характеристики, як правило, являють собою криві двійної кривизни (рис. 3.42)[2].

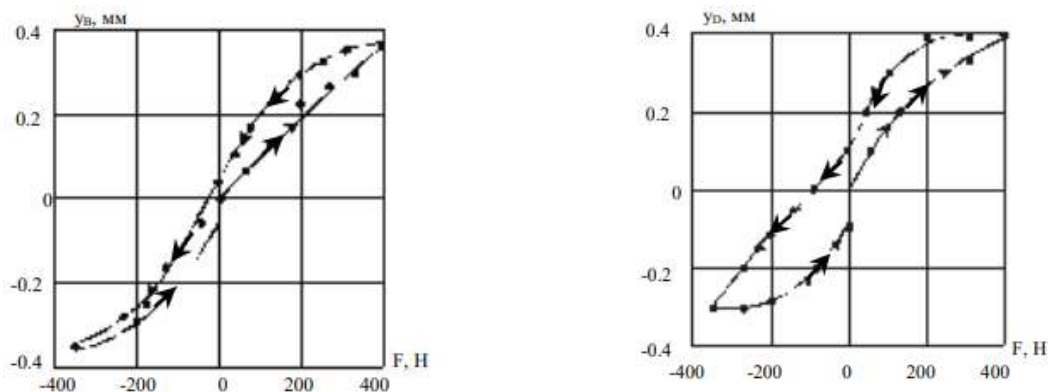


Рисунок 3.42 – Експериментально визначені нелінійні залежності переміщення точок маніпулятора мобільного робота від діючого навантаження визначені на різних ділянках маніпулятора:

а – в кінці першого важеля; б – в області захвату[2]

Залежність між навантаженням та переміщенням описується петлею гістерезису. Ця специфічна форма обумовлена контактними деформаціями в стиках деталей маніпулятора. Жорсткість системи не є постійною величиною і демонструє складну, нелінійну залежність переміщення від прикладеного зусилля. На завершальній стадії циклу навантаження фіксуються ділянки, де значення переміщення залишаються незмінними.

При зменшенні амплітуд навантаження петлеподібні ділянки зосереджуються в межах огиначного контуру, що відповідає гістерезисній характеристиці системи (рис. 3.43 а).

Ширина отриманої характеристики вздовж осі навантаження залишається відносно стабільною, тоді як її висота за показниками переміщення зменшується прямо пропорційно до амплітуди навантаження. Багаторазове повторення циклів навантаження не призводить до суттєвих трансформацій кривої (рис. 3.43 б). Наявні мінімальні відхилення в параметрах зумовлені випадковими похибками, що виникають під час експериментальних вимірювань.

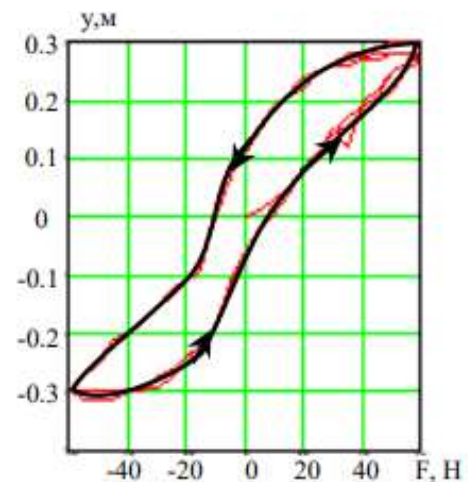
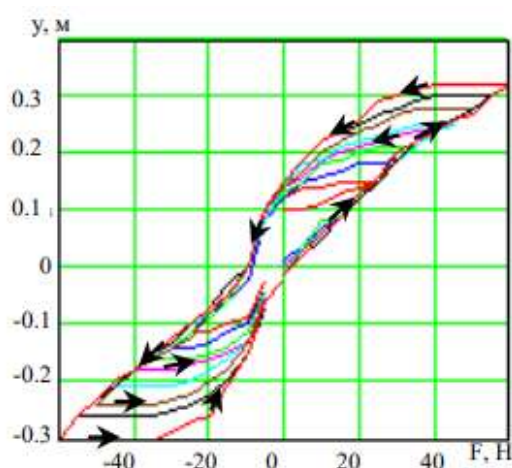
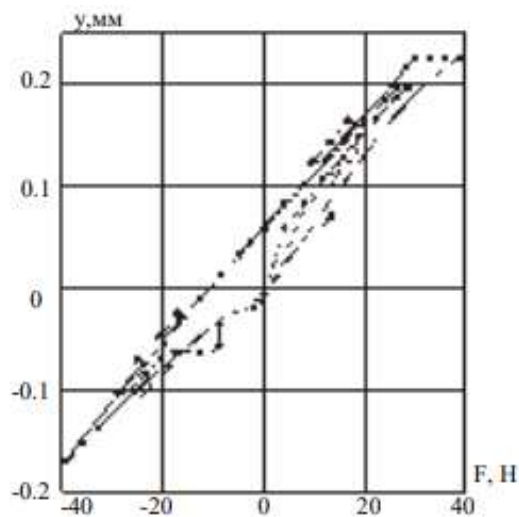


Рисунок 3.43 – Характеристика деформативності нелінійних пружних систем маніпуляторів: а – петлеподібні характеристики при різних амплітудах циклового навантаження; б – випадкові зміни характеристики при повторних циклах навантаження[2]

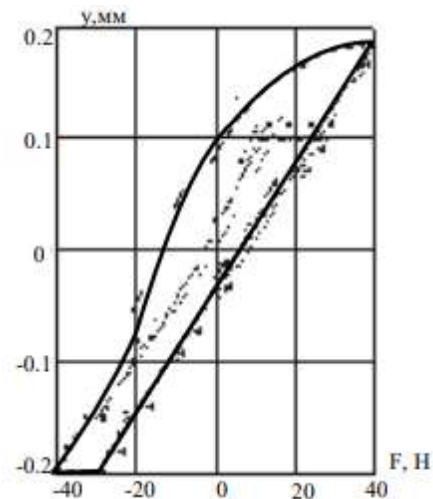
Нелінійності характеристик відображають сприйняття розтягуючих і стискаючих навантажень пружно-дисипативною системою. При стиску навантажених з'єднань присутні нестационарні зміни процесів сухого тертя, коли відбуваються хаотичні мікропереміщення, деталей які контактують з періодичним проковзуванням.

Через цю різницю, сили тертя спокою та сили тертя руху, реакція контакту періодично змінюються. Це призводить до хвилеподібних змін гістерезисної характеристики на ділянці стискаючих навантажень (рис. 3.44 а). Зміни характеристик мають невизначений характер і змінюються по окремим циклам навантаження.

Для розтягуючих навантажень нелінійності спричинені в основному люфтовими з'єднаннями. Дія розтягуючих навантажень інтенсифікує розкриття зазорів у люфтових з'єднаннях, що приводить до розширення петлі гістерезису в області максимальних розтягуючих навантажень (див. рис. 3.44 б)



а



б

Рисунок 3.44. – Характеристики деформативності пружних систем із нелінійними характеристиками жорсткості

Гістерезис зумовлений необоротними змінами в контактах і деталях маніпулятора, які виникають від дії зовнішніх навантажень. Внаслідок цього

після зупинки дії навантаження має місце зміна положення виконавчого органу маніпулятора.

Врахування гістерезисних явищ необхідно для визначення чутливості робіт по окремим координатам та для встановлення точності позиціювання робіт.

Вид і параметри характеристики змінюється при багатокоординатних циклових навантаженнях силою з різним діапазоном зміни. Для визначення характеру зміни гістерезисних характеристик при багатоциклових навантаженнях. Проведено виміри переміщень при кількох циклах навантаження маніпулятора. Навантаження здійснювалось в різних точках маніпулятора, зокрема в області схвата та в кінці першого важеля (рис. 3.45).

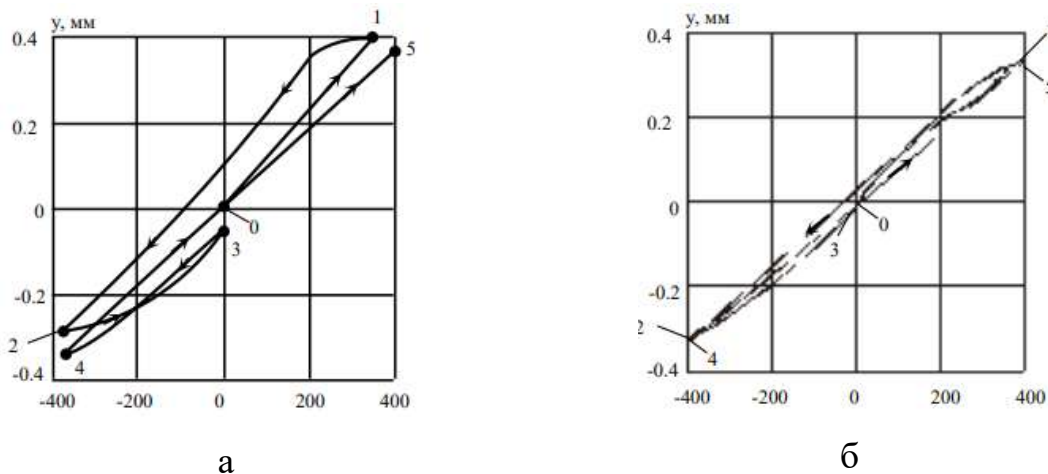


Рисунок 3.45 – Гістерезисні характеристики маніпулятора мобільного робота при кількох циклах навантаження

Встановлені закономірності зміни параметрів не є строго детермінованими. Повторення експериментальних вимірів приводить до результатів які дещо відрізняються від визначених раніше. Це особливо проявляється при змінах знаку навантаження.

Для встановлення впливу випадкових факторів на вид і характер гістерезисної характеристики проведені багато циклові навантаження маніпулятора. Здійснювалось значне число вимірів 500 і більше. Одержані

результати вимірів узагальнювались у вигляді набору характеристик (рис. 3.46).

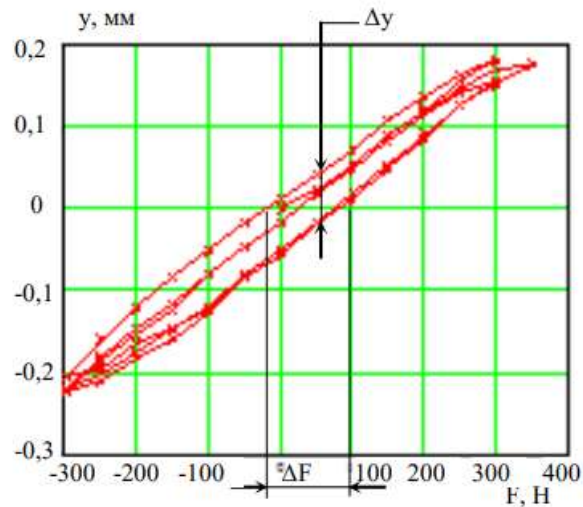


Рисунок 3.46 – Гістерезисна характеристика маніпулятора при багато циклових навантаженнях

По результатам вимірів знайдені середні параметри ширини петлі гістерезису по силі ΔF та по переміщенню Δy .

Для забезпечення високої точності функціонування маніпулятора наземного роботизованого комплексу, дуже важливим є глибоке розуміння пружинно-дисипативних процесів, які виникають у його рухомих вузлах. Під час роботи маніпулятора, в його шарнірних з'єднаннях, особливо тих, які побудовані на підшипниках кочення, проявляються складні нелінійні характеристики жорсткості. Теоретичною базою для аналізу таких систем служить модель стрижня з дисипативними властивостями, в яких характеристика деформації є неоднозначною і в ідеалізованому представленні описується формою еліпса. Внутрішнє тертя в матеріалах та контактні деформації в місцях сполучення деталей призводять до виникнення петлі гістерезису, явища при якому стан системи залежить не лише від поточних сил, а й від попередніх навантажень.

Під час проведення експериментального дослідження конкретного шарнірного вузла маніпулятора було застосовано спеціалізовану схему встановлення індикаторів для фіксації мікропереміщень. Процес вимірювання

включав аналіз крутильної жорсткості важеля та самого шарніра при циклічному навантаженні. Результати показали, що кутова жорсткість вузла становить приблизно $C = 2,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Реальна поведінка механізму демонструє характерну петлю гістерезису, ширина якої за кутом повороту складає $\Delta\varphi = 2...3^\circ$ де зміна моменту $\Delta M = 1,1 \text{ Нм}$. Це узгоджується із загальними закономірностями роботи маніпуляційних систем, в яких ширина петлі гістерезису за лінійним переміщенням зазвичай перебуває в межах $0,1...0,2 \text{ мм}$, а за силою: від 30 до 100 Н .

Поява таких петлеподібних ділянок на графіках навантаження пояснюється складними процесами в парах контакту підшипників. Коли знак навантаження змінюється, у зонах контакту відбуваються хаотичні мікропереміщення і періодичне проковзування, що зумовлюється різницею між силами тертя спокою та тертя руху. Для точного математичного опису роботи маніпулятора доцільно розділяти ці явища на макропроцеси (великі пружні деформації) та мікропроцеси (мікрометричні зміщення у стиках). Якщо основний рух можна моделювати в лінійній постановці тоді для врахування гістерезису необхідно використовувати нелінійні моделі, що базуються на амплітуді циклічної деформації та коефіцієнтах затухання.

Експериментальна перевірка підтвердила, що шарнір маніпулятора зберігає стабільність навіть при імпульсних або ударних впливах, здійснюючи затухаючі коливальні рухи по осях x та y . Це свідчить про достатню дисипативну здатність конструкції. Для подальшого вдосконалення точності позиціонування маніпулятора важливо проводити тривалі статичні перевірки (понад 20 циклів навантаження) з наступною статистичною обробкою даних. Це дозволяє побудувати надійні лінійні регресії для кожної гілки петлі гістерезису та визначити інтервали, які є критичним для мінімізації похибок при виконанні складних маніпуляцій з небезпечними об'єктами в польових умовах. Такий системний підхід до аналізу нелінійностей дозволяє не лише прогнозувати поведінку маніпулятора, а й розробляти ефективні методи демпфування в місцях максимальних напружень.

Результатами експериментальних вимірів крутильної жорсткості важеля (індикатори I_3 та I_4) і виміри жорсткості шарніра (різниця кутів повороту важеля) (індикатори I_1 , I_2) та кронштейна (індикатори I_3 та I_4) (табл. 4.1):

Таблиця 4.1 – Результати вимірювань нелінійності крутильної жорсткості шарніру

M	0	1	2	3	4	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-4	-3	-2	-1	0
I_1	4,0	4,95	5,35	5,9	6,3	7,1	7,4	6,8	6,4	6,0	5,3	4,4	3,9	3,2	2,7	4,7	1,55	2,1	3,3	3,9	4,05
I_2	5,6	4,75	4,1	3,3	3,3	2,2	2,1	3,3	3,3	3,5	4,3	5,2	5,7	6,5	7,0	8,0	7,95	7,35	6,2	5,5	5,3
I_3	5,55	4,20	4,2	3,5	2,9	2,55	2,4	3,0	3,2	3,7	4,3	5,2	5,7	6,4	6,8	7,8	7,85	7,25	6,2	5,6	5,4
I_4	4,0	4,55	5,2	5,9	6,45	7,05	7,0	6,4	6,2	5,65	5,0	4,2	3,7	3,0	2,6	1,65	1,7	2,3	3,3	3,9	4,1

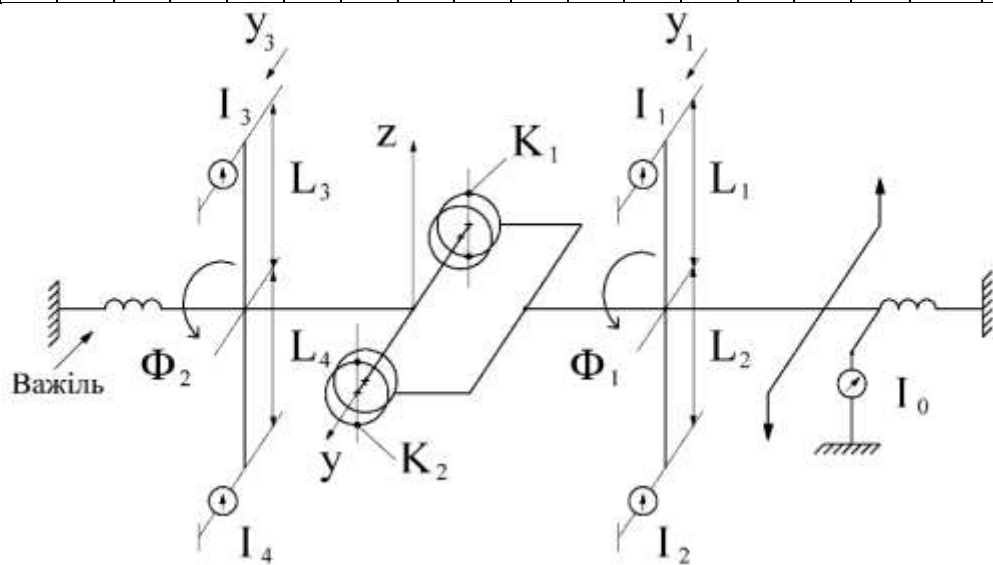


Рисунок 3.47 – Схема встановлення індикаторів для проведення експерименту

За схемою (рис. 3.48) розміщуємо шарнір та закріплюємо його з однієї сторони, після чого розставляємо індикатори та виставляємо дані в нулях, задля підвищення точності вимірювань.

З таблиці 4.1 можна побудувати графік вимірювання нелінійності крутильної жорсткості шарніра рис. 3.48:

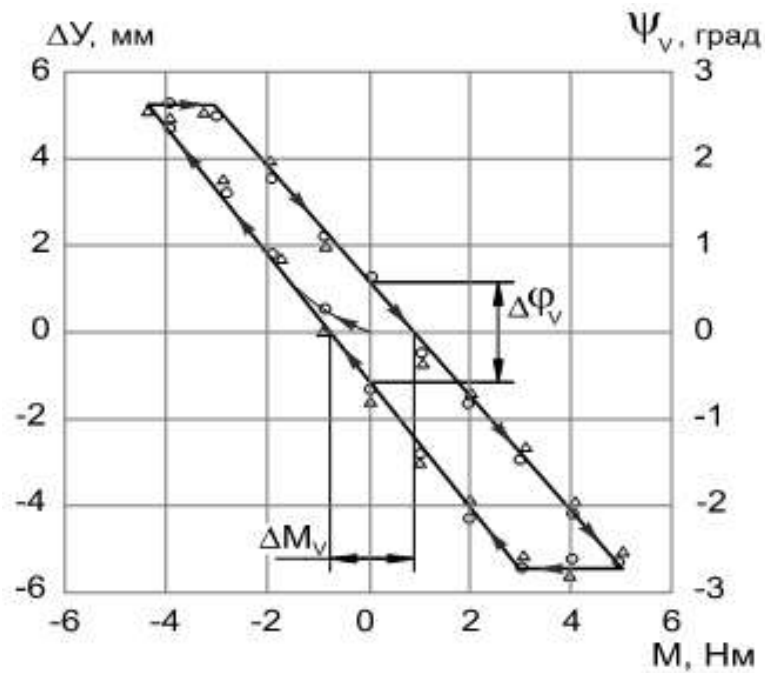


Рисунок 3.48– Крива гістерезису шарніра на підшипниках кочення

$$\Delta\varphi = 2 \dots 3'$$

$$\Delta M = 1,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Висновки до розділу

При створенні поштовхів на одну з площин шарніру, він почав виконувати згасачі коливальні рухи в осях x та y , що дало змогу побачити що при таких ударних навантаженнях шарнір рухається досить стабільно. При заданні удару в 2 різних площинах, шарнір почав пересуватися в 3 площинах, зазнаючи певних деформацію, втрачаючи стабільність.

Кутовою жорсткістю шарніру є $C_4 = 2,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$

На основі проведених досліджень встановлено, що розроблені шарніри на підшипниках кочення мають чітко виражені гістерезисні властивості. Ширина петлі гістерезису по куту складає $1 \dots 1,5$ градусів, а ширина петлі по моменту 2 Нм .

Внаслідок гістерезису шарнірів статичні похибки виходу в позицію виконавчого пристрою маніпулятора на радіусі 4 м складуть $70 \dots 100 \text{ мм}$.

Ці параметри характеристики є неприйнятними.

Наявність гістерезису суттєво погіршує динамічні характеристики маніпулятора. Виникають автоколивання. Мають місце ударні процеси в динамічній системі маніпулятора. Це може привести до руйнування маніпулятора.

Із результатів проведених досліджень випливає, що розроблені шарніри потребують радикального вдосконалення.

Висновок:

Успішне вирішення комплекс завдань, пов'язаних із дослідженням напружено-деформованого стану та експериментальним оцінюванням пружно-дисипативних властивостей шарнірних вузлів маніпулятора наземного роботизованого комплексу. Завдяки розробленій тривимірній геометричній моделі в середовищі Autodesk Inventor та її подальшому чисельному аналізу методом скінченних елементів у програмному комплексі Ansys Workbench, було детально досліджено кінематичні й міцнісні характеристики базової конструкції шарніра під дією критичних механічних навантажень.

Ущільнення скінченно-елементної сітки в зонах контактної взаємодії дозволило з високою точністю локалізувати ділянки максимальної концентрації напружень Герца, що виникають між тілами кочення підшипників та доріжками кочення. Розрахунки показали, що при прикладанні розрахункового експлуатаційного навантаження в одинадцять з половиною кілоньютонів еквівалентні напруження за Мізесом у центральному кронштейні сягають майже 670 МПа. Це критично перевищує межу текучості та міцності обраного алюмінієвого сплаву Д16Т, внаслідок чого отриманий коефіцієнт запасу міцності склав лише 0,42. Отримане сумарне деформаційне зміщення вузла на рівні трьох міліметрів, зосереджене переважно в підшипниковому з'єднанні та на центральній осі з хромосиліцевої сталі 40Х, підтверджує недостатню жорсткість поточної геометричної конфігурації кронштейна через наявність різких конструкційних переходів. На основі отриманих чисельних результатів було обґрунтовано безальтернативну

необхідність модернізації вузла шляхом оптимізації його геометрії, збільшення радіусів заокруглень у місцях концентрації навантажень або повної заміни конструкційного матеріалу на високоміцну сталь, що дозволить уникнути фізичного руйнування виробу під час експлуатації.

Паралельно з чисельним моделюванням було реалізовано комплексну експериментальну методику дослідження реальних пружно-деформативних властивостей виготовлених дослідних зразків за допомогою механічного гвинтового пристрою та двостороннього кільцевого динамометра в межах циклічного знакозмінного навантаження.

Натурний експеримент підтвердив стабільність функціонування шарнірного механізму при поодиноких імпульсних чинниках та його високу дисипативну здатність при згасаючих коливаннях. Водночас було зафіксовано складні некогерентні нелінійності та суттєві гістерезисні явища, зумовлені зазорами в люфтових з'єднаннях під дією розтягу та нестационарними мікропереміщеннями з хаотичним проковзуванням у зонах сухого тертя при стиску підшипників. За результатами багаторазових вимірювань із залученням прецизійних індикаторів мікропереміщень встановлено, що реальна кутова жорсткість шарніра становить 2,5 Нм, проте ширина петлі гістерезису за кутом досягає 1...1,5 градусів, а за моментом — 2 Нм.

Наявність такої широкої петлі гістерезису призводить до появи недопустимих статичних похибок позиціонування виконавчого органу маніпулятора в польових умовах, які на вильоті чотирьох метрів становлять 70...100 мм, а також створює передумови для виникнення небезпечних автоколивань та руйнівних ударних процесів у динамічній системі під час реверсу. Таким чином, отримані експериментальні криві подвійної кривизни та статистично оброблені регресійні залежності не лише верифікували чисельні розрахунки, а й чітко вказали на потребу радикального вдосконалення кінематичних пар та впровадження ефективних методів демпфування для забезпечення заданої точності функціонування роботизованого комплексу.

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Нелінійні гістерезисні характеристики

В системах мобільних роботизованих комплексах наявна велика кількість вузлів та деталей, в яких можуть бути присутні пружно-дисипативні процеси, саме тому характеристики жорсткості наземних роботизованих комплексів є нелінійними, а під час деформації присутні гістерезисні явища, які під час статичного деформування комплексу, а також його елементів, можуть мати відхилення відносно лінійних деформаційних характеристик. При таких, визначені матричні характеристики жорсткості ускладнюються.

Проведено експеримент, для того щоб встановити особливості характеристик жорсткості наземного роботизованого комплексу, для наочного бачення наявні дисипативних процесів, для цього було розглянуто окрему частину роботизованого комплексу, для цього було умовно представивши стрижень, в середині якого присутні суттєві дисипативні властивості.

Оскільки даний стрижень виготовлений з не однорідного матеріалу, в середині якого є значні внутрішні тертя, а деформативна характеристика – неоднозначна, а також за ідеальний випадок взято форму еліпса, для визначення петлі гістерезису.(рис. 4.10)

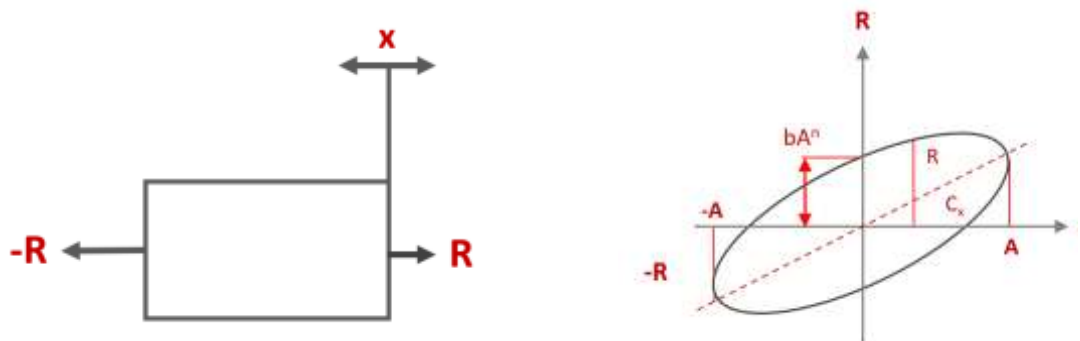


Рисунок 4.10 – Схема деформування стрижня в матеріалі якого є значне внутрішнє тертя

Внутрішнє тертя, яке є в середині матеріалу, коли присутнє циклічне деформування, супроводжується явищем гістерезису, яке описує нелінійну залежність приведеної сили непружного опору R від переміщення x :

$$R = \pm b A^n \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}}. \quad (4.1)$$

де b і n – константи, які зумовлюють рух системи;

A – амплітуда циклічних деформацій.

При розв'язуванні даного рівняння, відносно x визначається:

$$x = A \sqrt{1 - \frac{R^2}{b^2 A^{2n}}} \quad (4.2)$$

В окремих випадках приймається значення константи $n=1$. При цьому:

$$R = \pm b A^n \sqrt{1 - \left(\frac{x}{A}\right)^2}, \quad (4.3)$$

$$R = \pm b A^n \sqrt{1 - \left(\frac{x}{A}\right)^2}, \quad (4.3)$$

Константи n та A , знайдено з результатів вимірювань параметрів власних затухаючих коливань. Для здійснення було виведено зі стану статичної рівноваги зразок, який досліджувався, методом ударного навантаження, після чого було зафіксовано затухаючі коливання та виміряно його огинання. Присутні незначні внутрішні втрати енергії, частота цих коливань змінювався мало і цей процес коливань описується залежністю:

$$x(t) = A(t) \cdot \sin(\omega_0 t); \quad (4.5)$$

де $A(t)$ – змінна в часі амплітуда коливань процесу; ω_0 – власна частота коливань.

Гістерезисні характеристики, при $n = 1$, має залежність огиначної дії, від часу має вигляд:

$$A(t) = A_0 e^{-\frac{b\omega_0 t}{2\pi}}; \quad (4.6)$$

Для гістерезисних характеристик загального вигляду, де $n \neq 1$, оригінальна визначена формулою:

$$A(t) = \frac{A_0}{\sqrt[n-1]{1 + (n-1)bA_0^{n-1} \cdot \frac{\omega_0 t}{2\pi}}}; \quad (4.7)$$

В дану формулу входять такі параметри b і n , які визначаються за результатами експериментальних вимірювань. Методика проведення вимірів враховує імпульсне(ударне) навантаження комплексу в необхідному місці та у відповідному напрямку(рис. 4.11)

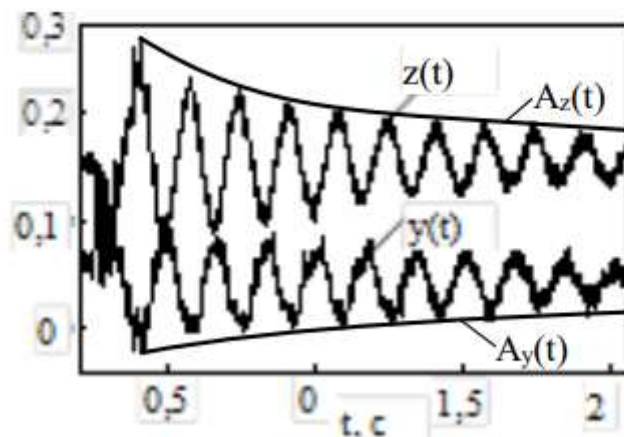


Рисунок 4.11 – Реєстрація власних коливань виконавчого пристрою в напрямку z та y

При апроксимації огинання, можна визначити параметри b і n , як і є інтегральними характеристиками дисипації енергії. Надійною методикою є статичні виміри гістерезисних характеристик. Гістерезисні характеристики можна визначити за кожною з шести просторових координат окремої частини комплексу. Для вимірювання гістерезисних властивостей застосовуються динамометр при поступальних переміщеннях для вимірювання сили, а крутні переміщення визначаються за дії моменту. За використання навантажувального приладу з гвинтовим механізмом одночасно забезпечується силове та моментне навантаження на комплекс.

Висновки до розділу:

Жорсткісні характеристики сучасних мобільних наземних роботизованих комплексів мають виражений нелінійний характер, обумовлений наявністю великої кількості конструкційних вузлів та деталей із пружно-дисипативними процесами. Під час циклічного статичного та динамічного деформування елементів цих комплексів виникають значні явища гістерезису, які спричинені внутрішнім тертям у неоднорідних матеріалах конструкції та викликають суттєві відхилення від лінійних моделей деформації. Це суттєво ускладнює визначення матричних характеристик жорсткості системи у просторі координат.

Для ідентифікації та математичного опису нелінійної залежності сили непружного опору від переміщень обґрунтовано використання апроксимації петлі гістерезису у формі еліпса з урахуванням констант матеріалу, що визначають дисипативні властивості системи. Розроблена експериментальна методика, яка базується на методі ударного (імпульсного) навантаження досліджуваного зразка з подальшою реєстрацією та аналізом параметрів власних затухаючих коливань, дає змогу з високою точністю фіксувати огинаючу амплітуди коливань процесу в часі. Запропоновані аналітичні залежності для загального випадку нелінійного деформування забезпечують надійне визначення інтегральних характеристик дисипації енергії за рахунок математичної апроксимації експериментальних даних. Водночас для комплексного оцінювання гістерезисних властивостей за всіма шістьма просторовими координатами доцільно застосовувати статичні виміри із залученням гвинтових навантажувальних механізмів і динамометрів, що дозволяє одночасно реалізувати та контролювати як поступальне силове, так і обертове моментне навантаження на виконавчі пристрої роботизованого комплексу.

5 ПРОПОЗИЦІЇ ПО ВДОСКОНАЛЕННЮ ШАРНІРІВ

5.1 Одновісний шарнірний блок

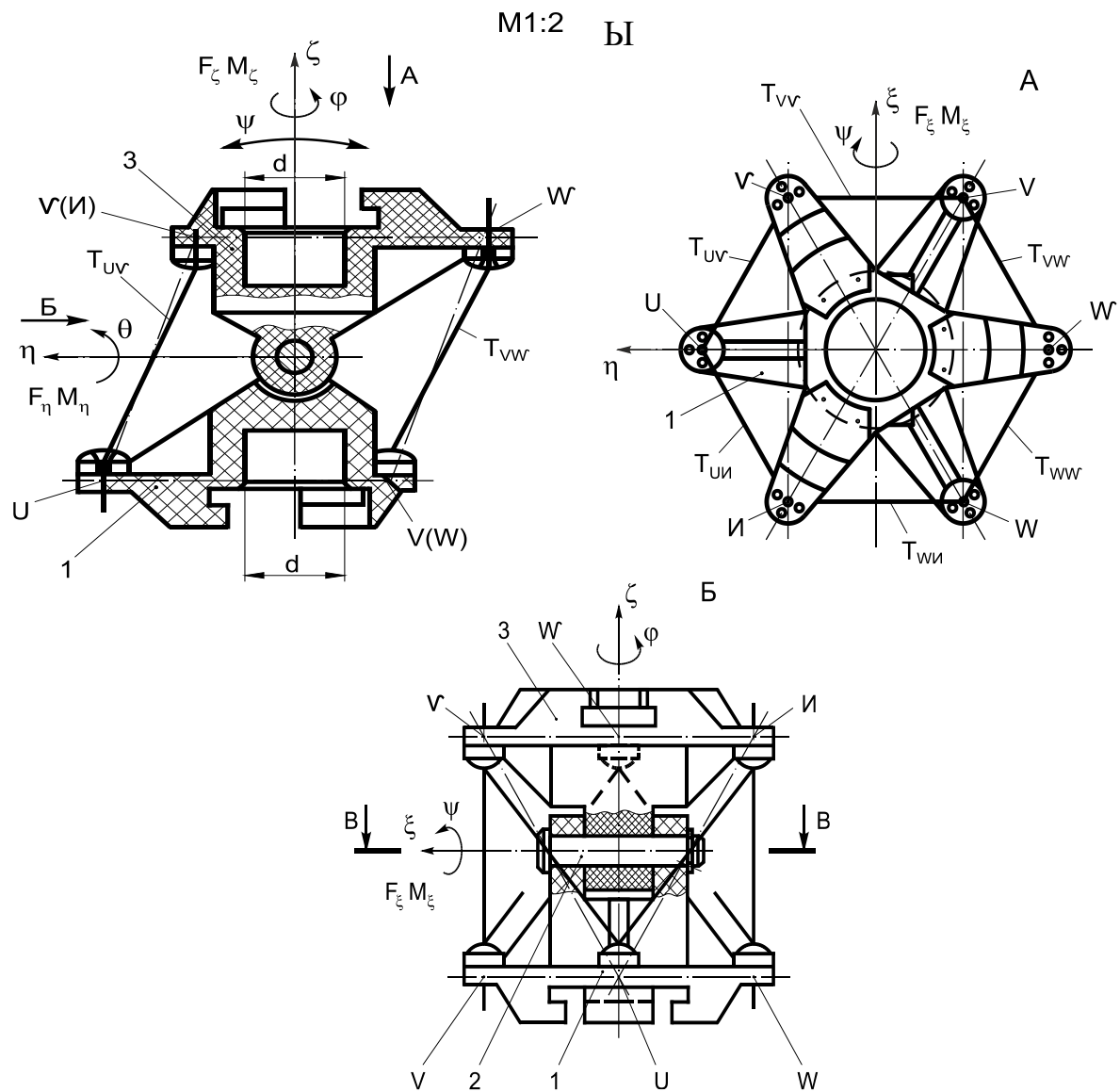


Рисунок 5.1 – Схема одновісного шарнірного блока, що з'єднує дві штанги маніпулятора

Блок містить базову платформу 1, яка є байонетним замком та з'єднується зі штангою маніпулятора по діаметру d . На базовій платформі встановлена та орієнтована по перпендикуляру площі отворів у точках U і w базової конфігурації типу гексапод, відповідного октаєдру $UVWuvw$. На вісі 2 з можливістю здійснення повороту на кут ψ встановлено поворотну платформу 3. З'єднання вісі 2 із платформами 1 і 2 є неточним. В з'єднанні наявний діаметральний та осьовий зазори. Відповідно дане з'єднання є люфтовим і має

низьку жорсткість у всіх напрямках. Зокрема з'єднання між платформами має низьку крутильну жорсткість при повороті навколо вісей ξ , η , ζ . Мінімізувати поворотні кути ψ , θ , ϕ при дії різноманітних сил і моментів запропоновано використанням тросових з'єднань точок U , V , W із точками u , v , w . Трос між вказаними точками повинен мати відповідний натяг адаптований до дії силових факторів, що мають місце при взаємодії рухомої та нерухомої платформ.

Між рухомою і нерухомою платформами з'єднувального блока маніпулятора виникає комплексна силова взаємодія, що є просторовою системою сил, які змінюються в залежності від зовнішніх навантажень. Просторова система сил приводиться до головного вектора $\vec{F}$ та головного моменту $\vec{M}$. Проекції головного вектора на осі ξ , η , ζ системи координат складають F_ξ , F_η , F_ζ , а проекції головного моменту M_ξ , M_η , M_ζ . Вказані складові силових факторів скомпенсуються зусиллями в тросах T_{Uu} , T_{Wu} , T_{Ww} , T_{Vw} , T_{Vu} .

Для створення зусиль в тросах троси закріплюються на одній із платформ і створюється натяг тросів з боку іншої платформи. Наприклад, при закріпленні тросів у точках U , V , W необхідно створити натяг тросів у точках u , v , w . В кожній із точок є отвір через який проходить два троси. З метою зменшення сил тертя доцільно в кожній точці виконати 2 і більше отвори, тоді рух тросів буде незалежним, а сили тертя зменшаться. Особливістю конструкції одновісного шарніра є його симетрія у відношенні великих переміщень двох пар тросів. Збільшення довжини тросів Vw і Ww супроводжується зменшенням довжини пари тросів Uu і Uv .

Це не відноситься до мікропереміщень та відповідних зусиль. Вони будуть змінюватись у всіх тросах незалежно відповідно наявним силовим факторам у шарнірному вузлі. Натяг тросів забезпечується системою керування. Деталі шарніра виготовляються на три D принтері. Реалізується сотова конструкція з армуванням.

5.2 Новітні технології обробки

На зображенні 5.2 показано деталі шарнірного вузла маніпулятора НРК. Дані деталі маніпулятору виконані в реальному вигляді і складені в систему механізму робота для розмінувань(рис. 5.2), який несе важливу роль в роботі.

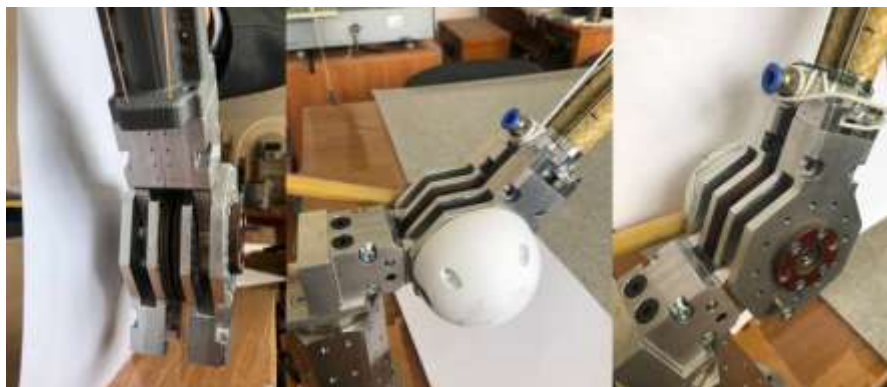


Рисунок 5.2 – Вузол з підшипниками кочення робота вбудований в маніпулятор

Процес виготовлення шарнірів на підшипниках кочення

Для виготовлення осі механізму було використано досить складний електроерозійний верстат японської компанії Sodick (рисунок .5.3), для якої було розраховано заряд електрода (рисунок 5.4.).



Рисунок 5.3 – Верстат Sodick електро-ерозійний

Принцип такої обробки базується на перетворенні електричної енергії в теплову, що відбувається у дуже вузькому проміжку між інструментом та заготовкою. Усе починається з роботи високочастотного генератора, який подає серію чітко дозованих імпульсів. Ці імпульси створюють навколо електродів інтенсивне електричне поле. Коли напруга досягає критичної позначки, вільні електрони та позитивні іони в робочій рідині розганяються до колосальних швидкостей. Вони пробивають діелектрик, формуючи іонізаційний канал своєрідний «місток» з високою провідністю, по якому спрямовується потік електричного заряду.

У момент проходження струму виникає іскровий розряд. Елементарні частинки всередині цього каналу починають стикатися настільки часто і сильно, що навколо них миттєво розширюється газовий міхур. Тиск всередині цієї зони безперервно зростає, перетворюючи газ на стан плазми. Через неймовірну концентрацію енергії температура в цій точці підскакує до 8000 - 12000°C. Такий жар діє локально, але миттєво: він плавить і навіть частково випаровує найтонші шари металу в місці контакту, перетворюючи тверду речовину на мікропорції розплаву.

Найцікавіше відбувається в момент закінчення імпульсу. Як тільки електричне поле зникає, канал розряду руйнується, а температура довкола стрімко падає. Це призводить до гідродинамічного вибуху плазмової хмари. Сила цього мікробибуху настільки велика, що вона буквально виштовхує розплавлений метал із робочої зони у навколишнє середовище, залишаючи на поверхні деталі мікроскопічну лунку або кратер. Оскільки генератор видає тисячі таких імпульсів за секунду, ці мікрократери накладаються один на одного. Саме завдяки такій послідовній «атаці» іскрами вдається шар за шаром вимивати зайвий матеріал, дозволяючи майстру створювати деталі найскладніших форм із ювелірною точністю.

Для того щоб електроіскрова обробка була максимально точною, вона повинна відбуватися в особливих умовах у середовищі діелектрика.

Найчастіше для цього використовують спеціальне мастило або гас, якими повністю заповнюють робочу зону.

Роль цієї рідини є критичною для всього процесу. Оскільки діелектрик за своєю природою не проводить струм, він виступає надійним ізолятором між заготовкою та електродом-інструментом. Це дозволяє зблизити їх на мінімальну, майже неловиму відстань. Саме завдяки такому вузькому проміжку електричний розряд не «розсіюється», а б'є точно в намічену ціль. Це дає можливість контролювати кожен мікрон і отримувати деталі з неймовірно чіткими контурами.

Окрім ізоляції, мастило виконує ще дві важливі функції. По-перше, воно миттєво охолоджує зону обробки після вибуху плазмової хмари, що допомагає швидше кристалізувати розплавлені частки металу. По-друге, потік рідини постійно вимиває ці мікроскопічні продукти розпаду («шлам») із робочої зони. Без такого безперервного очищення проміжок між електродами забився б металевим пилом, що призвело б до короткого замикання та зупинки всього процесу. Таким чином, діелектричне середовище - це і запобіжник, і засіб для досягнення ювелірної чистоти обробки.

Електроерозійні верстати це справжній порятунок, коли потрібно виготовити нестандартні деталі зі складною геометрією, де звичайні методи фрезерування чи токарної обробки просто безсилі. Головна перевага тут полягає у фантастичній точності: верстат дозволяє витримувати найсуворіші допуски, що критично важливо для відповідальних вузлів.

У вашому випадку, коли йдеться про виготовлення осі, вибір цього методу повністю виправданий. Використання Сталі 40Х додає процесу ще більше переваг. Ця конструкційна легована сталь має чудову електропровідність і стабільну структуру, що робить її ідеальним «кандидатом» для електроерозії. Оскільки під час обробки немає механічного контакту інструмента з металом, сталь 40Х не деформується, а її поверхневі властивості дозволяють отримувати ідеальну чистоту обробки. В результаті

Вісь виходить не тільки точною до мікрона, а й зберігає всі свої міцнісні характеристики, за які так цінують цю марку сталі.

Така модель отвору (рис.5.6) в середині деталі є необхідною для забезпечення безперешкодного проникнення і розбивання тросів маніпулятора, які поступають до осі:

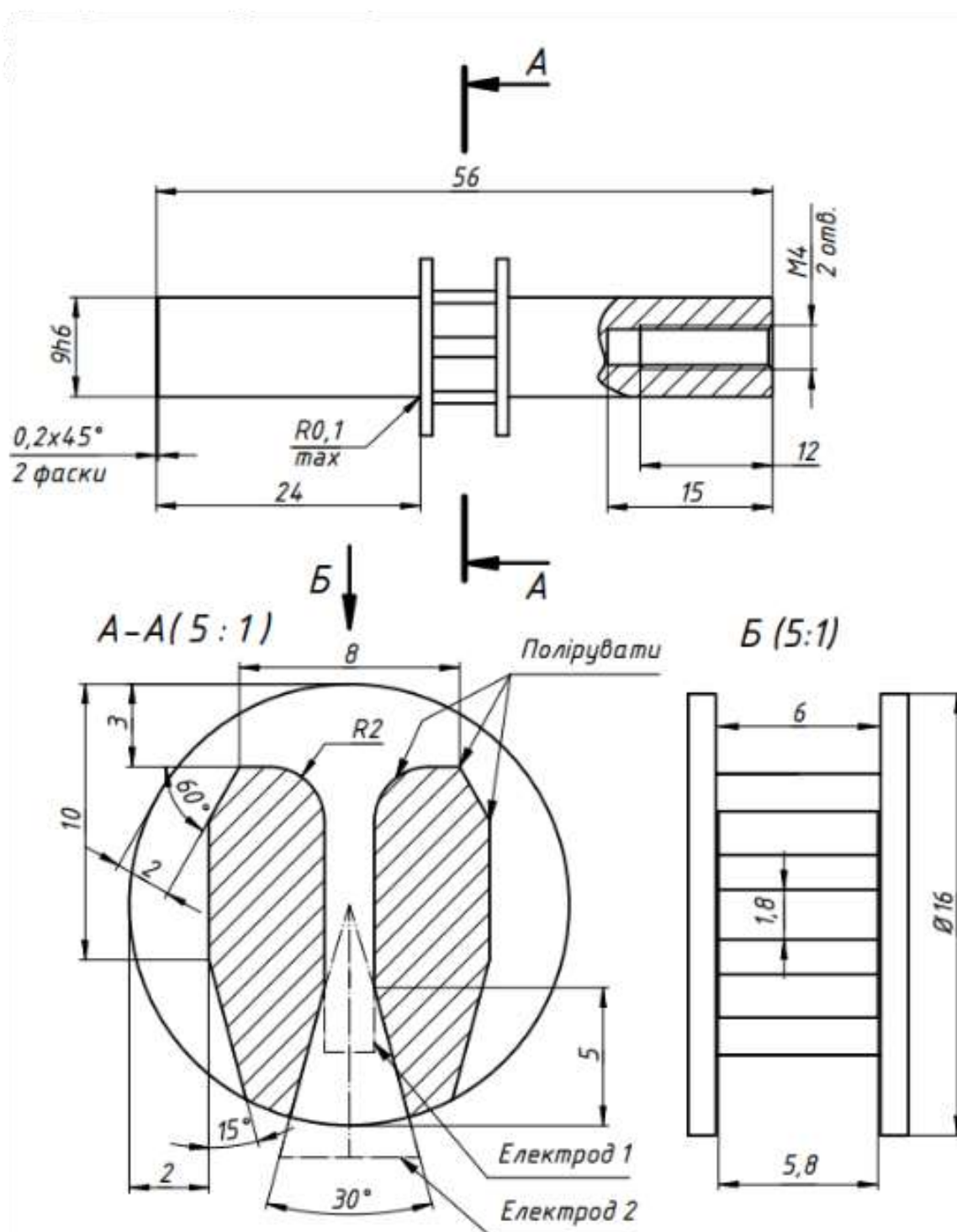




Рисунок 5.7 – Робоча зона електро-ерозійного верстату Sodick

Висновки до розділу:

Розробка та практична реалізація шарнірних вузлів для маніпуляторів робототехнічних комплексів розмінування вимагає комплексного підходу, який поєднує оптимізацію кінематичних параметрів конструкції із впровадженням високоточних технологій обробки матеріалів. Розглянута схема одновісного шарнірного блока, що базується на гексаподальній конфігурації, наочно демонструє проблему низької початкової жорсткості та наявності люфтів у з'єднаннях. Ефективним конструктивним рішенням для мінімізації кутових відхилень рухомої платформи під дією просторової системи сил є інтеграція адаптивної системи тросових з'єднань із регульованим натягом. При цьому рознесення тросів по незалежних отворах дозволяє суттєво знизити сили тертя та підвищити точність мікропереміщень у шарнірі.

Окрему увагу в роботі приділено технологічному забезпеченню виготовлення відповідальних деталей механізму, зокрема осі шарніра на

підшипниках кочення. Обґрунтовано доцільність використання конструкційної легованої сталі 40Х у поєднанні з методом електроерозійної обробки на верстатах із ЧПК. Застосування цієї технології дозволяє уникнути механічних деформацій матеріалу, зберегти його міцнісні характеристики та забезпечити мікронну точність і високу чистоту поверхонь складної внутрішньої геометрії, що є критично важливим для безперешкодного функціонування тросових приводів маніпулятора. Таким чином, запропоновані конструкторсько-технологічні рішення формують надійну базу для підвищення експлуатаційних характеристик та точності позиціонування роботів спеціального призначення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

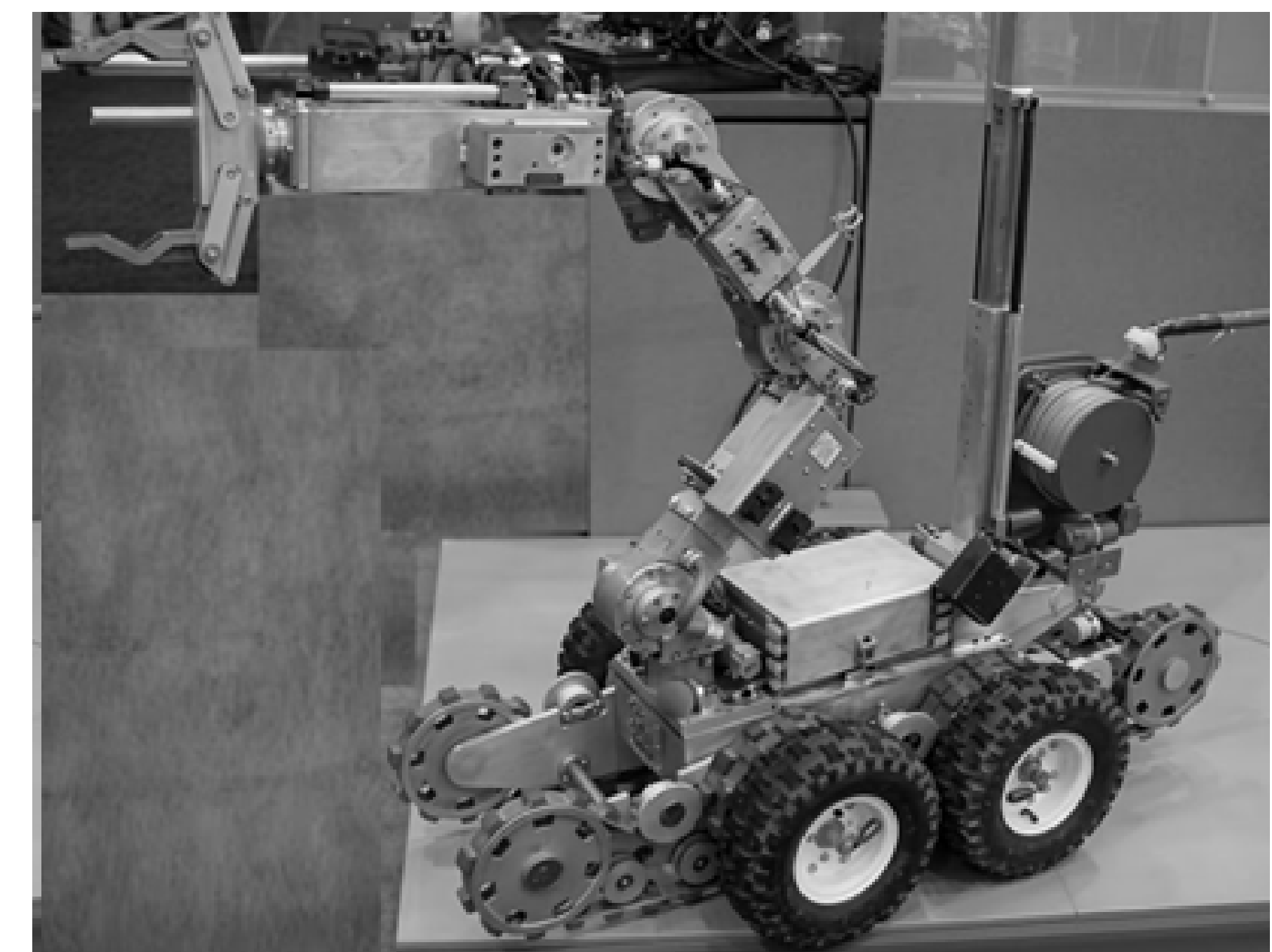
- 1 Універсальний робот для розмінування AVENGER ROV [Електронний ресурс] // Інтертрейд-Україна. URL: <http://intertradeukraine.com/oborudovanie/robototekhnicheskie-kompleksy/universalnyj-robot-dlyarazminirovaniya-avenger-rov>
- 2 Струтинський, В. Б. Наземні роботизовані комплекси: монографія /В.Б. Струтинський, А.М. Гуржій. - Житомир: ПП «Рута», 2023. - 497 с. <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/57111>
- 3 <https://ebearing.com.ua/uk/sharniri-kutovi-vilkovi/145374-din71752-g10x20-m10-vilkova-golovka-vilkove-sharnirne-z-yednannya.html> (дата звернення: 14.04.2024).
- 4 Каталог шарнірів: spc.com.ua <https://spc.com.ua/products/sc-y-series-y-shaped-joint-tip-on-the-rod-of-the-pneumatic-cylinder?variant=40014935162957>
- 5 Каталог деталей для закріплювання: Dinamark.com.ua <https://dinmark.com.ua/shop/instrumenty/sharnirni-zednannja/iso-12240-4-holovka-sharovoho-sharnira> (дата звернення: 14.04.2024).
- 6 Каталог шарнірів: istok.kh.ua https://istok.kh.ua/p1345485775-podshipnik-kovzannya-16tk.html?source=merchant_center&utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_t (дата звернення: 14.04.2024).
- 7 Каталог шарнірів: termopolis.com.ua https://termopolis.com.ua/product/podshipnik-ucha-204.html/?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=21131642765&utm (дата звернення: 14.04.2024).
- 8 Каталог шарнірів: f-ed.com.ua https://f-ed.com.ua/ua/zapchasti-i-furnitura-dlya-svetilnikov/povorotnyj-sharnir-black?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=pmax&gad_source=1&gclid=Cj0KCQjwsPCyBhD4ARIsAPaaRf3OK0onRzUjM9gxvhF0x-djioQFWbhEPHCQ15_UztAJ7J3KdW2CJ_waApJwEALw_wcB (дата звернення: 14.04.2024).
- 9 Каталог деталей для закріплювання: Advantafactory: https://advantafactory.com/ua/p1374614402-opora-sharnirnaya-m10h50.html?source=merchant_center&gad_source=1&gclid=Cj0KCQjwsPCyBhD4ARIsAPaaRf3jK37puE84OZzmoZv7UOnJFaSsJreItDbC54u6J40a0TnZFEgQKfgaAgq-EALw_wcB (дата звернення: 17.05.2024)
- 10 Кириленко В.А. Глобальна проблема розмінування: стан та підходи до розв'язання / В.А. Кириленко, В.Р. Нероба //Збірник наукових праць Центру воєнно-стратегічних досліджень НУОУ імені Івана Черняхівського. 2019, №2(66) - С. 115-119.
- 11 Каталог шарнірів: Dok.ua <https://dok.ua/stati-i-obzory/korobka-peredach/132/chto-takoe-shrus> (дата звернення: 14.04.2024).

- 12 Каталог шарнірів: f-ed.com.ua https://f-ed.com.ua/zapchasti-i-furnitura-dlya-svetilnikov/sharnir-s-flyancem-na-180?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=pmax&gad_source=1&gclid=Cj0KCQjwsPCyBhD4ARIsAPaaRf1MdnIjRyZduoxHLezFS1smcHAFSoI9IitrYZZA9lBOWVvSJEN9dZQaAiAoEALw_wcB (дата звернення: 14.04.2024).
- 13 ANSYS Tutorial — Structural Analysis
- 14 Cook R.D., Malkus D.S., Plesha M.E. — Finite Element Method for Engineers
- 15 Опір матеріалів: Підручник для студентів вищих навчальних закладів / Л. Т. Шкельов, А. М. Станкевич, Д. В. Пошивач. — К.: ЗАТ “Віпол”, 2011. — 456 с.
- 16 Павленко І.І. Промислові роботи: Основи розрахунку та проектування / І.І. Павленко—Кіровоград: КНТУ, 2007. — 420 с.
- 17 Petrişor S.M. Aspects regarding the elaboration of the geometric, kinematic and organological study of a robotic technological product “Humanitarian petsim robot” used as an avant-garde element of the human factor in high risk areas / S.M. Petrişor, M. Simion // Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1250. 2021. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-55180-3_24
- 18 Swett B.A. Designing robots for the battlefield: state of the Art. / B.A. Swett, E.N. Hahn, A.J. Llorens, J.S. von Braun, M. Archer, G.M. Reichberg, M. Sánchez Sorondo (eds) // Robotics, AI, and Humanity. Springer, Cham. 2021. https://doi.org/10.1007/978-3-030-54173-6_11
- 19 Крокуючий пристрій мобільного робота: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1401008/>
- 20 Мобільний роботизований комплекс з дистанційним керуванням — <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1727728/>
- 21 Струтинський В.Б. Особливості конструювання наземних роботизованих комплексів для роботи з небезпечними об’єктами /В.Б. Струтинський, О.Я. Юрчишин/ Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019), м. Чернігів; 14.05.2019.

«Огляд типів та призначення великогабаритних наземних роботизованих комплексів»



НРК для роботи з біологічно небезпечними речовинами



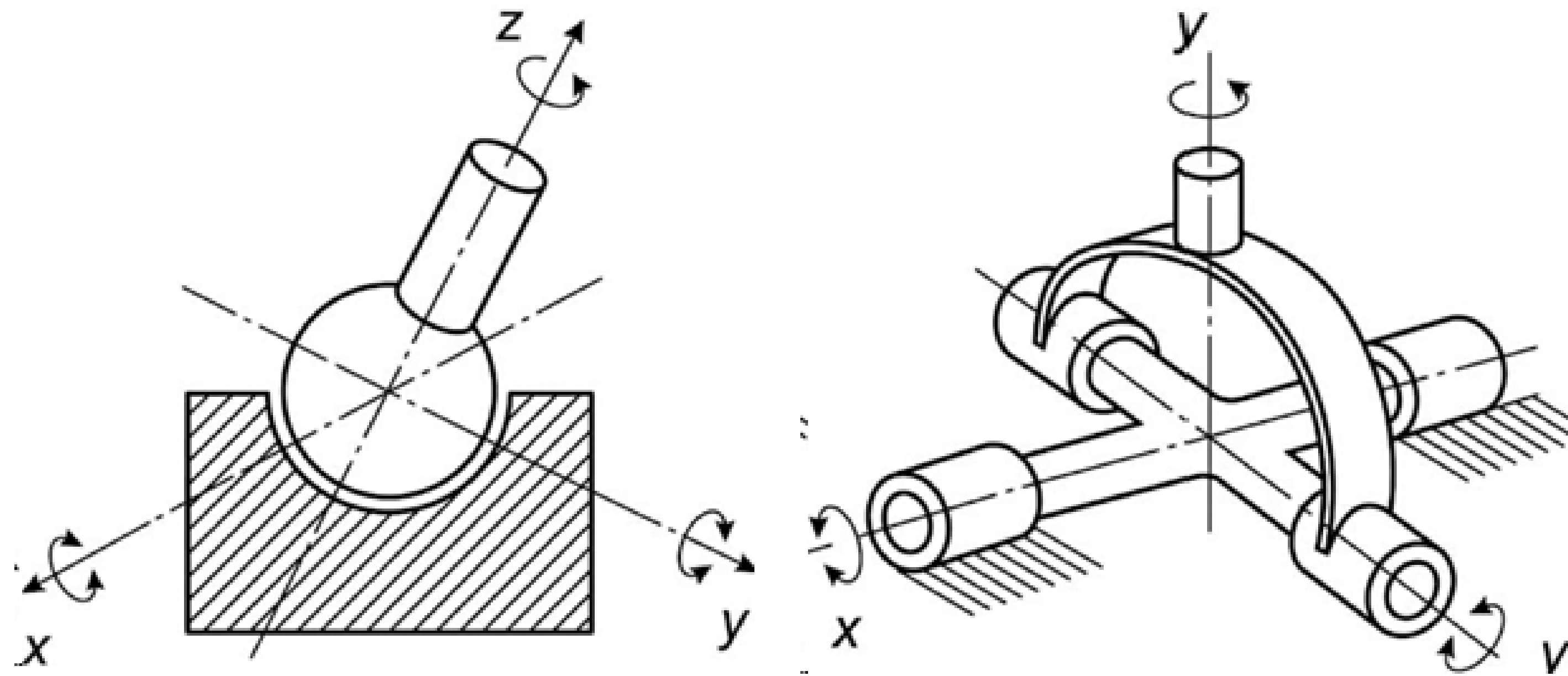
Комплекс для виконання спеціальних операцій



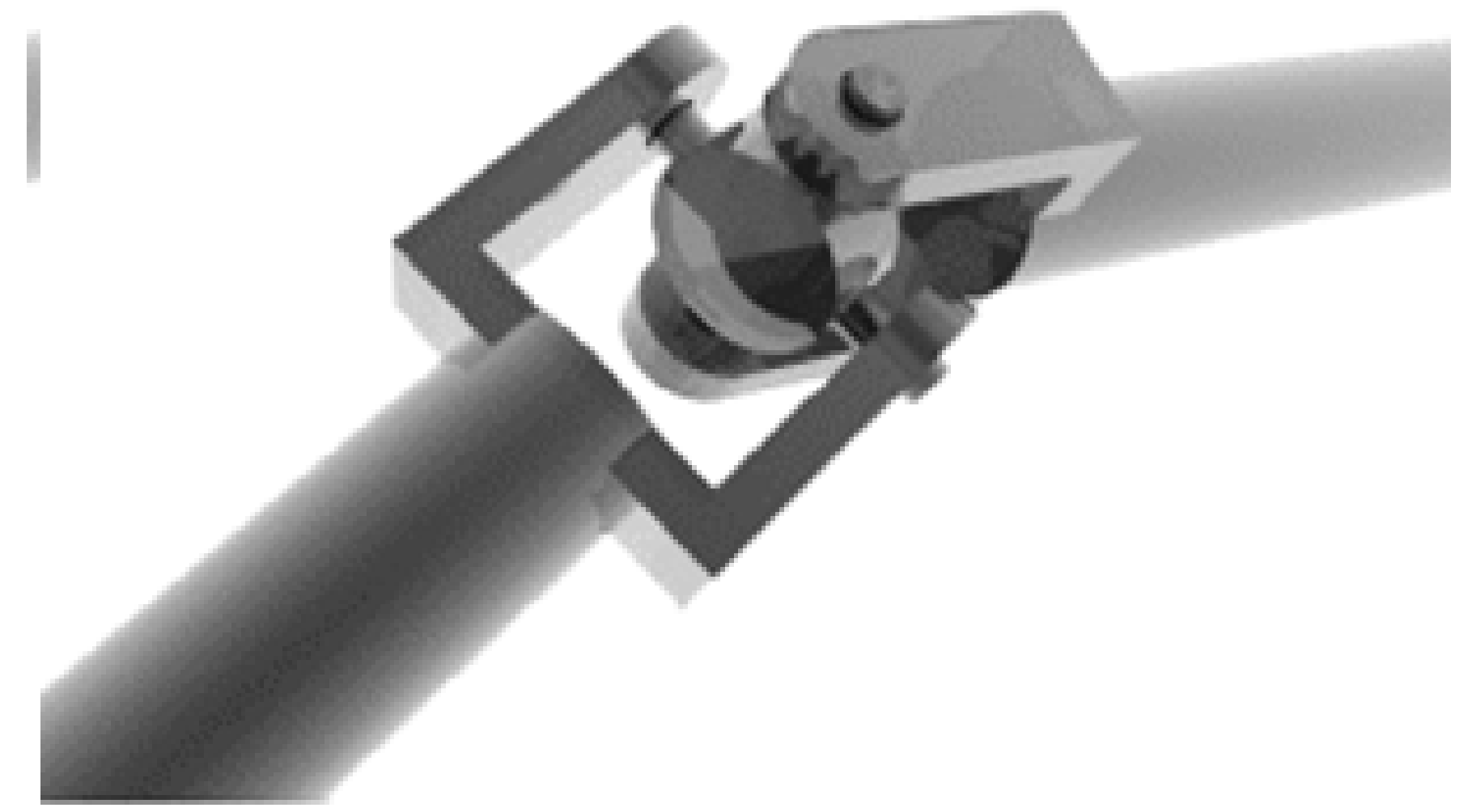
НРК Cobham TeleMAX EOD/IEDD

*Розробила: Задевська С.О.
Перевірів: Струтинський В.Б.*

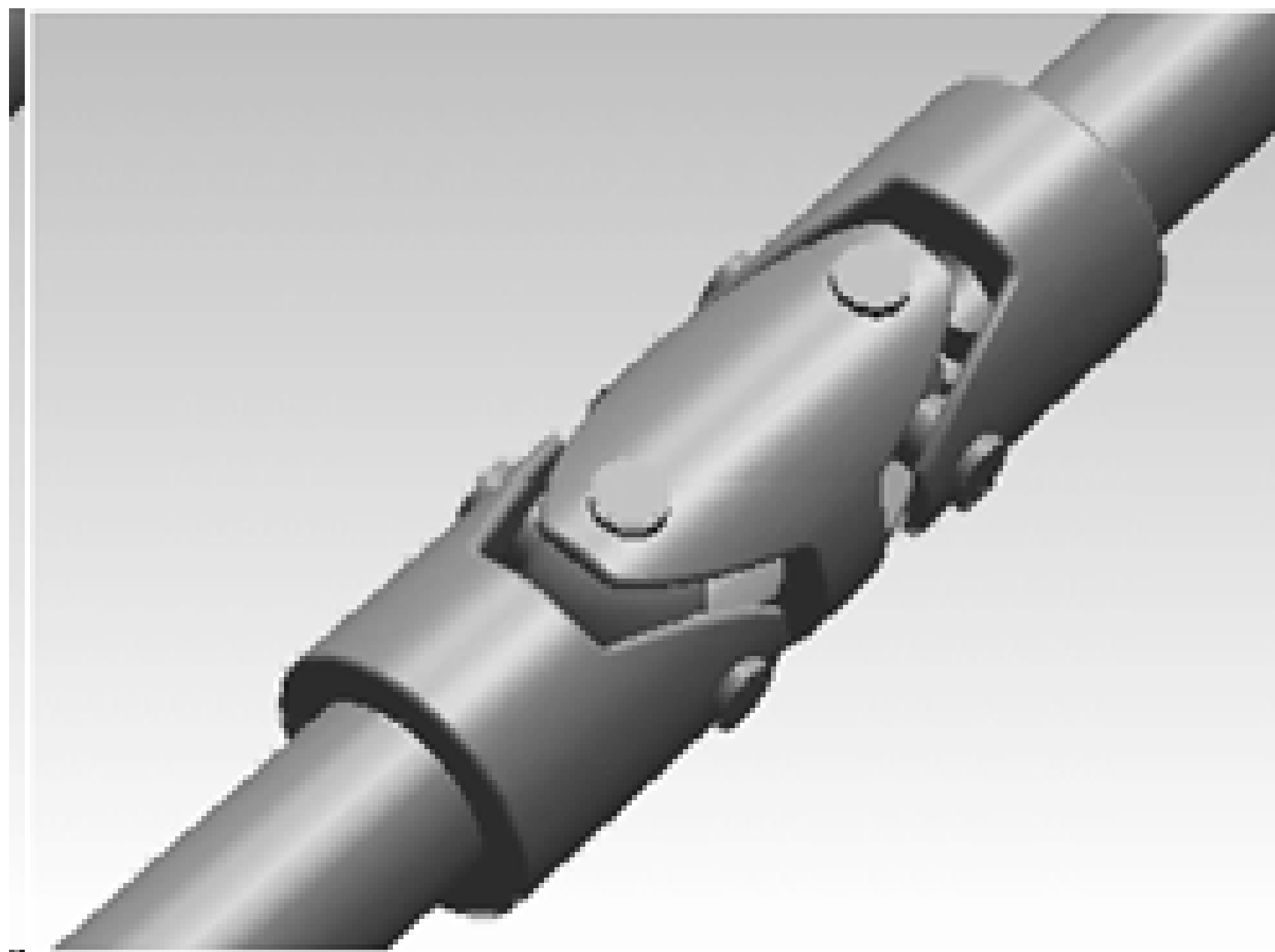
«Шарнірів, що використовуються в маніпуляторах»



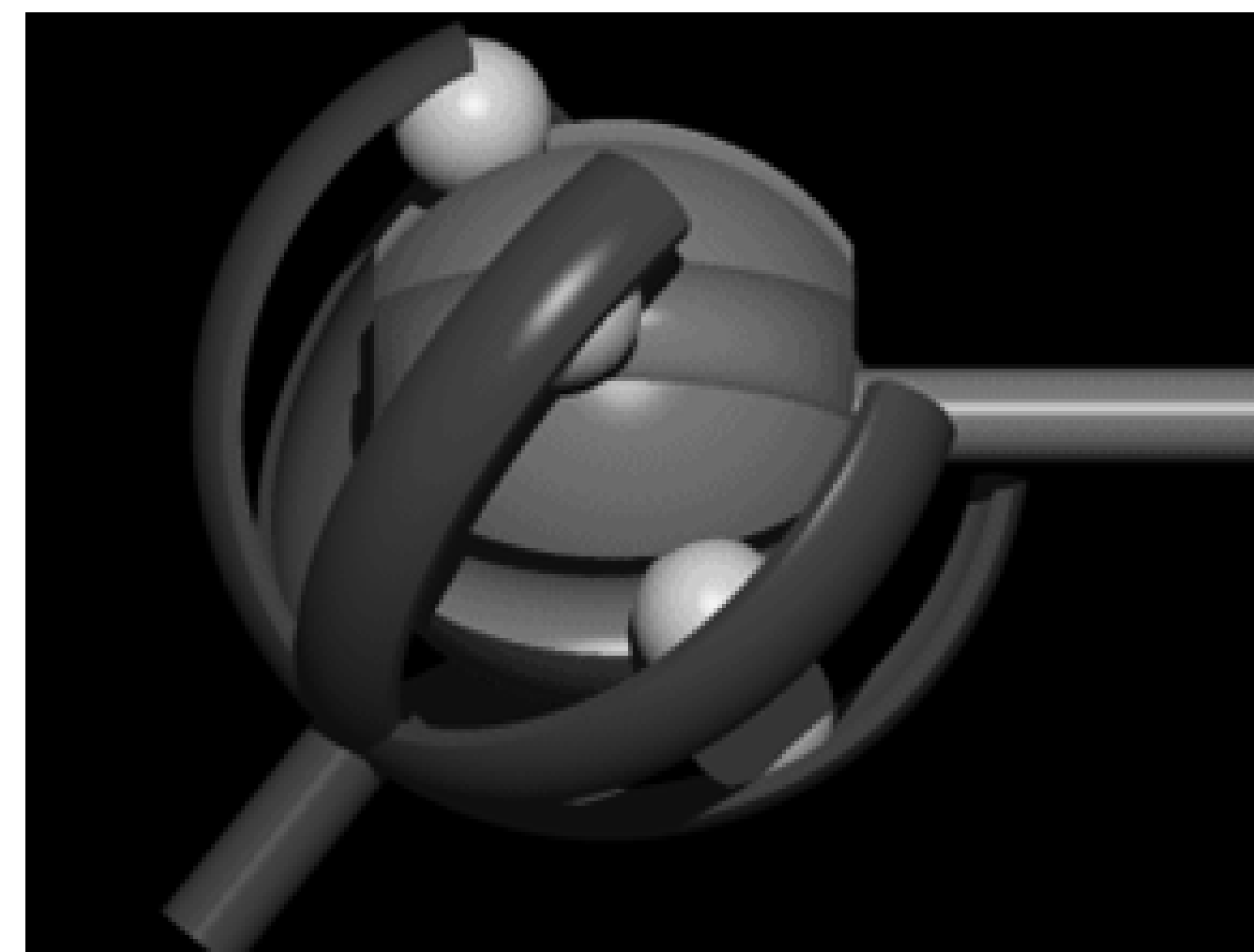
Сферичний і карданний шарніри



Карданове з'єднання



Спарений кардан



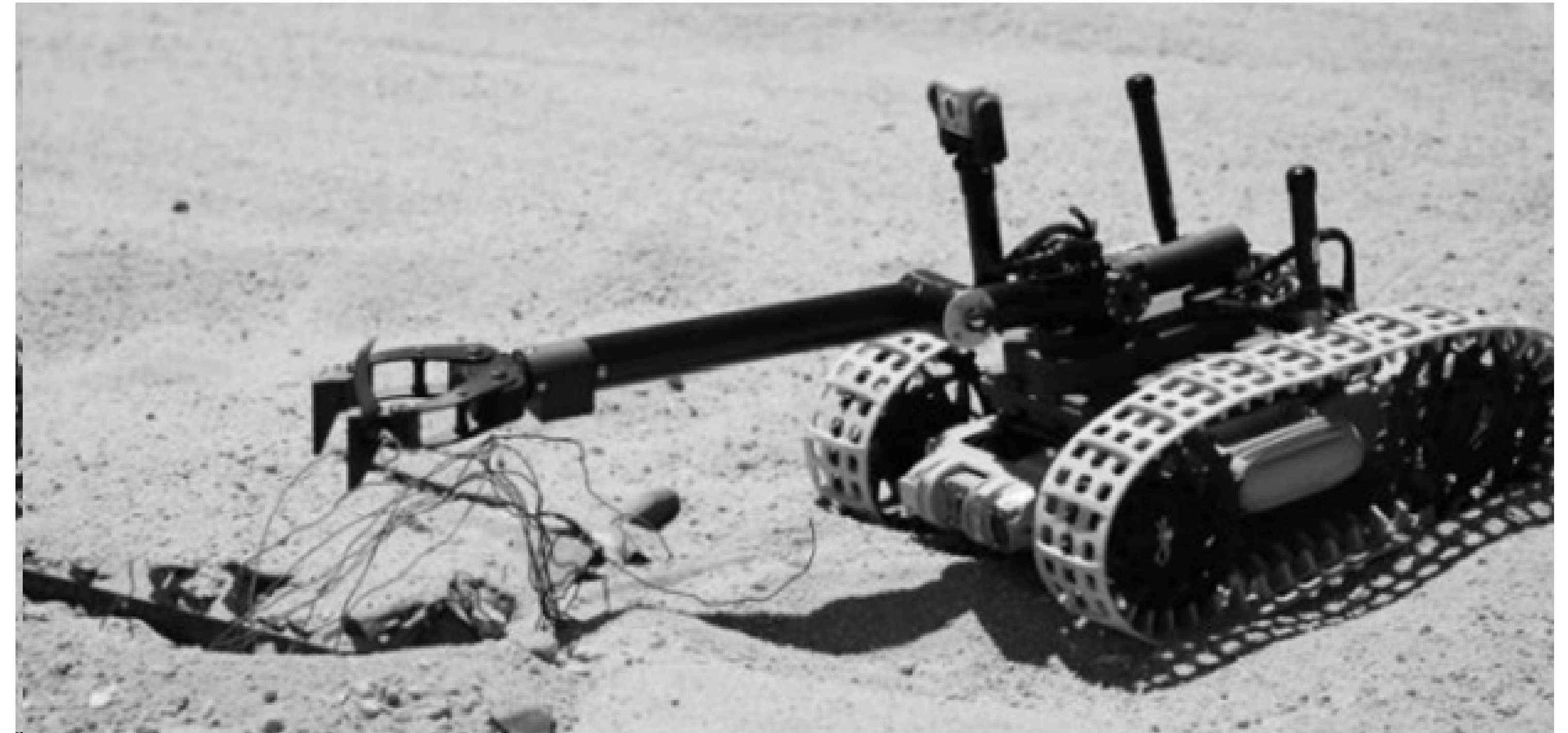
Принцип дії кулькового шарніру типу «Рцеппа»

Розробила: Задевська С.О.
Перевірів: Струтинський В.Б.

«Вплив геометрії маніпулятора та маси вантажу на стійкість робота»



НРК KAPLAN EOD



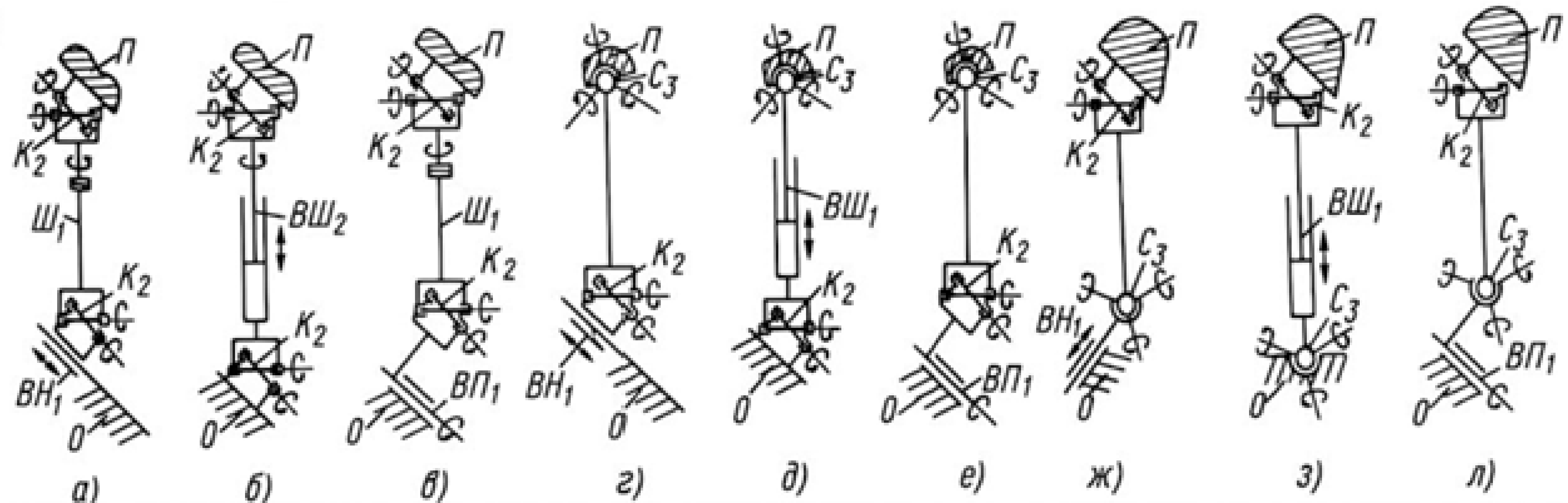
НРК Dragon Runner в ході виконання бойових задач



НРК AVENGER ROV проникнення в салон

*Розробила: Задевська С.О.
Перевірів: Струтинський В.Б.*

«Математичне обґрунтування рухомості маніпулятора (формула Сомова-Малишева)»



Аналіз варіантів з'єднань шарнірів з шарнірами

$$H = 6(k - 1) - 5_{p1} - 4_{p2} - 3_{p3} - 2_{p4} - p5;$$

$$H = 3(k - 1) - 2_{p1} - p2;$$

$$H' = 6(k - k' - 1) - 5(p_1 - p_1') - 4(p_2 - p_2') - 3(p_3 - p_3') - 2(p_4 - p_4') - (p_5 - p_5');$$

$$H' = 3(k - k' - 1) - 2(p_1 - p_1') - (p_2 - p_2');$$

Розробила: Задевська С.О.
Перевірів: Струтинський В.Б.

«Опис експериментальної установки для визначення гістерезису»

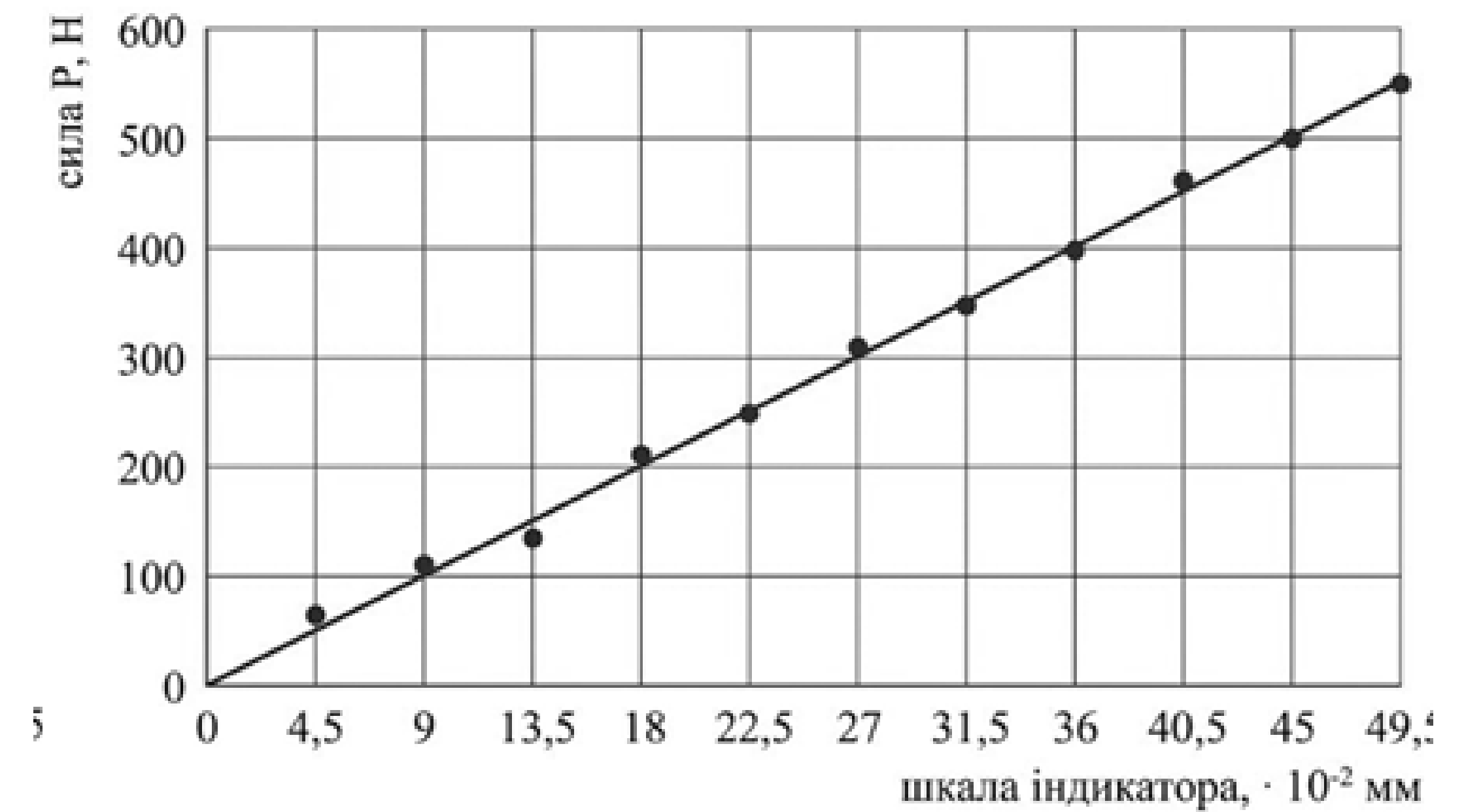
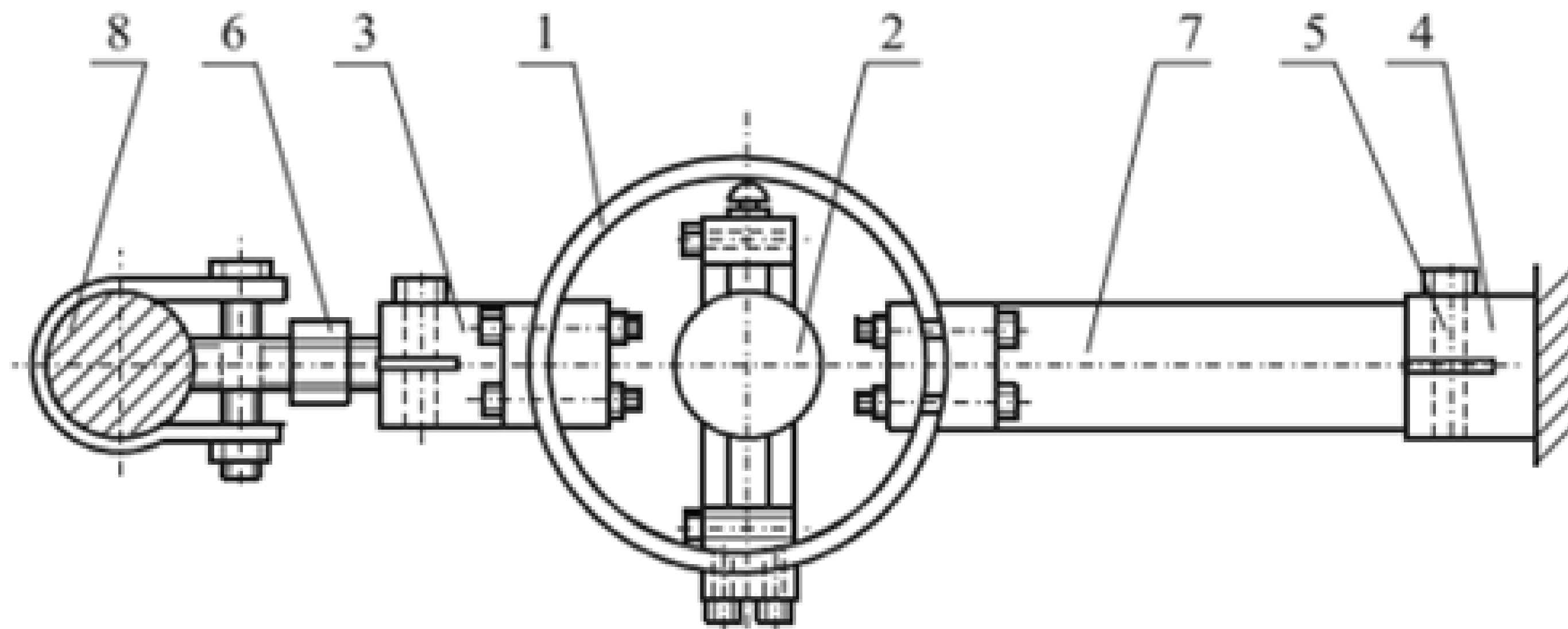


Схема пристрою для створення і виміру циклічних знакозмінних навантажень на пружну систему комплексу і тарувальний графік динамометра: 1- кільцева пружина; 2- індикатор; 3- безлюфтова гайка; 4-кронштейн; 5-гвинт; 6-різьбова тяга; 7-стрижень; 8-деталь комплексу.

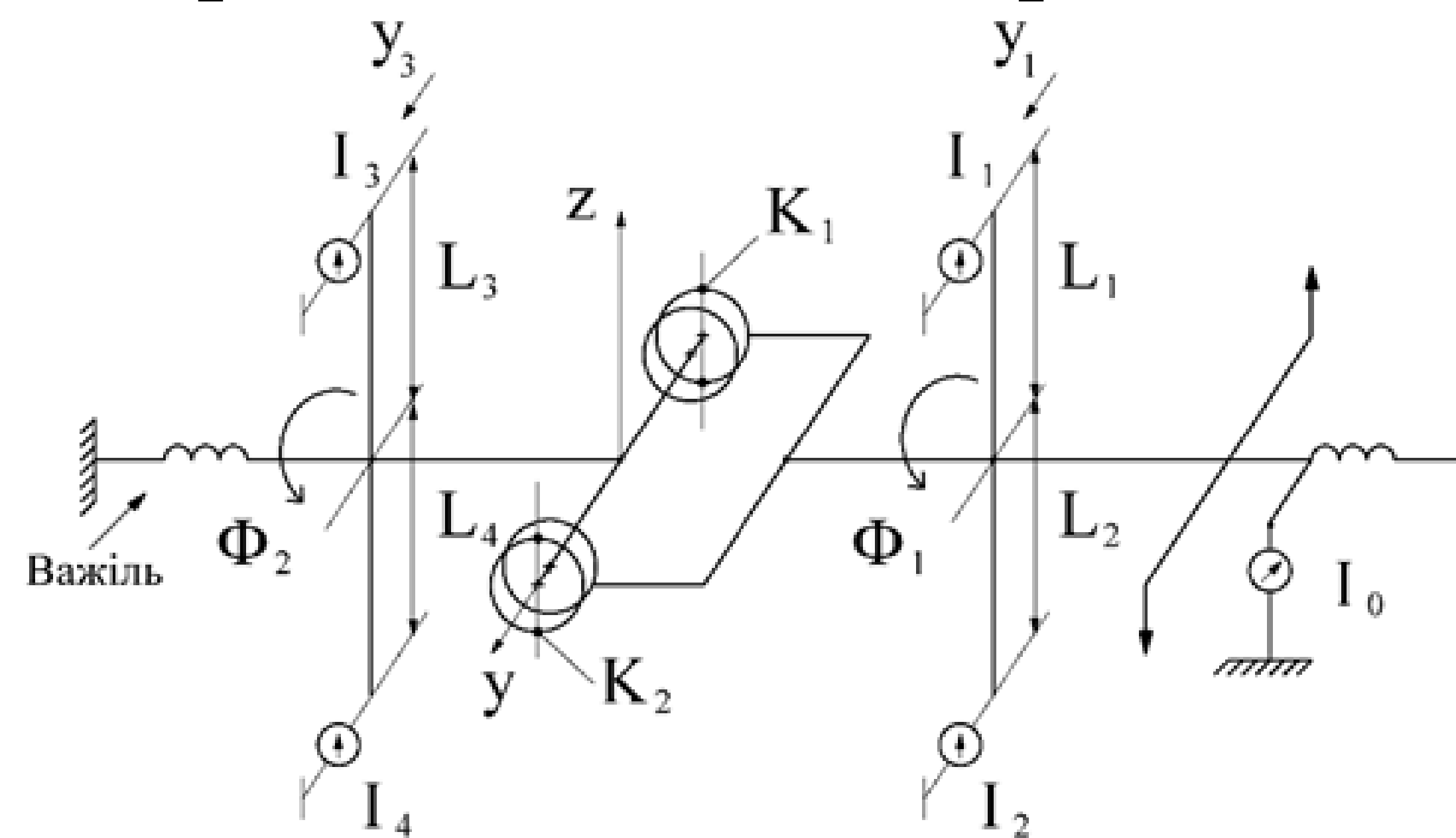
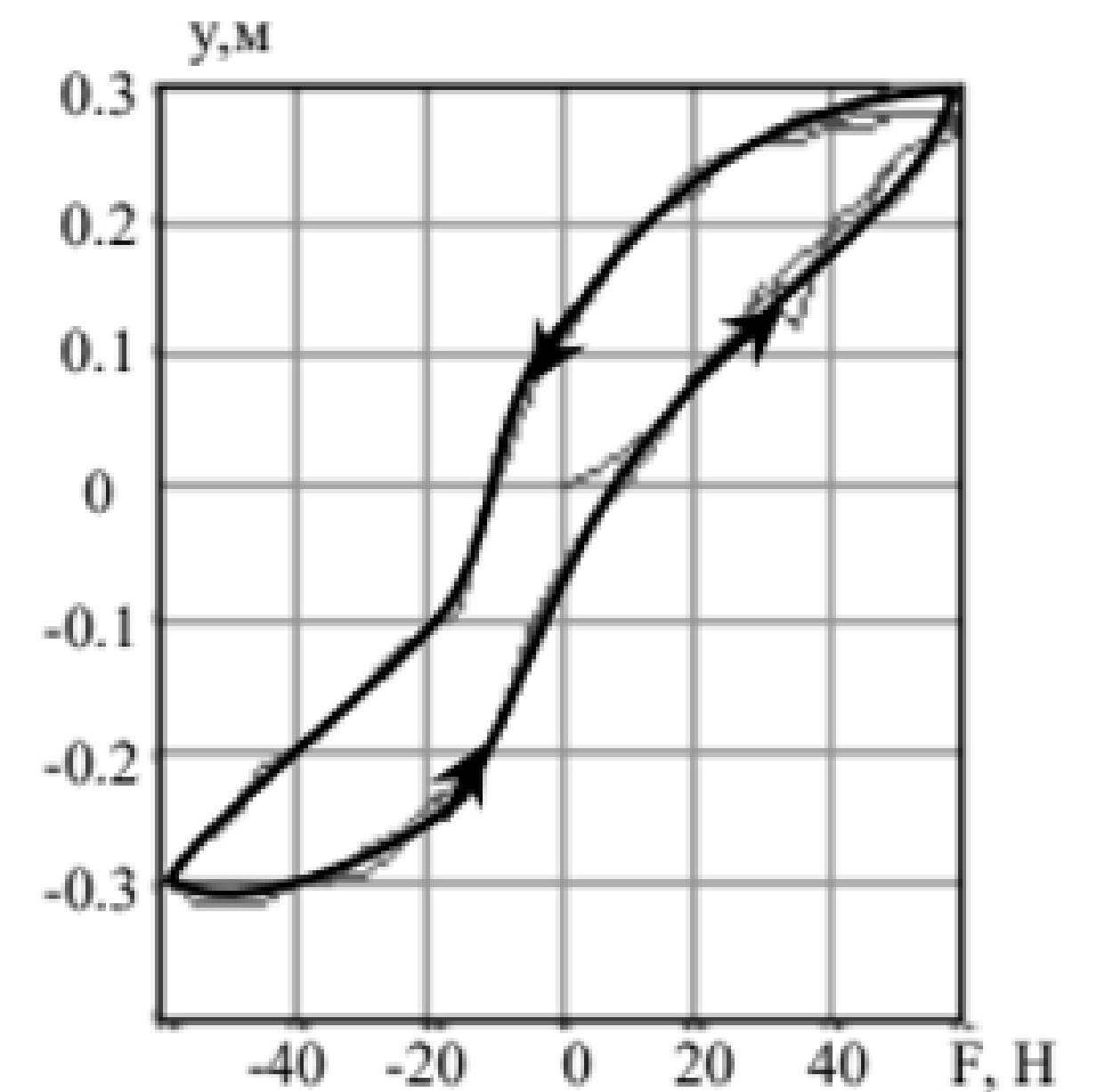
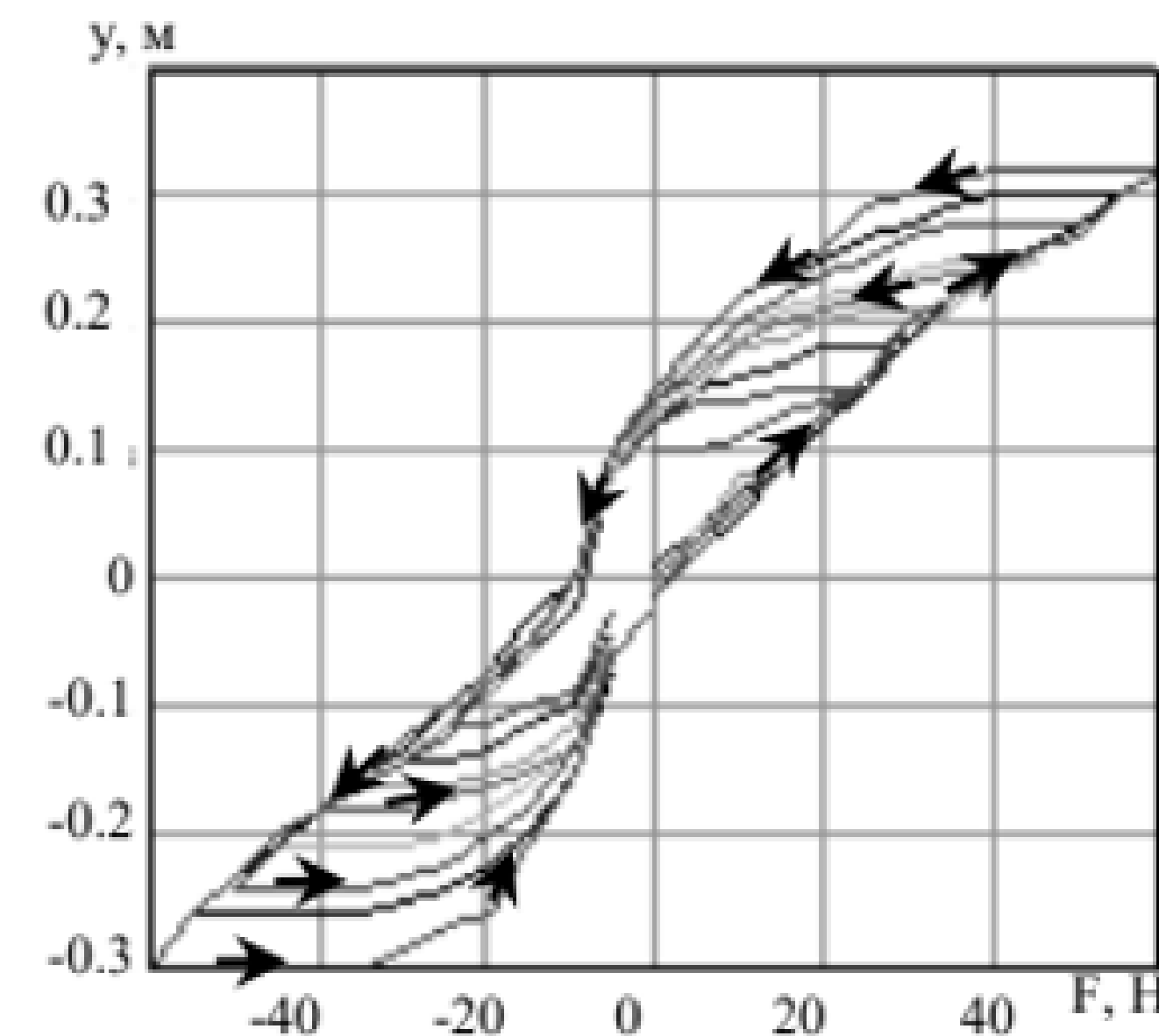
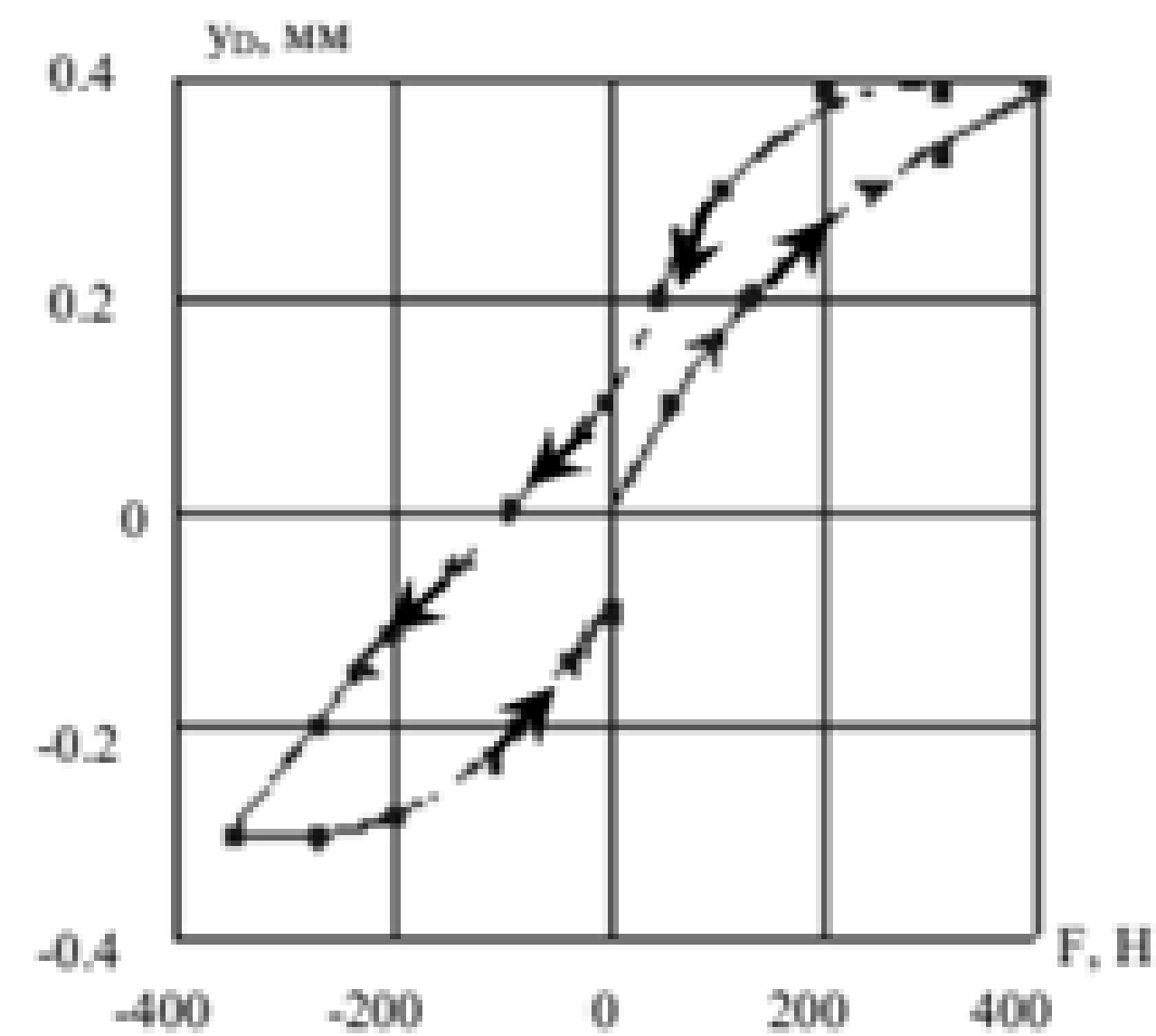
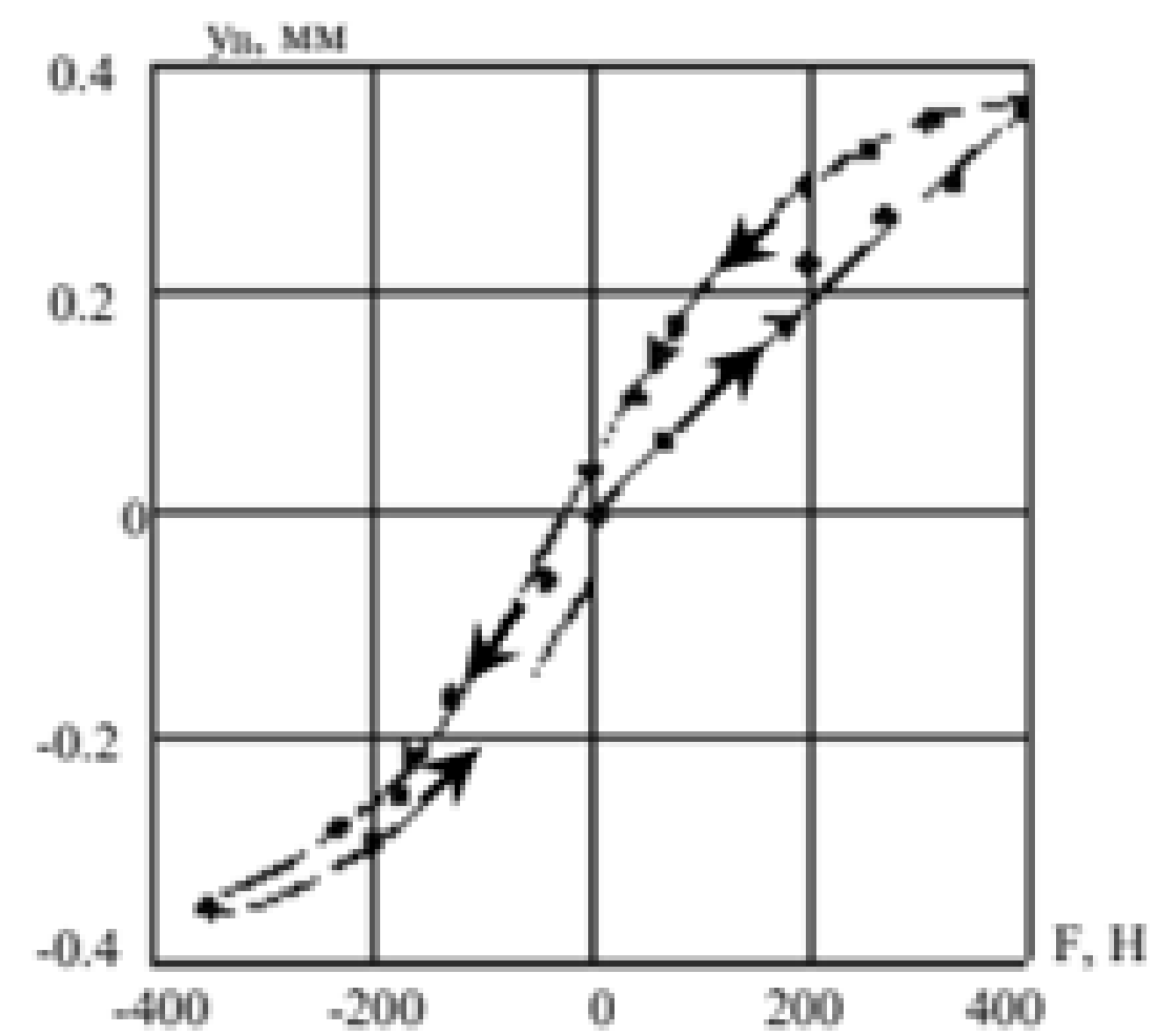


Схема встановлення індикаторів для проведення експерименту

Розробила: Задевська С.О.
Перевірів: Струтинський В.Б.

«Графіки нелінійності крутильної жорсткості та петлі гістерезису»

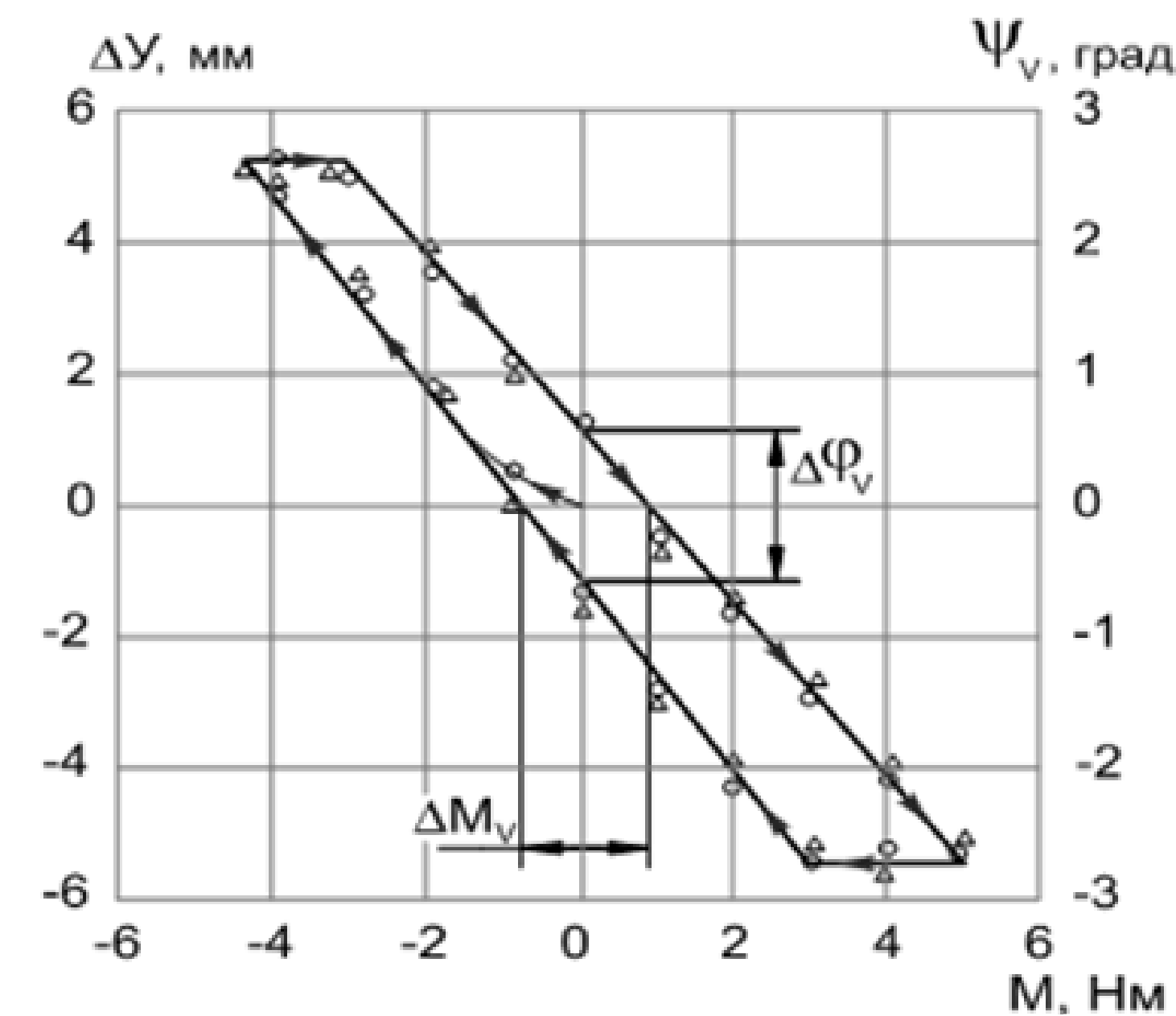


Експериментально визначені нелінійні залежності переміщення точок маніпулятора мобільного робота від діючого навантаження визначені на різних ділянках маніпулятора:
а) в кінці першого важеля; б) в області захвату

Характеристика екоративнсті нелінійних пружних систем маніпуляторів: а) петле подібні характеристики при різних амплітудах циклового навантаження; б) випадкові зміни характеристики при повторних циклах навантаження

M	0	1	2	3	4	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-4	-3	-2	-1	0
I ₁	4,0	4,95	5,35	5,9	6,3	7,1	7,4	6,8	6,4	6,0	5,3	4,4	3,9	3,2	2,7	4,7	1,55	2,1	3,3	3,9	4,05
I ₂	5,6	4,75	4,1	3,3	3,3	2,2	2,1	3,3	3,3	3,5	4,3	5,2	5,7	6,5	7,0	8,0	7,95	7,35	6,2	5,5	5,3
I ₃	5,55	4,20	4,2	3,5	2,9	2,55	2,4	3,0	3,2	3,7	4,3	5,2	5,7	6,4	6,8	7,8	7,85	7,25	6,2	5,6	5,4
I ₄	4,0	4,55	5,2	5,9	6,45	7,05	7,0	6,4	6,2	5,65	5,0	4,2	3,7	3,0	2,6	1,65	1,7	2,3	3,3	3,9	4,1

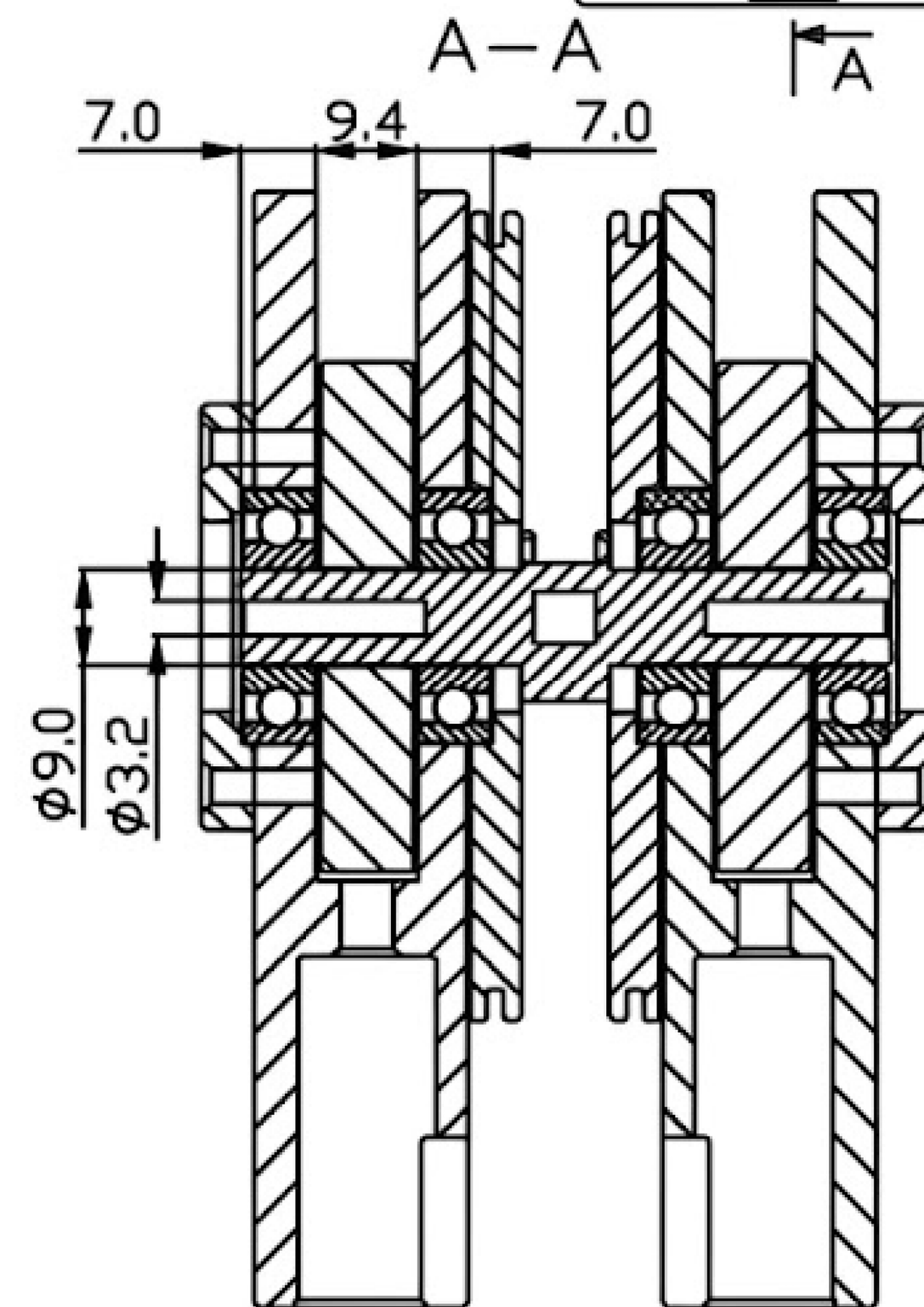
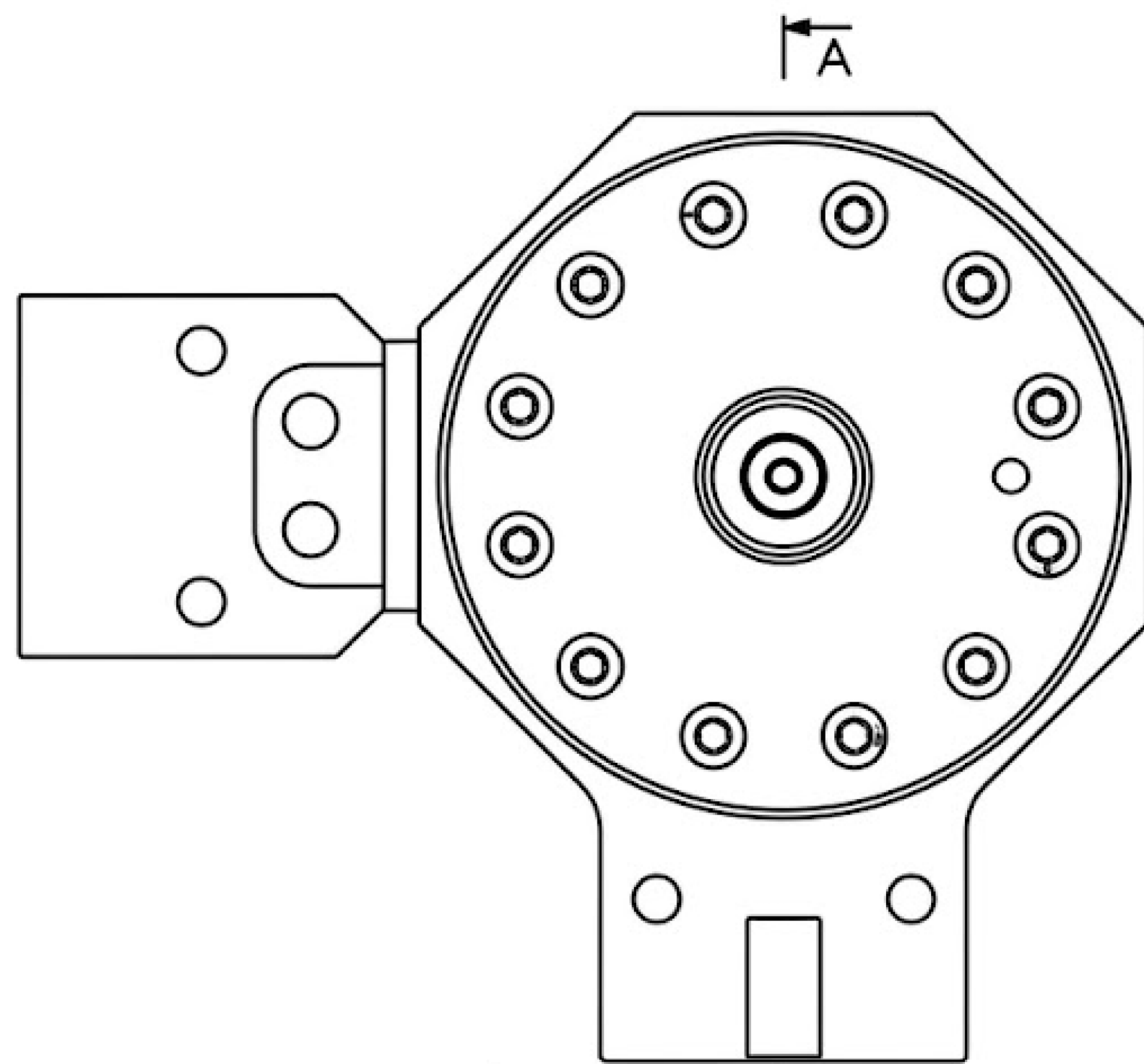
Результати вимірювань нелінійності крутильної жорсткості шарніру



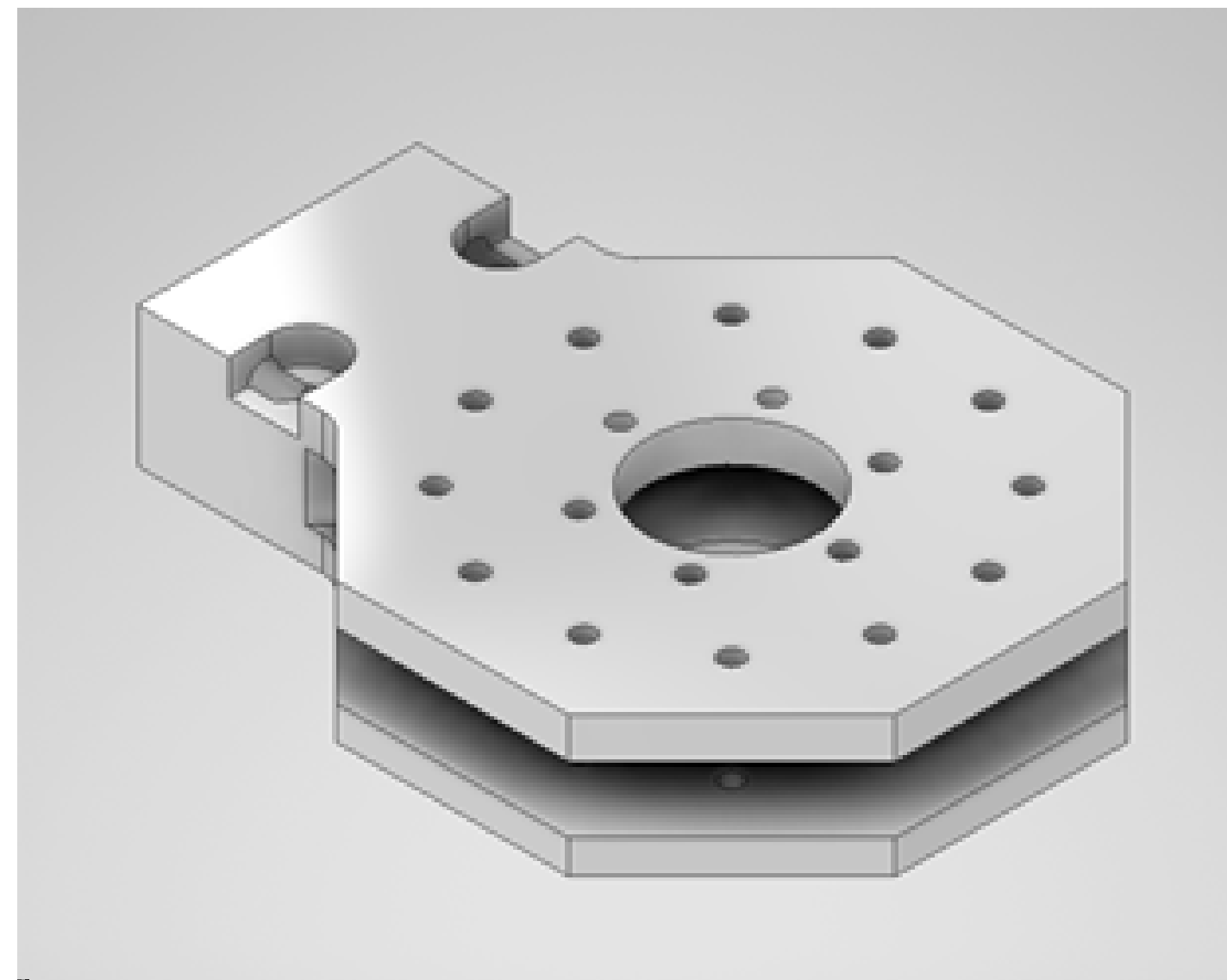
Крива гістерезису шарніра на підшипниках кочення

Розробила: Задевська С.О.
Перевірів: Струтинський В.Б.

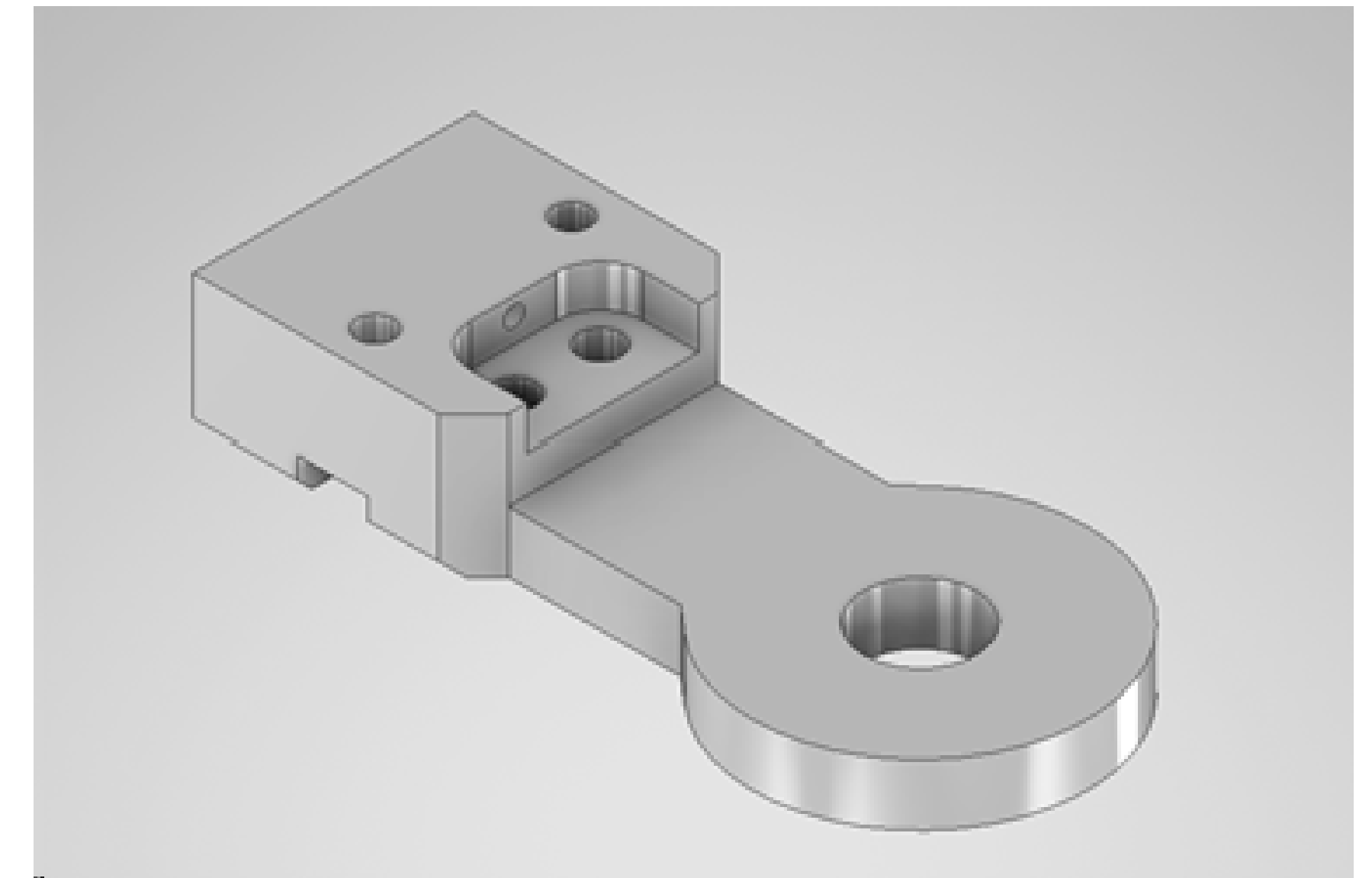
«Детальна конструктивна схема та 3D-моделі вузла»



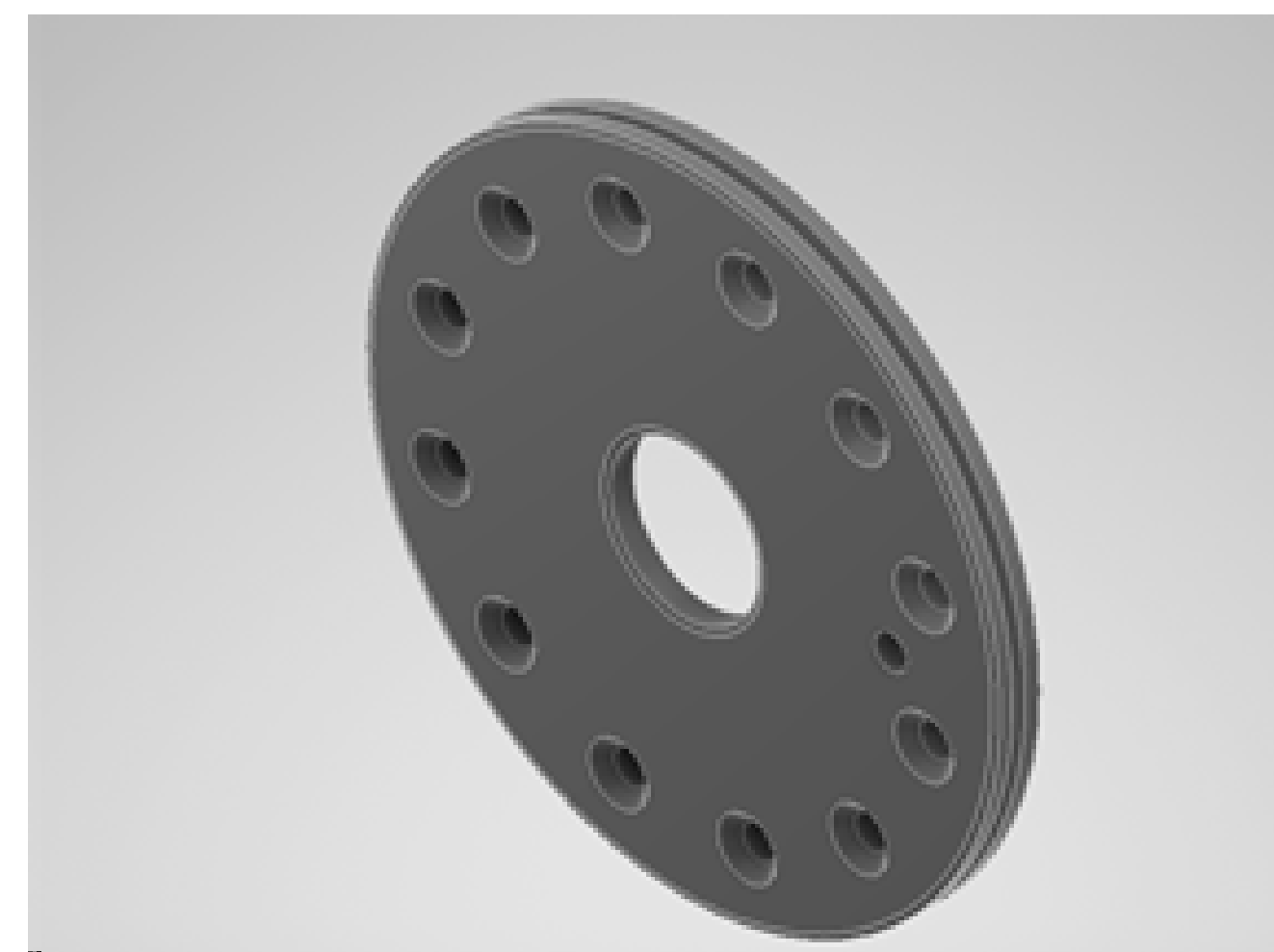
Ескіз шарніру



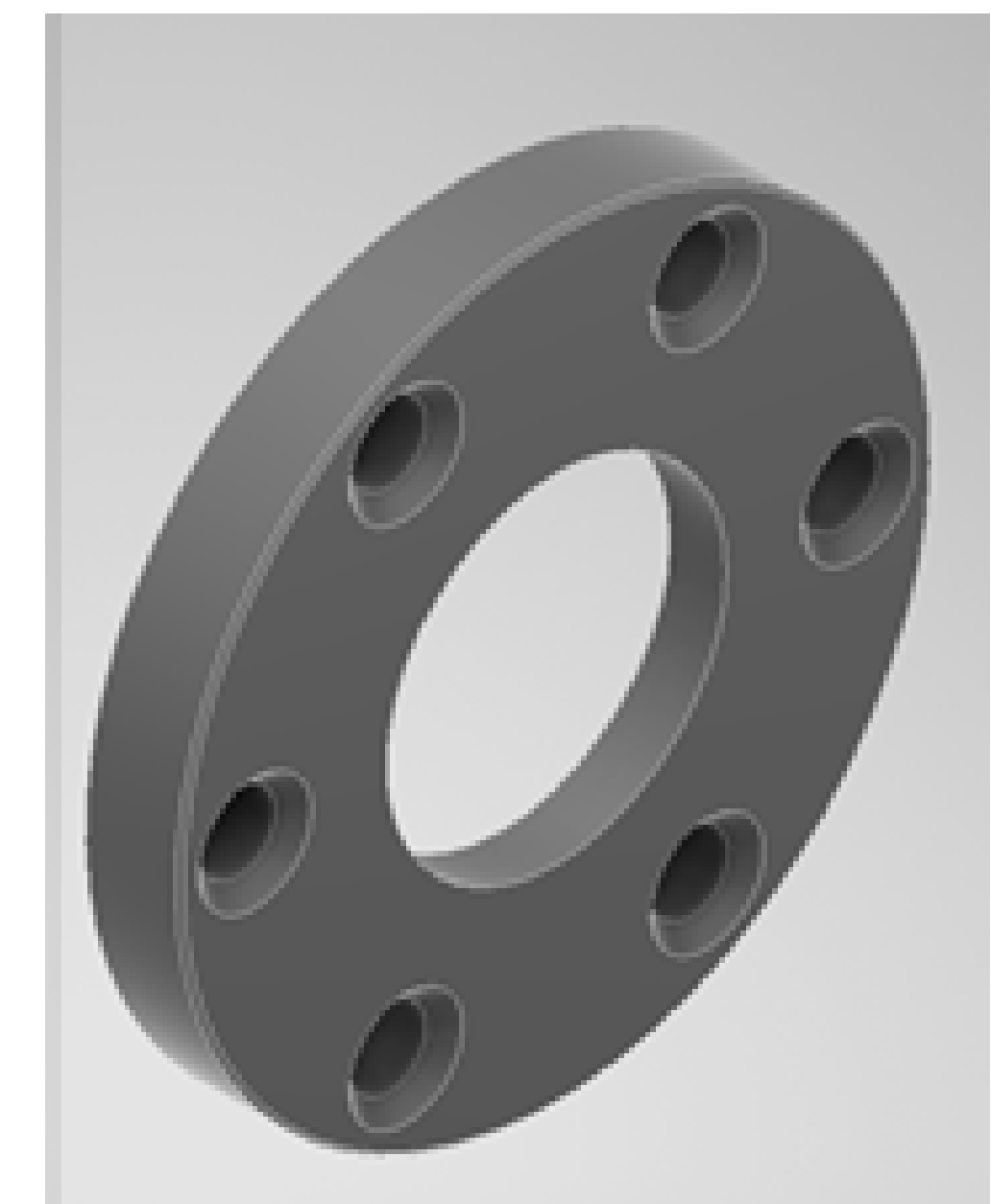
3D модель базового важеля



3D модель базового кронштейна



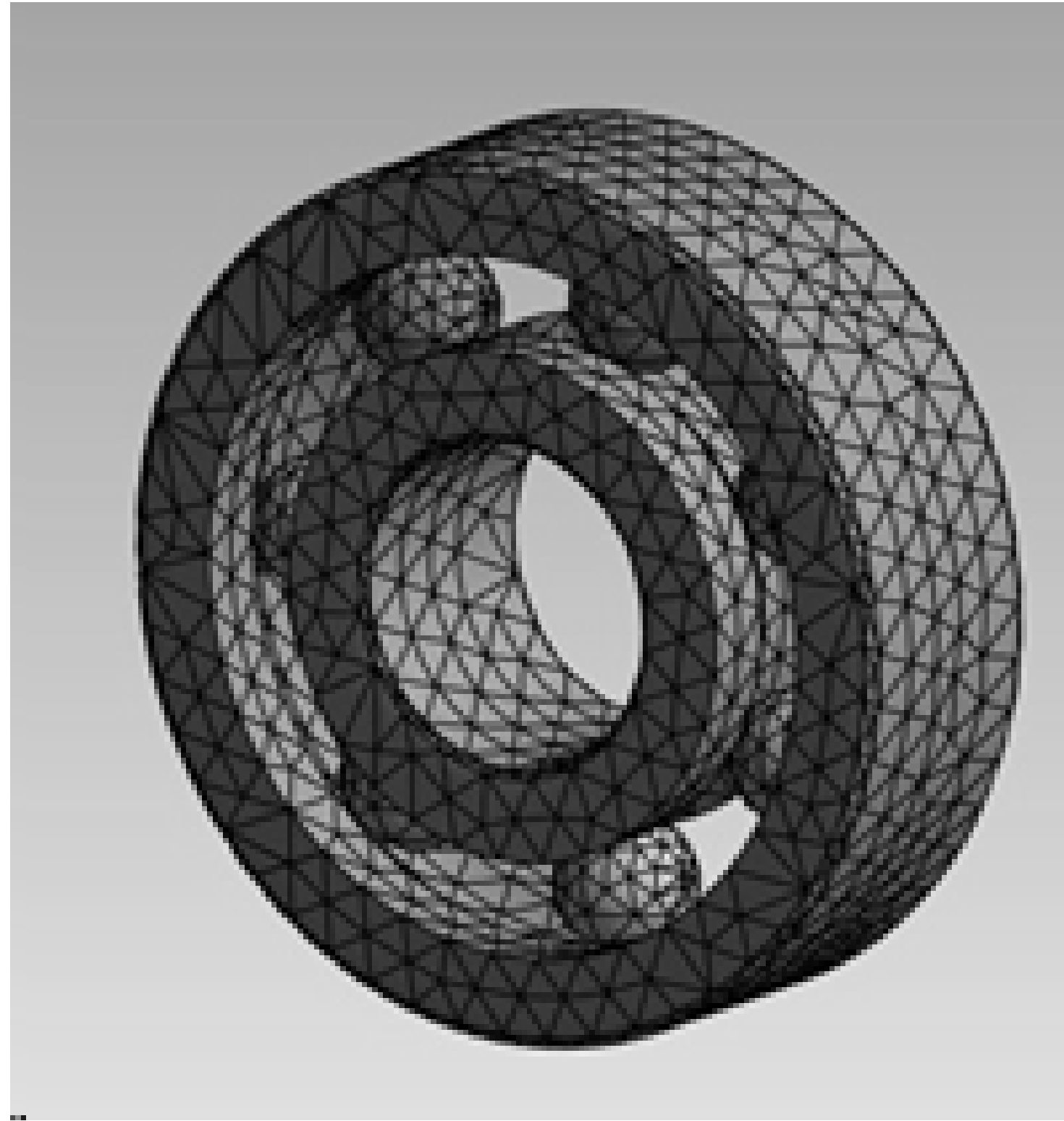
3D модель шківа



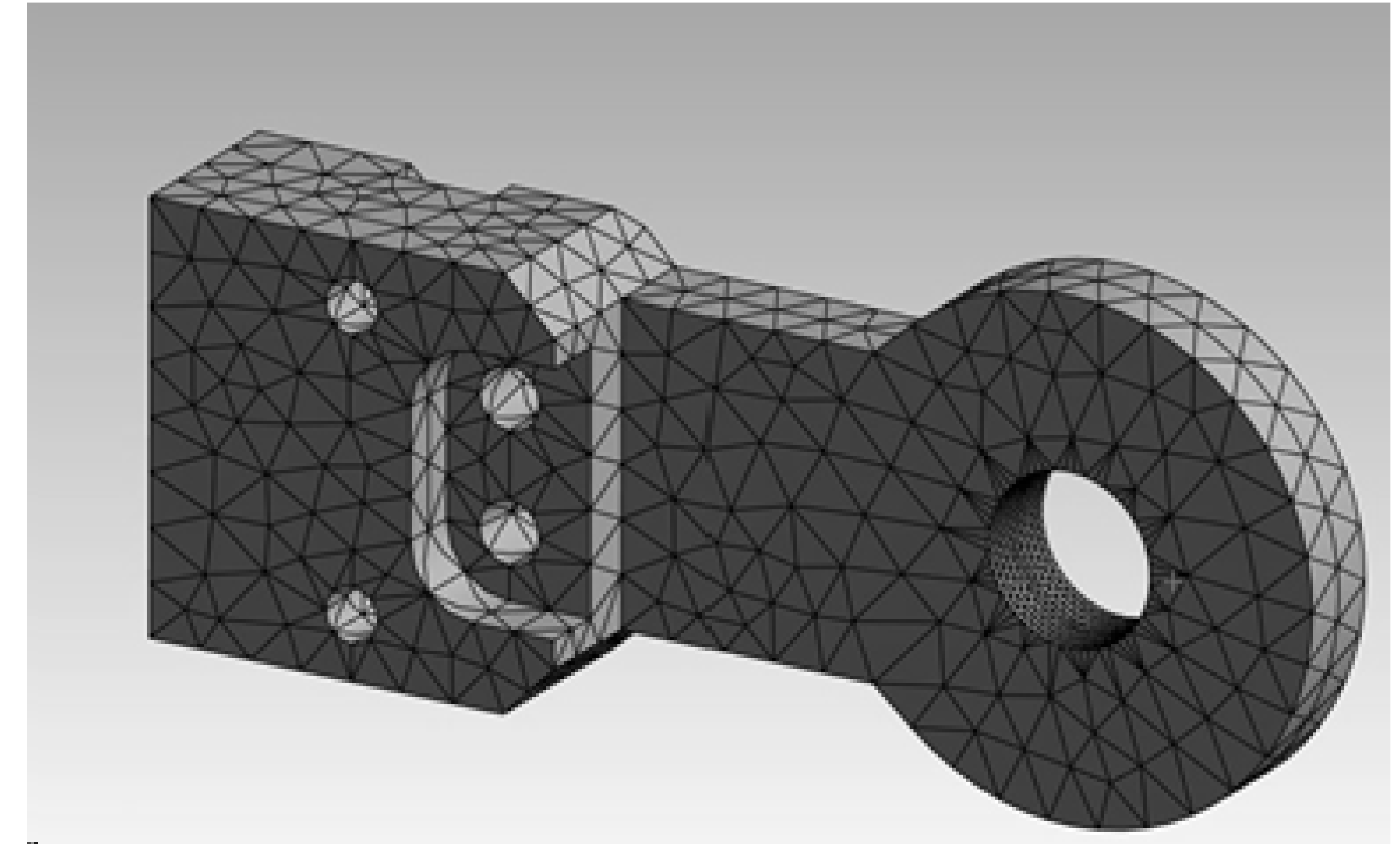
3D модель кришки

Розробила: Задевська С.О.
Перевірив: Струтинський В.Б.

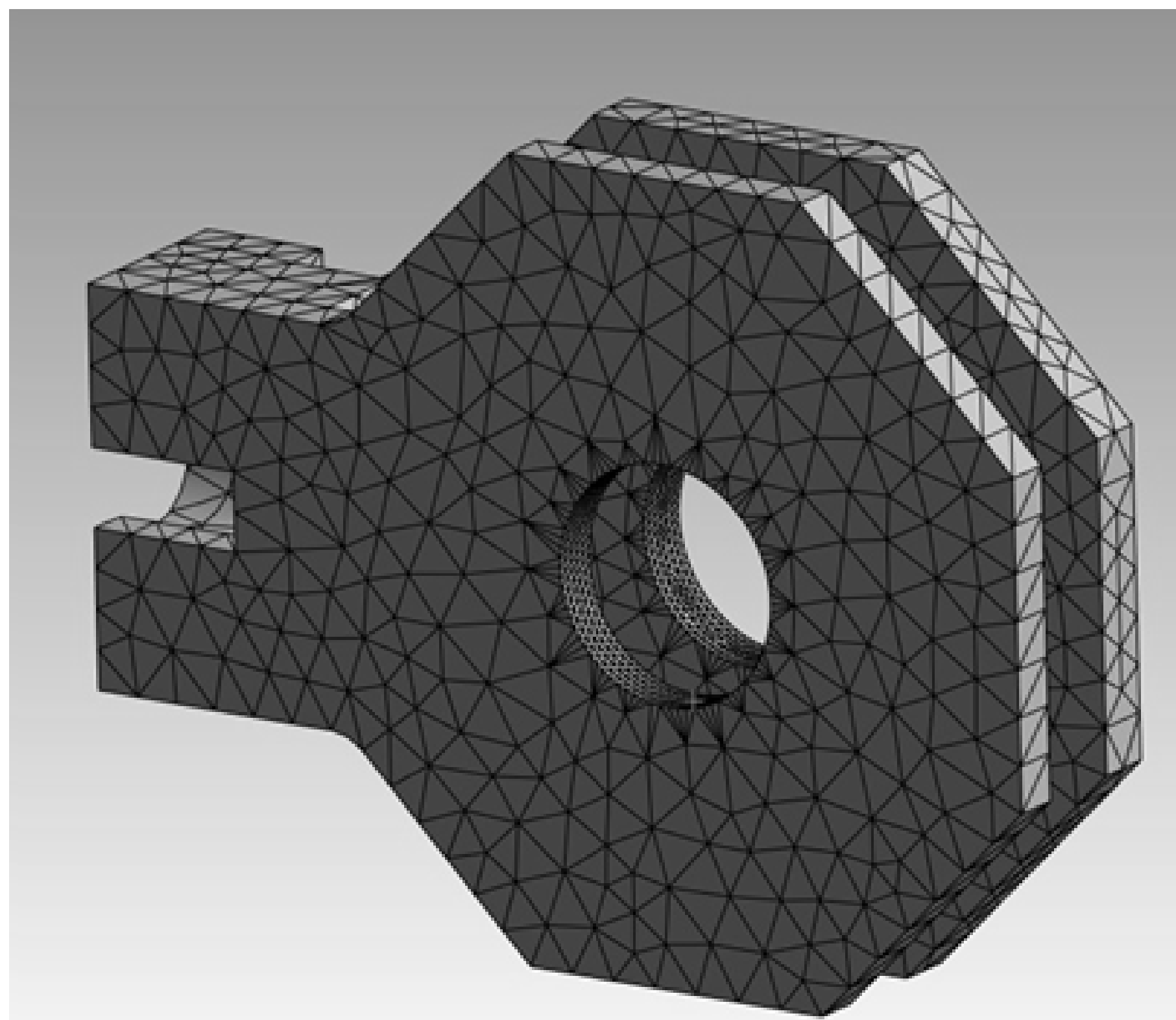
«Аналіз деформацій в Ansys»



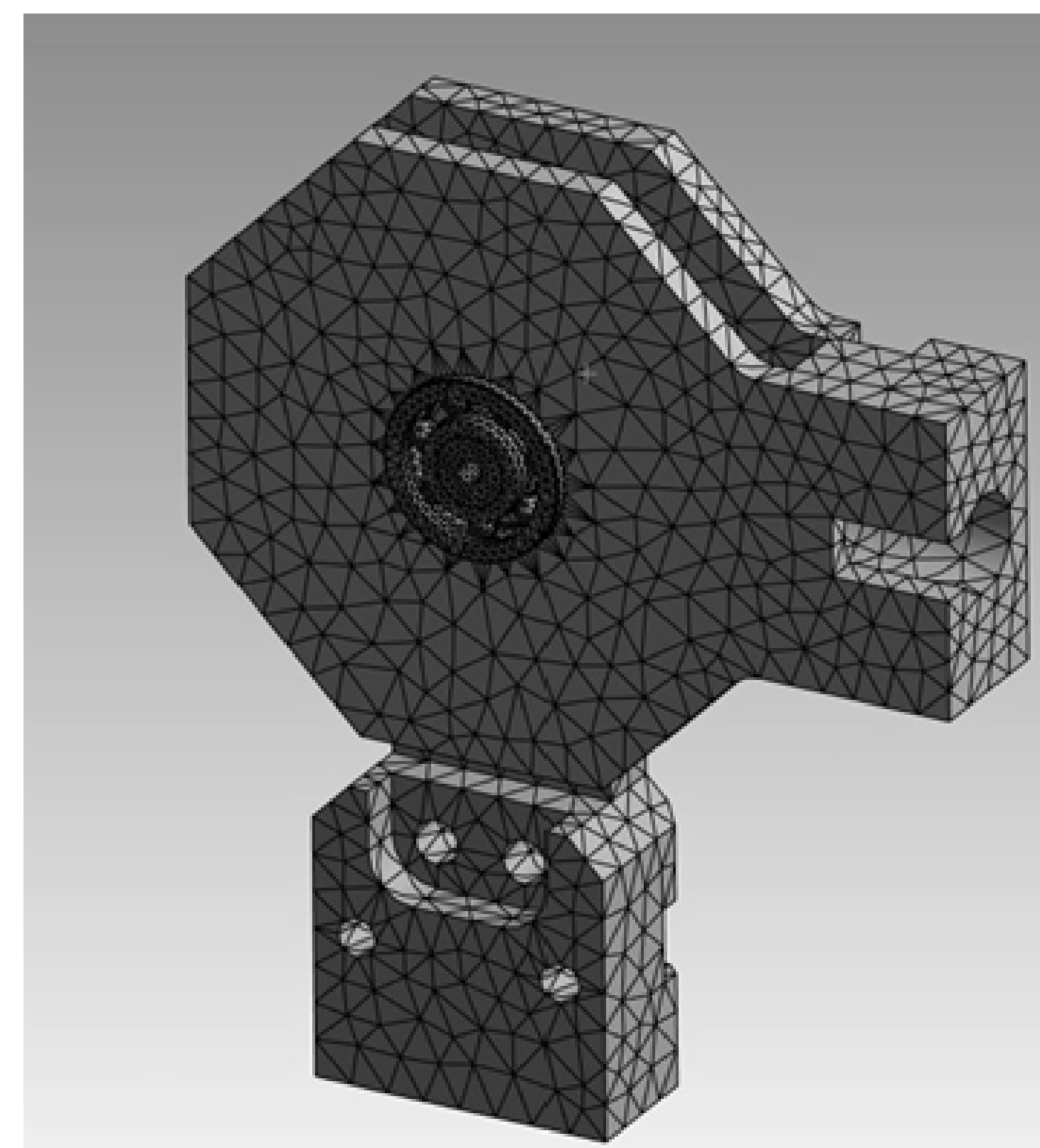
вихідна 3D-модель до накладання сітки,
процес дискретизації (Meshing)



Скінченно-елементна модель кронштейну



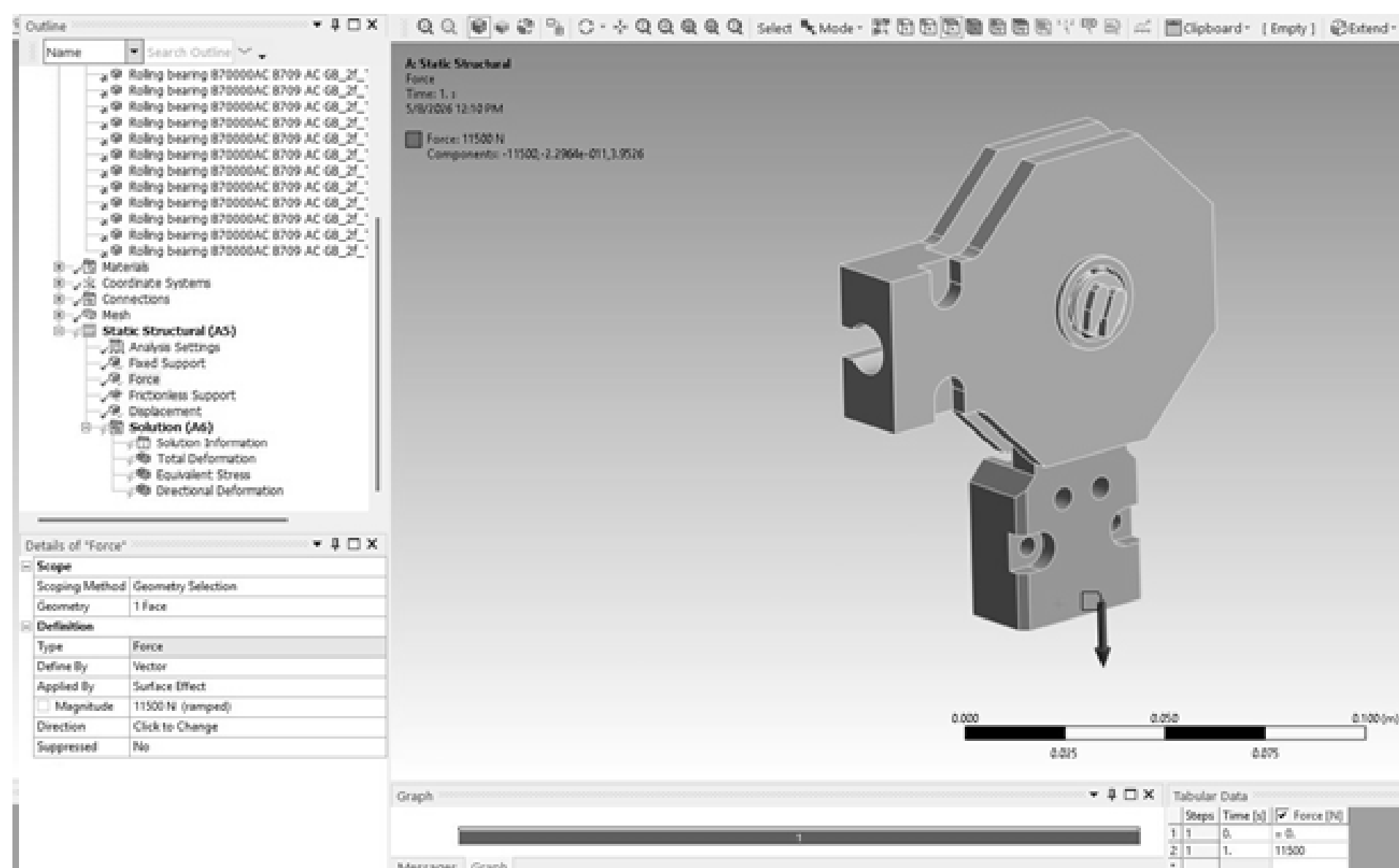
Скінченно-елементна модель важеля



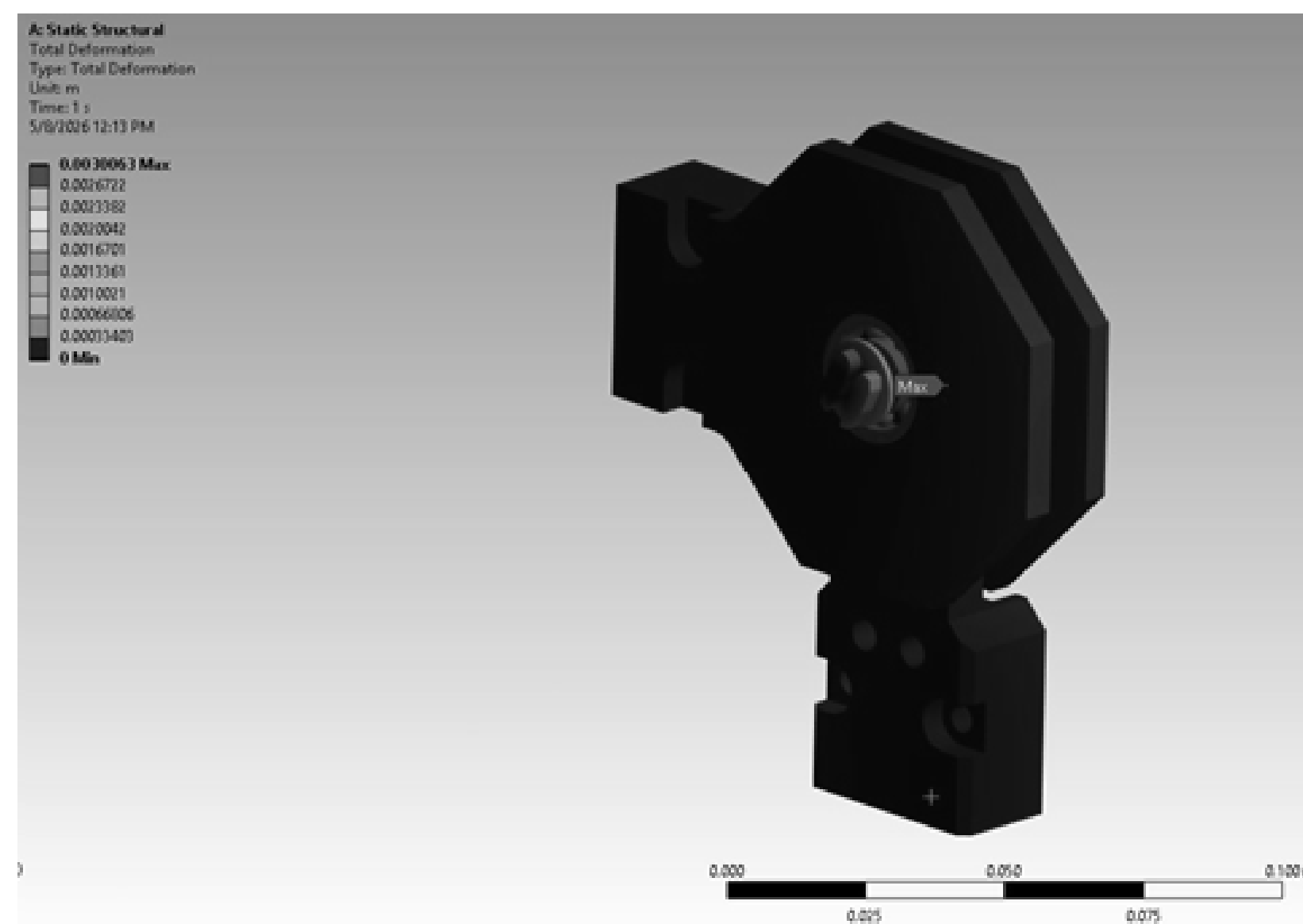
Шарнір з накладеною
скінченно-елементною сіткою

*Розробила: Задевська С.О.
Перевірів: Струтинський В.Б.*

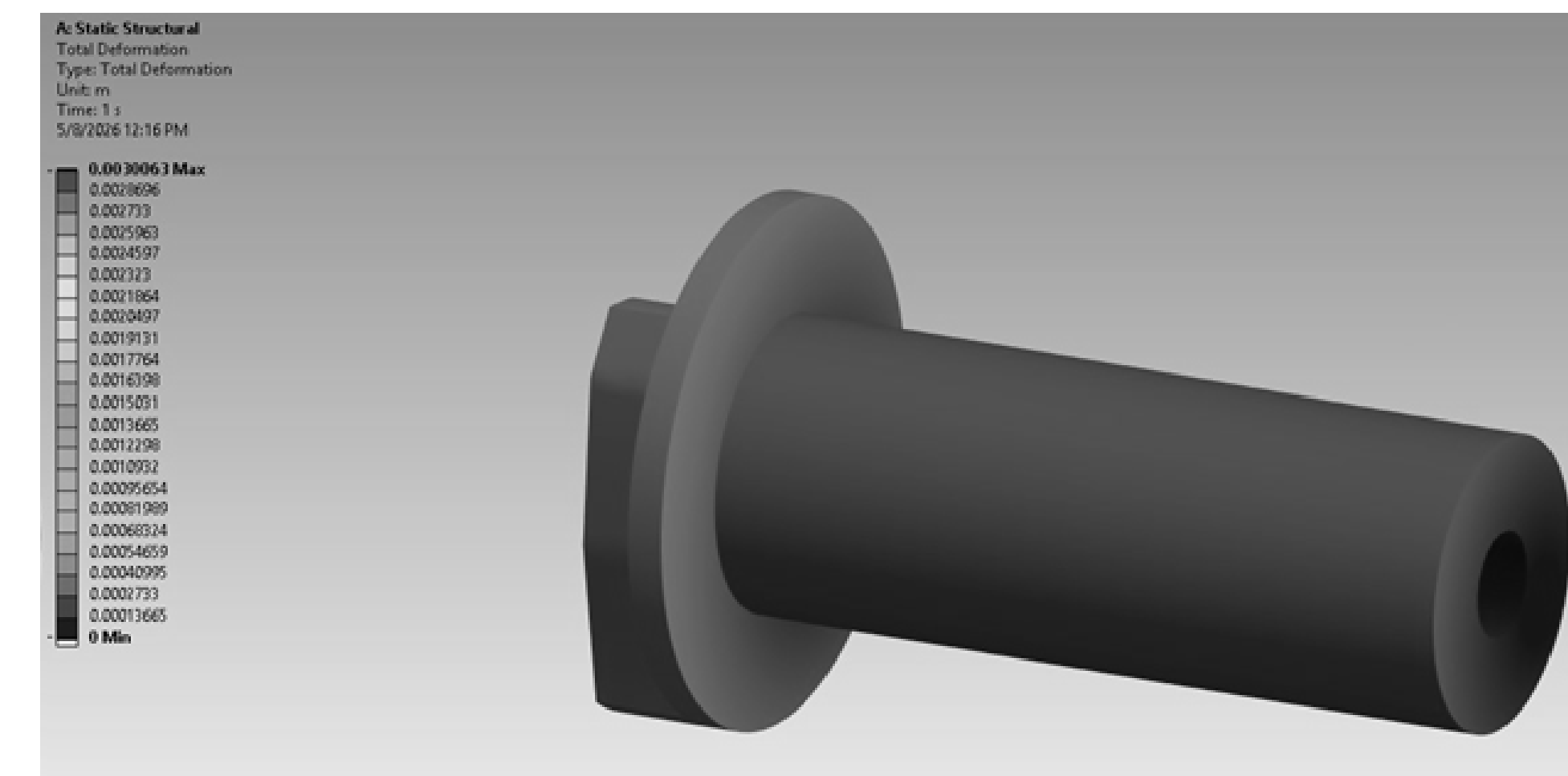
«Деталізація деформацій осі та кронштейна»



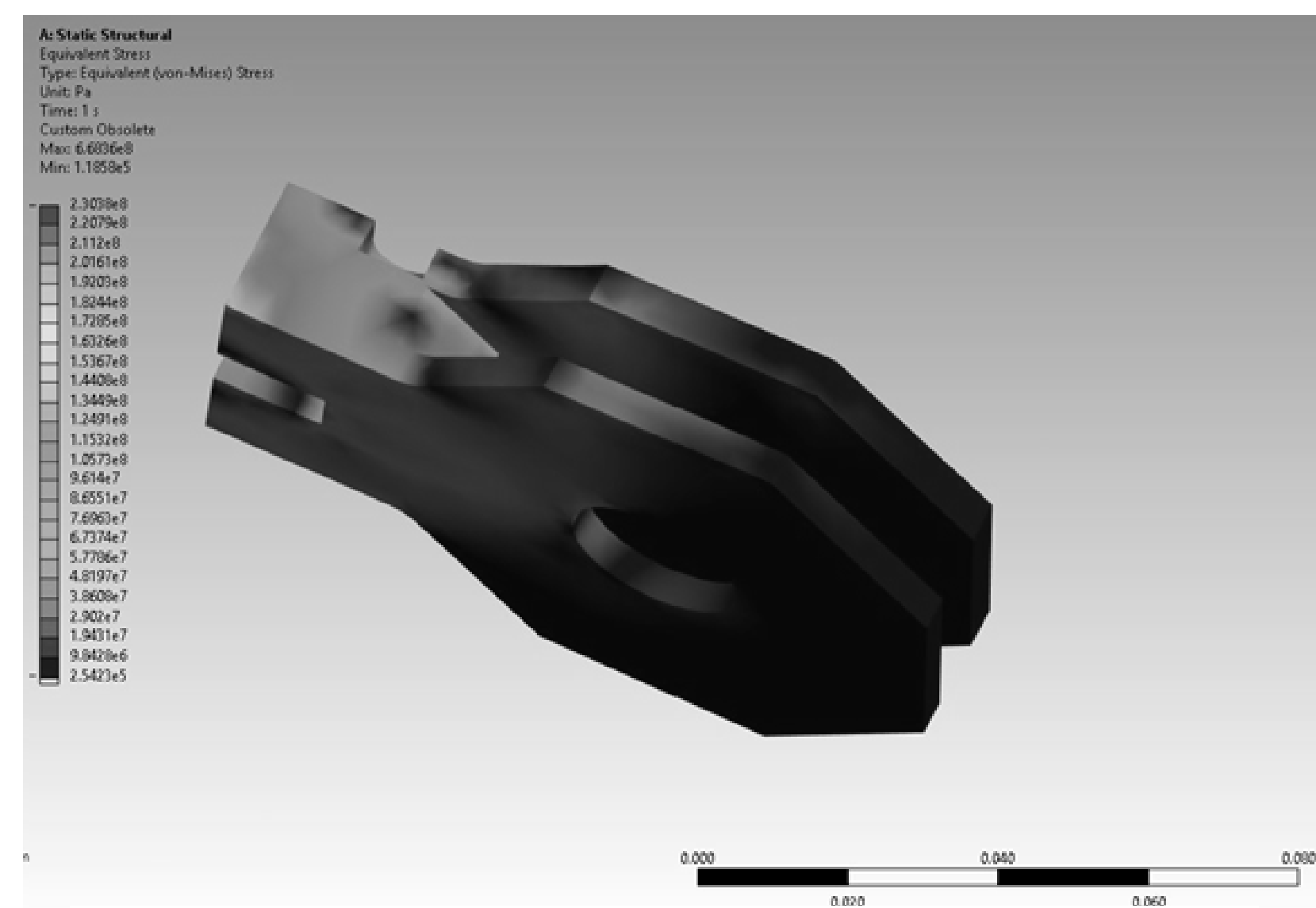
Прикладання зовнішньої сили до нижнього кронштейна вузла



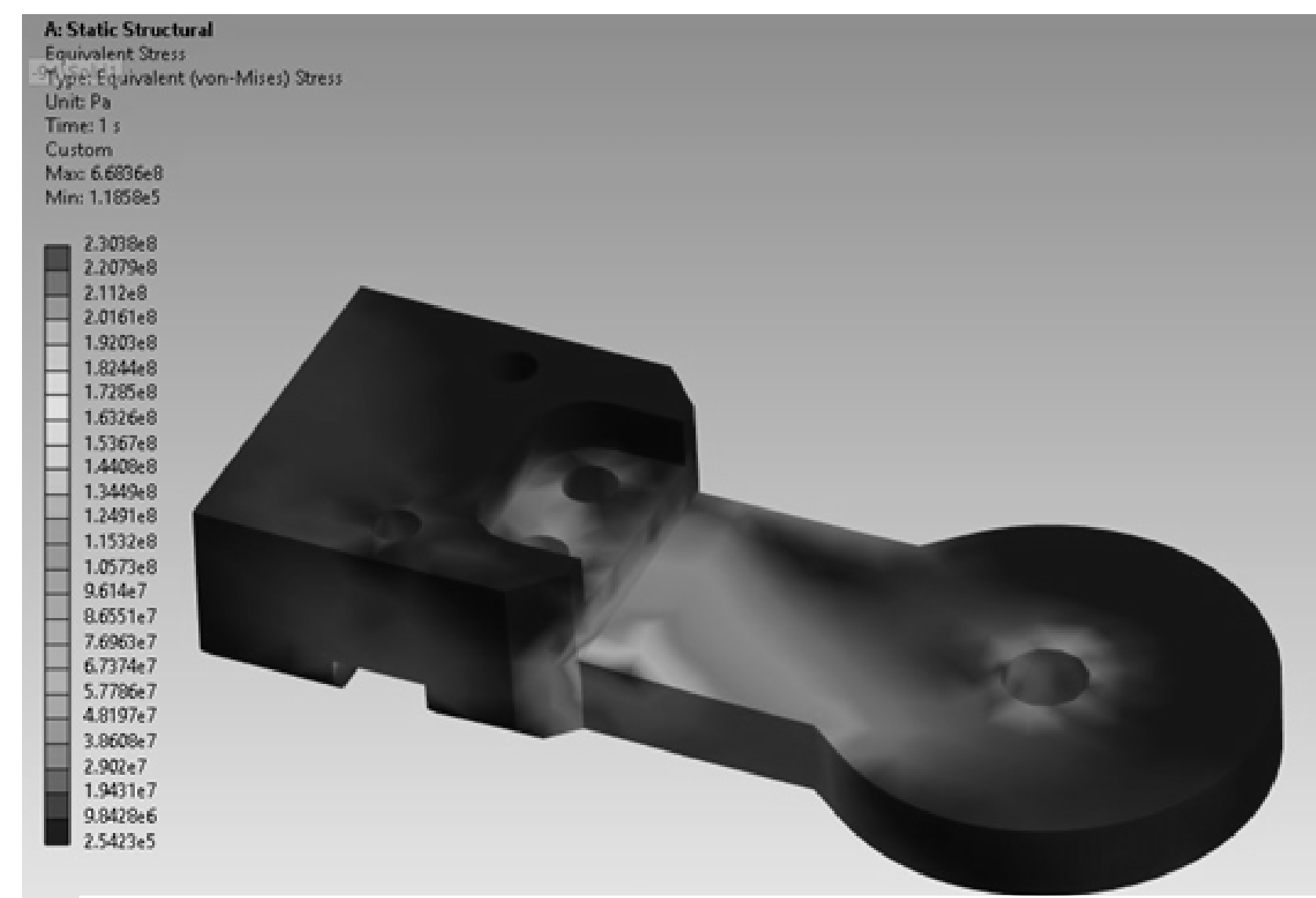
Карта сумарних деформацій



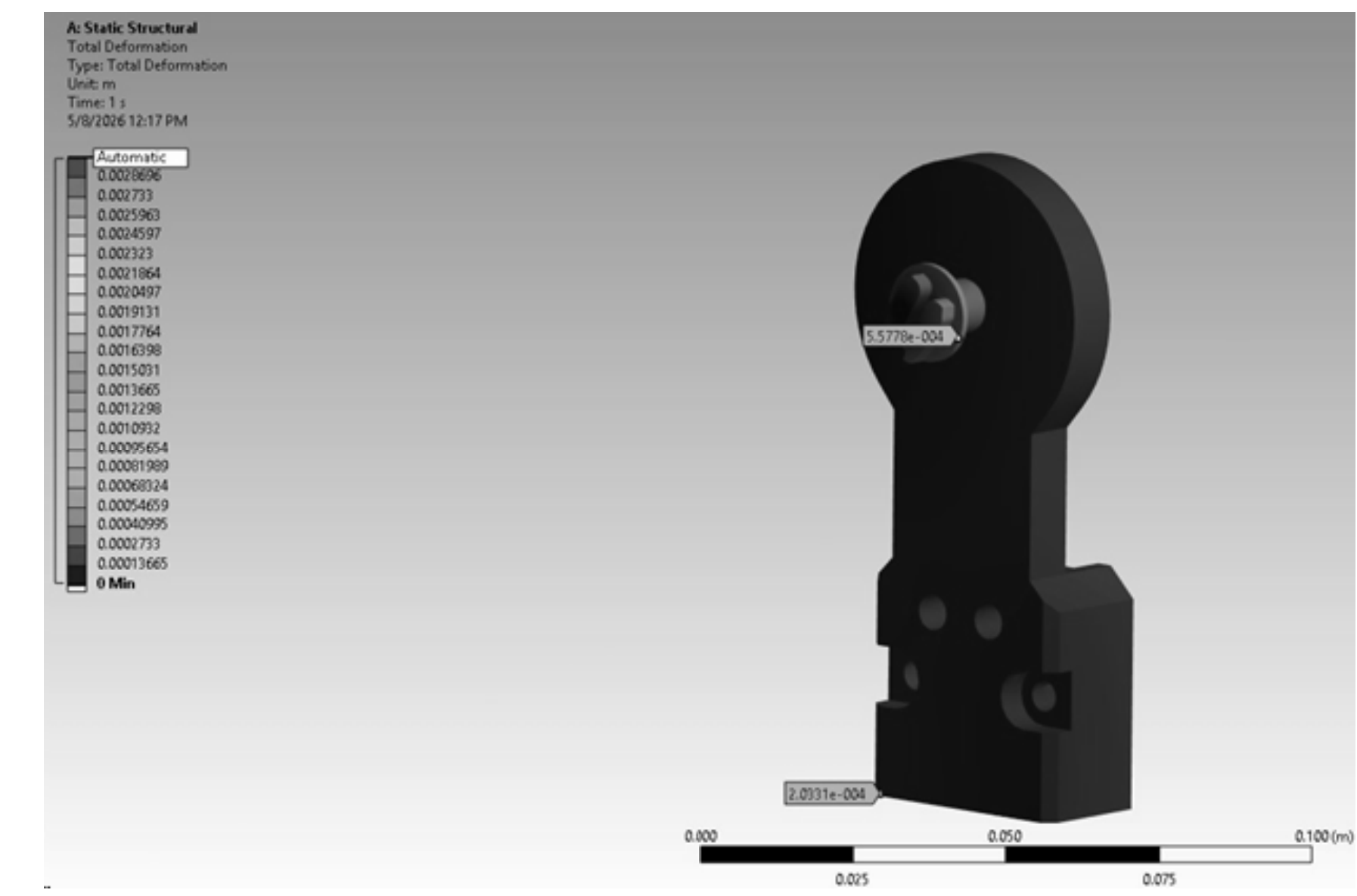
Еквівалентні напруження для осі шарніра



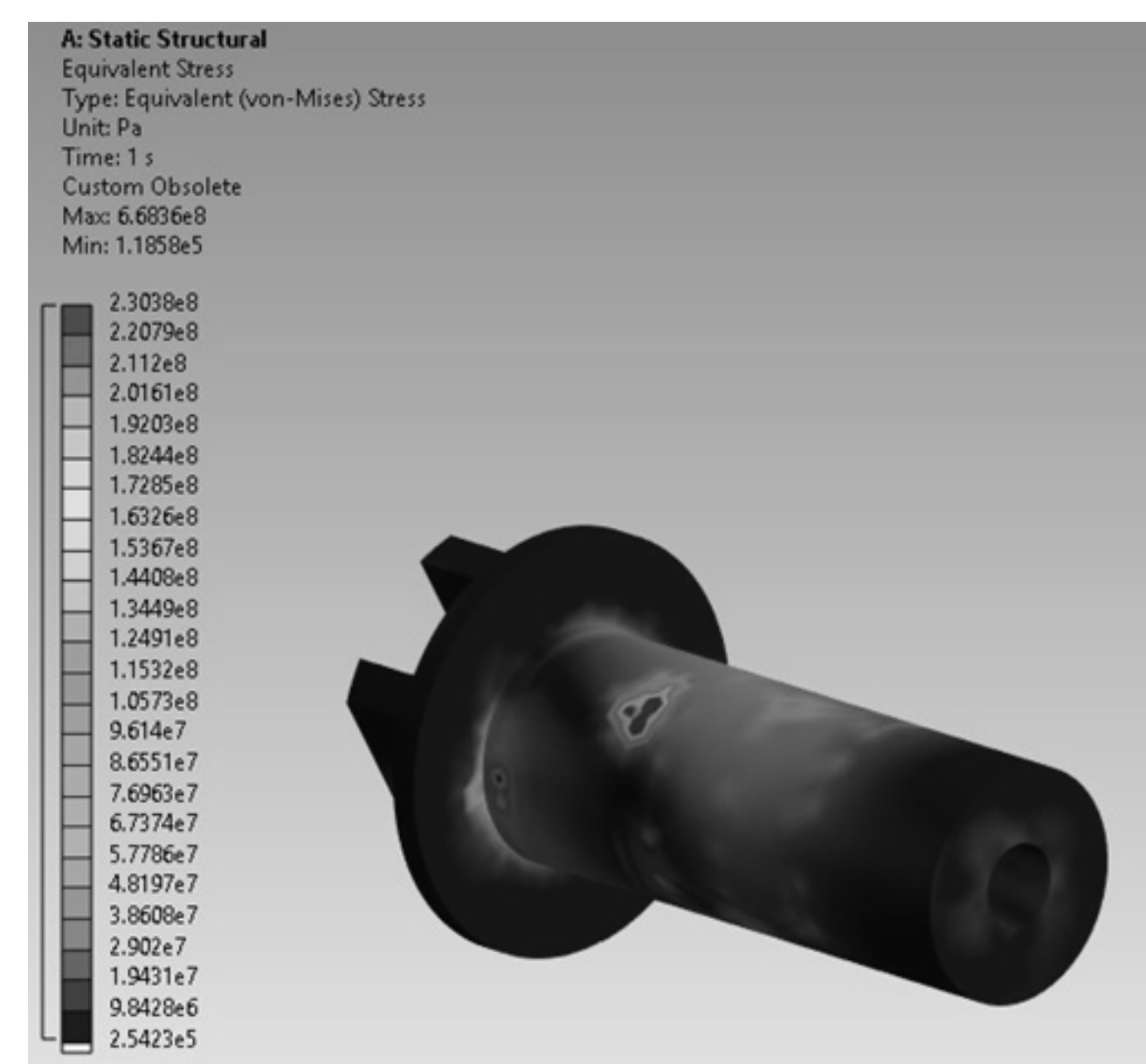
Еквівалентних напружень по Мізесу важеля



Розрахунок еквівалентних напружень по Мізесу



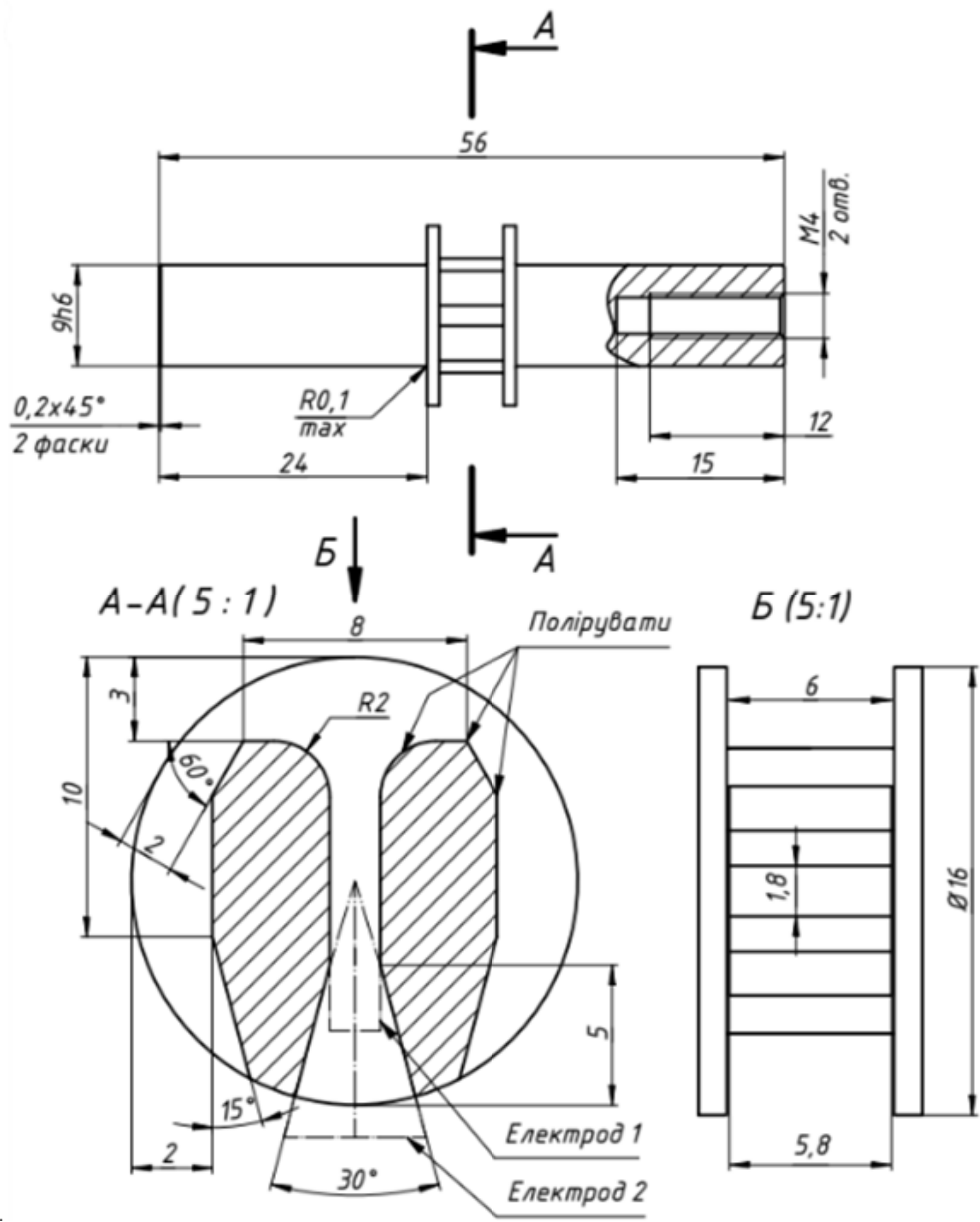
Деформація кронштейна



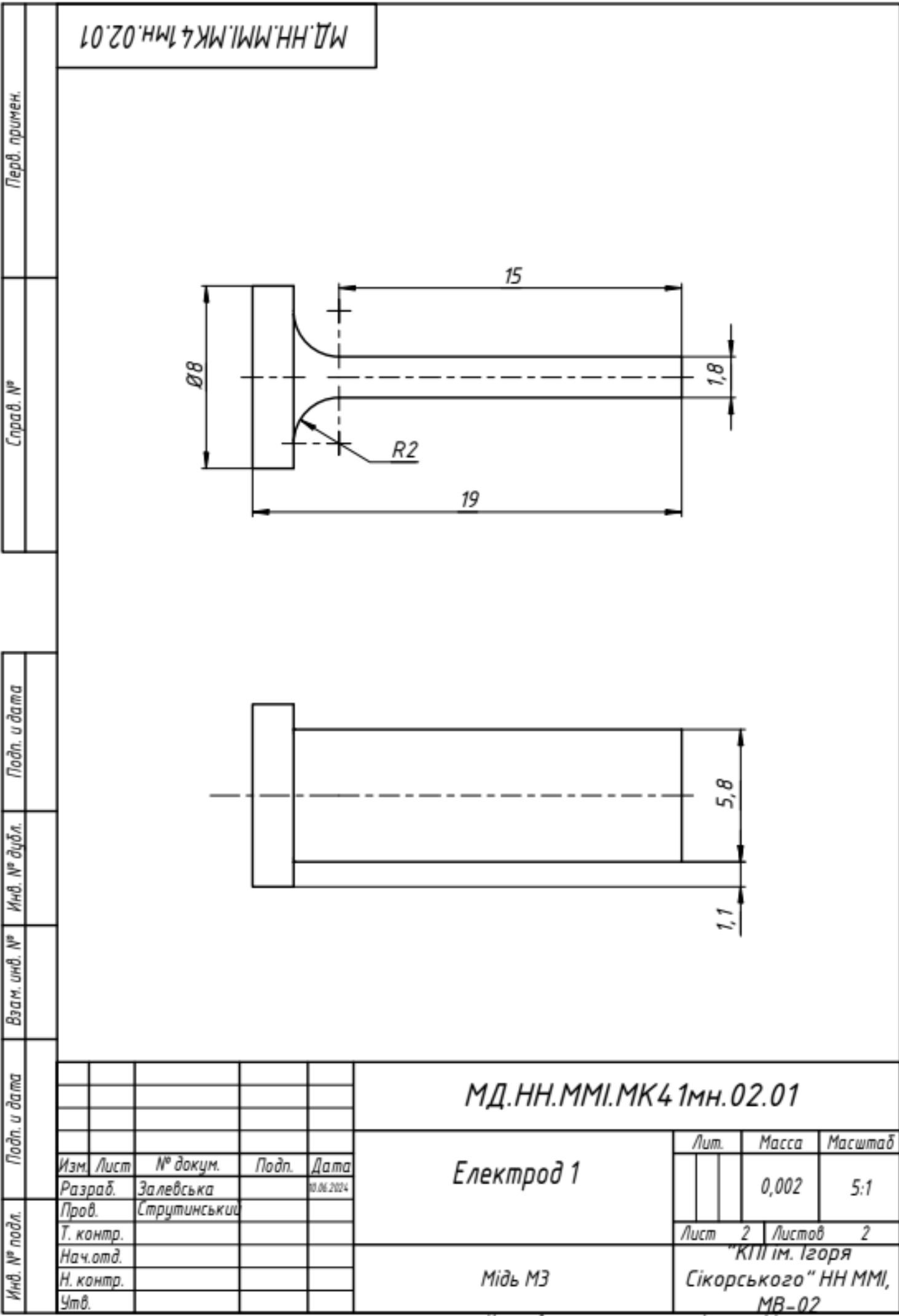
Еквівалентні напруження для осі шарніра

Розробила: Задевська С.О.
Перевірів: Струтинський В.Б.

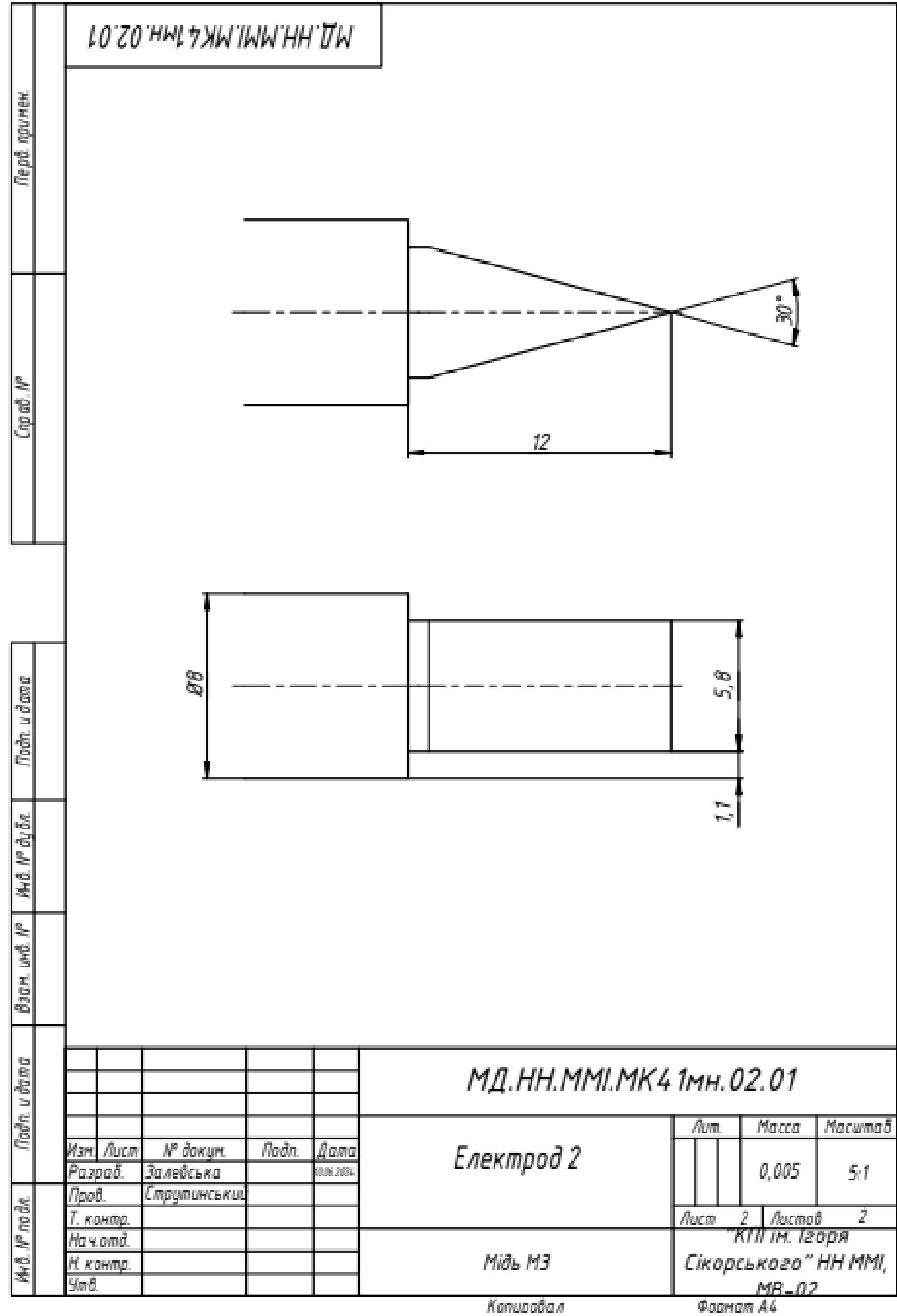
«Деталізація деформацій осі та кронштейна»



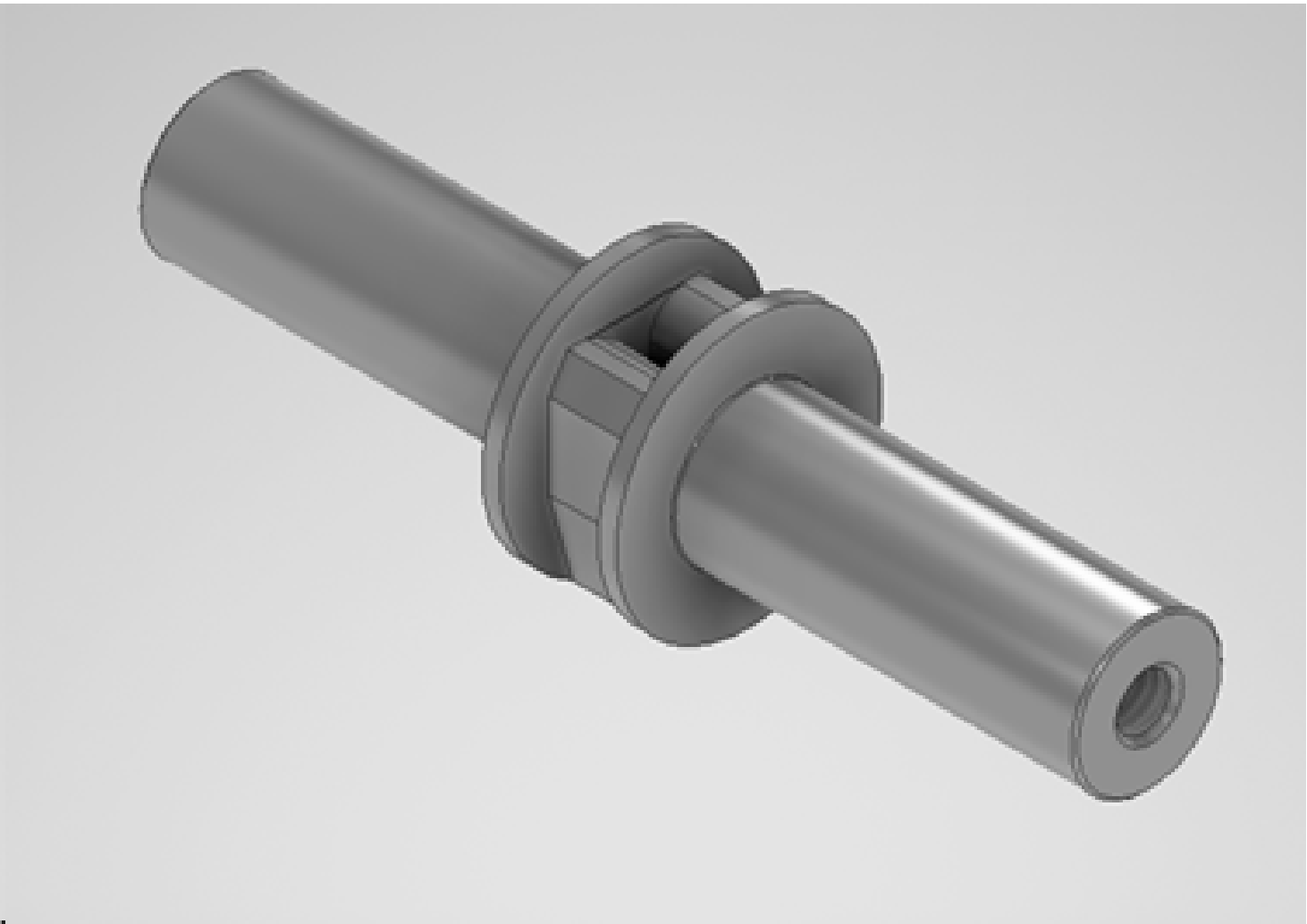
Отвір на осі для шарніра на підшипника кочення, що обробляється за допомогою електро-ерозійного верстату



Креслення електроду 1у 1



Креслення електроду 2'



3D модель осі

Розробила: Задевська С.О.
Перевірів: Струтинський В.Б.