

**Івано-Франківський національний технічний університет  
нафти і газу**

Інститут інженерної механіки та робототехніки  
Кафедра комп'ютеризованого машинобудування

Демченко Юрій Віталійович

---

(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 620

(індекс)

**БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА**

Лабораторний стенд для дослідження циклічної довговічності різьбових з'єднань

---

---

---

(назва роботи)

Прикладна механіка

(назва освітньої програми)

131- Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

Демченко Ю. В.

---

(підпис, ініціали та прізвище здобувача освітнього ступеня)

Науковий керівник проф. Копей Володимир Богданович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

**Допущено до захисту**

Завідувач кафедри

професор \_\_\_\_\_ В. Г. Панчук

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент

---

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на першоджерело

м.Івано-Франківськ-2025 р.

**Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу**

(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут інженерної механіки та робототехніки

Кафедра комп'ютеризованого машинобудування

Освітній рівень - бакалавр

Спеціальність 131-Прикладна механіка

(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**Завідувач кафедри**

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

**З А В Д А Н Н Я**

**НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ**

Демченко Юрій віталійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **Лабораторний стенд для дослідження циклічної довговічності  
різьбових з'єднань**

Керівник роботи: проф. Копей Володимир Богданович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвержені наказом закладу вищої освіти від “\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року № \_\_\_\_\_

2. Строк подання студентом роботи 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи \_\_\_\_\_

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Створення конструкції стенду з інерційним збудженням. Розроблення системи керування кроковими двигунами

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) \_\_\_\_\_

1.Результати симуляції (1 аркуш)

2.Тривимірна модель (1 аркуш)

3.Складальне креслення (1 аркуш)

4.Схема керування і програма (1 аркуш)

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-3	Копей В.Б.		

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Оглядова частина		
2	Розрахункова частина		
3	Конструкторська частина		
4	Графічна частина		

**Студент**

\_\_\_\_\_

( підпис )

\_\_\_\_\_

( прізвище та ініціали )

**Керівник роботи**

\_\_\_\_\_

( підпис )

\_\_\_\_\_

( прізвище та ініціали )

## Реферат

кваліфікаційної бакалаврської роботи: Лабораторний стенд для дослідження циклічної довговічності різьбових з'єднань.

Розрахунково-пояснювальна записка: 40 сторінок, 34 рисунки, 1 таблицю, 4 аркуші ф. А4 додатків.

Об'єкт дослідження – Лабораторний стенд

Метою роботи є розроблення лабораторного стенду для дослідження циклічної довговічності різьбових з'єднань. Основними завданнями є створення конструкції стенду з інерційним збудженням, яка забезпечує відтворення різноманітних циклічних навантажень (розтяг, згин, кручення), розроблення системи керування кроковими двигунами шляхом вимірювання напружень тензодатчиками. Стенд передбачає використання автоматизованої системи керування для забезпечення стабільності навантажень. Створена конструкція універсального лабораторного стенду дозволить проводити комплексні дослідження циклічної довговічності різьбових з'єднань, а також отримувати дані для вдосконалення конструкцій і технологій їх виготовлення. Результати роботи можуть бути використані для дослідження втоми різьбових з'єднань.

**Ключові слова:** *різьбові з'єднання, циклічна довговічність, лабораторний стенд, міцність, циклічні навантаження, силове збудження, границя міцності, втома, деформація.*

## **Annotation**

### Laboratory Stand for Investigating the Cyclic Durability of Threaded Connections

The aim of this work is to develop a laboratory test bench for studying the cyclic durability of threaded connections. The main objectives include the design of a test stand with inertial excitation, capable of reproducing various types of cyclic loading (tension, bending, torsion), and the development of a control system for stepper motors using strain gauges to measure stresses. The stand incorporates an automated control system to ensure the stability of loading parameters. The created universal laboratory setup will enable comprehensive studies of the cyclic fatigue life of threaded connections, as well as provide data for improving the design and manufacturing technologies of such joints. The results of this work can be applied in the field of fatigue analysis of threaded fasteners.

**Keywords:** Threaded connections, cyclic durability, laboratory test bench, strength, cyclic loading, force excitation, ultimate tensile strength, fatigue, deformation.

## Зміст

Вступ .....	7
<b>1.ОГЛЯДОВА ЧАСТИНА.....</b>	<b>8</b>
<b>1.1 Теоретичні основи втомного руйнування різьбових з'єднань .....</b>	<b>8</b>
<b>1.2 Аналіз існуючих силових схем машин .....</b>	<b>13</b>
<b>1.3 Аналіз обраної силової схеми машини .....</b>	<b>27</b>
<b>2.РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА .....</b>	<b>29</b>
<b>2.1 Створення конструкції стенду .....</b>	<b>29</b>
<b>2.2 Методика проведення випробувань .....</b>	<b>31</b>
<b>2.3 Дослідження частоти вільних коливань у лабораторному стенді.....</b>	<b>32</b>
<b>2.4 Динамічні випробування гармонійними навантаженнями.....</b>	<b>34</b>
<b>3.КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....</b>	<b>39</b>
<b>3.1 Створення 3D моделі.....</b>	<b>39</b>
<b>3.2 Конструктивні особливості основних вузлів .....</b>	<b>40</b>
<b>3.3 Створення автоматизованої системи керування.....</b>	<b>42</b>
<b>Висновок.....</b>	<b>46</b>
<b>Список використаних джерел.....</b>	<b>47</b>
<b>Додатки.....</b>	<b>48</b>

## Вступ

Розвиток сучасної інженерії машинобудування та інших технічних секторів нерозривно пов'язаний із забезпеченням надійності та тривалості експлуатації конструкційних компонентів. Одним з найпоширеніших методів з'єднання елементів у складанні є різьбові з'єднання, які знаходять широке застосування через їхню простоту в реалізації, можливість розбирання, універсальність і технологічність. Проте, під впливом навантажень, ці з'єднання можуть бути піддані втомному руйнуванню, що має суттєвий вплив на загальну ефективність та безпеку технічних систем.

Циклічна довговічність різьбових з'єднань становить дуже значимий параметр, який вказує на стійкість їх роботи в умовах експлуатації. Аби забезпечити високий рівень надійності, необхідно виконувати дослідження, які надають оцінку діяльності різьбових елементів під впливом циклічних навантажень.

Метою роботи є створення лабораторного стенду для проведення досліджень з встановленням циклічної довговічності різьбових з'єднань. Стенд дозволить проводити дослідження з метою визначення закономірностей руйнування та оцінки впливу зовнішніх чинників на їх працездатність. Результатом роботи буде створення ефективного і належного лабораторного обладнання, яке зможе застосовуватися як у навчальному процесі, так і для проведення досліджень щодо підвищення надійності різьбових з'єднань в технічних системах.

Відповідно, актуальність обраної теми полягає в необхідності удосконалення методів випробування різьбових з'єднань на втомну міцність, що є важливою складовою у забезпеченні надійної та безпечної експлуатації техніки в різних галузях промисловості.

# 1.ОГЛЯДОВА ЧАСТИНА

## 1.1 Теоретичні основи втомного руйнування різьбових з'єднань

Втомне руйнування – це поступове накопичення пошкоджень у матеріалі, що виникає внаслідок багаторазового циклічного навантаження, яке може бути значно меншим за межу міцності при статичному навантаженні. Руйнація при втомі зазвичай починається з мікро тріщин у зонах концентрації напружень і може розвиватись навіть при невеликих амплітудах змінного навантаження [1].

Внаслідок циклічного навантаження в металі накопичується пошкоджуваність, яка проявляється по-різному в залежності від діапазону прикладених напружень – зокрема, в областях багатоциклової та малоциклової втоми. Процес втомного руйнування включає три стадії:

I — перебіг у металі процесів зміцнення та пом'якшення, які можуть мати різноманітні закономірності залежно від природи металу та умов навантаження;

II — утворення тріщин у невеликих приповерхневих об'ємах металу, що супроводжується виникненням концентраторів напружень у цих зонах;

III — поширення тріщин (тріщини), яке завершується повним руйнуванням зразка чи виробу [2].

Втома як універсальне явище зниження несучої здатності матеріалів спостерігається, перш за все, під дією повторних, циклічно змінних навантажень (характерних для багатьох технічних об'єктів і машин, особливо з обертовим приводом), а також у корозійних середовищах (така втома називається корозійною). Однак для деяких матеріалів, особливо за наявності активних середовищ, наприклад, корозійно агресивних, втома проявляється (розтріскуванням) навіть під дією тривалих статичних навантажень. Втомне руйнування зазвичай відбувається раптово, часто без видимих ознак пошкодження на поверхні навантажених виробів [2].

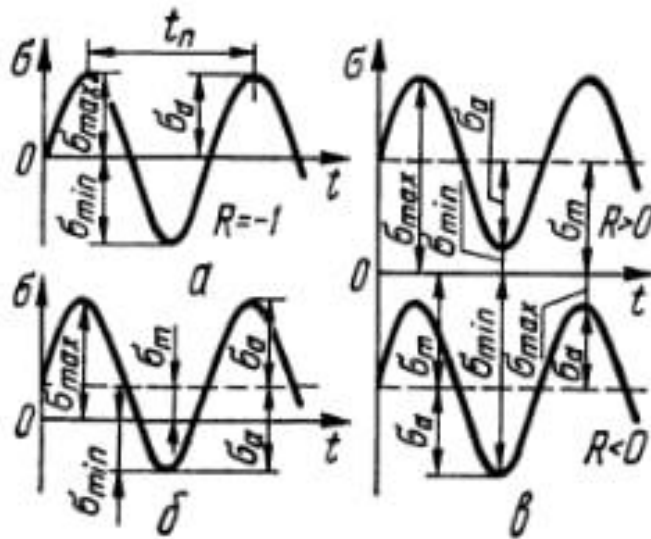


Рис. 1.1 Синусоїдні цикли напружень

*a*- симетричний знакозмінний; *б* – асиметричний знакозмінний; *в* – знакопостійний  
[2, с.14]

Незважаючи на складність умов експлуатації, для сучасних технічних об'єктів і машин найбільш поширеним є синусоїдальний цикл навантаження (рис. 1.1) Він характеризується періодом у часі  $t_n$  та амплітудою напружень циклу  $\sigma_a$ . Окрім симетричного знакозмінного циклу напружень (рис. 1.1, а), використовується асиметричний, який може бути як знакозмінним (рис. 1.1, б), так і знакосталім (пульсуючим) (рис. 1.1, в). Для асиметричного циклу, відповідно до рис. 1.1, встановлюються наступні залежності між коефіцієнтом асиметрії циклу  $R$  та напруженнями, що характеризують умови навантаження[2]:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}; \sigma_m = 0,5(\sigma_{max} + \sigma_{min}); \sigma_a = 0,5(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (1.1)$$

Концентрація напружень у різбових з'єднаннях найвища на перших 3-5 витках через нерівномірний розподіл навантаження. Коефіцієнт концентрації напружень  $K_t$  для стандартних метричних різьб може сягати 2.5-4.0. Це пояснюється геометрією різьби:

- Градієнт напружень: Різкий перехід між тілом болта та різьбою.
- Ефект першого витка: До 40% навантаження припадає на перший виток [3].

Для зменшення ймовірності зародження втомних тріщин у різьбових з'єднаннях доцільно оптимізувати конструкцію в зоні першого витка різьби. Як зазначено в [4], одним із ефективних рішень є збільшення довжини розвантажувальної канавки, що дозволяє знизити концентрацію напружень на початку різьби. Згідно з результатами наведеними в джерелі, таке конструктивне вдосконалення сприяє підвищенню логарифма циклічної довговічності з'єднання. Ефективність цього підходу підтверджується рисунках, поданими у [4], де наочно показано вплив довжини канавки на зниження напружень та підвищення втомної міцності (рисунок.1.2 – 1.3)

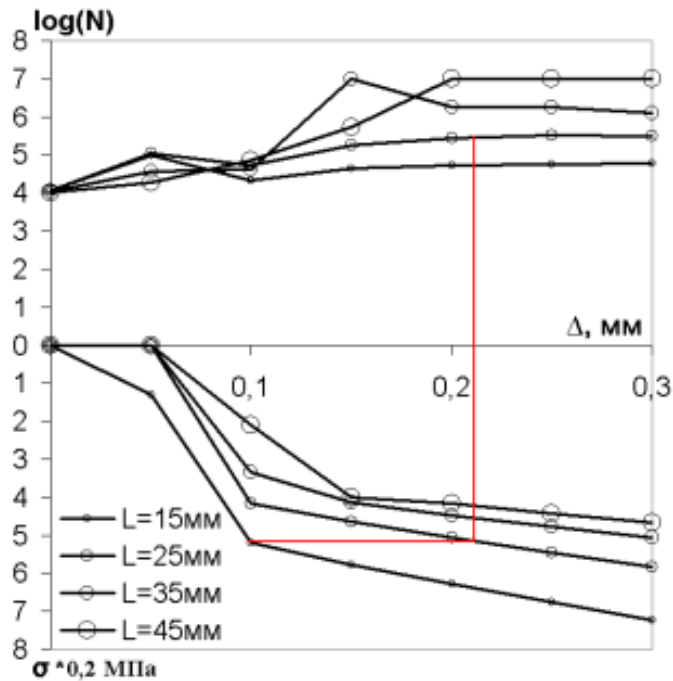


Рис 1.2 Залежності  $\text{Log}_{10}N=f(\Delta,L)$  та  $\sigma=f(\Delta,L)$  [4, с.8]

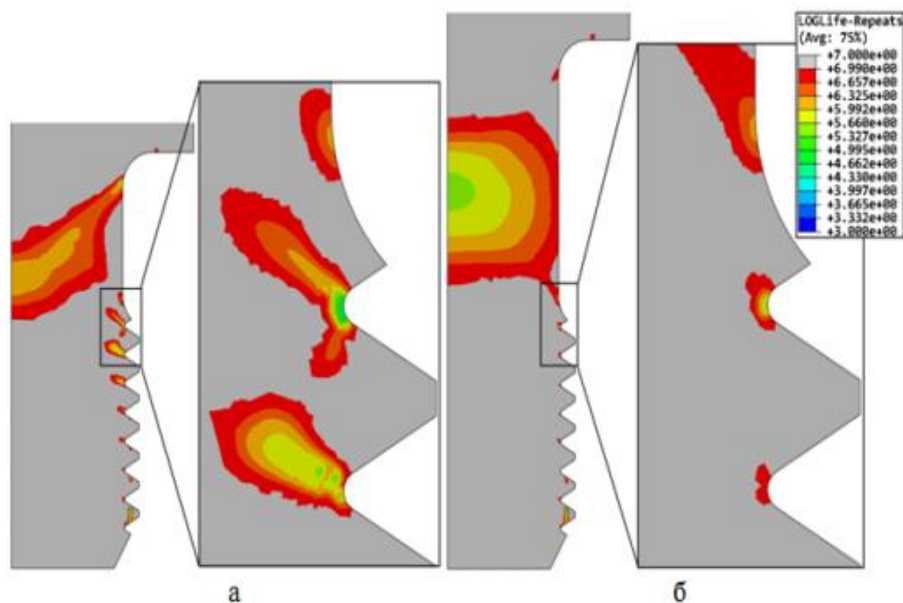


Рис. 1.3 Розподіл логарифму циклічної довговічності в ніпелі насосної штанги а –  $L=15\text{ мм}$ ; б –  $L=25\text{ мм}$  [4, с.8]

$$\text{Формула для границі витривалості: } \sigma_{\text{внтр}} = \sigma'_{-1} \cdot k_s \cdot k_p \cdot k_t \cdot k_r \quad (1.2)$$

Гранична витривалість – це найбільше значення амплітуди змінного напруження ( $\sigma_a$ ), при якому зразок витримує умовно нескінчену кількість циклів навантаження без руйнування. У металознавстві прийнято вважати, що матеріал має границю витривалості, якщо зразок не зруйнувався після  $10^6$  або  $10^7$  циклів при даному навантаженні.

У практиці випробувань на втому ця межа встановлюється експериментально шляхом побудови S-N діаграми. Матеріали поділяються на:

- З границею витривалості (наприклад, сталь, титан, нікель),
- Та без неї (алюміній, мідь), де повільне накопичення пошкоджень продовжується навіть при низьких амплітудах.

Величина границі витривалості залежить від:

- Середовища навантаження (повітря, рідина, вакуум),
- Частоти циклів,
- Наявності концентраторів напружень (різьба, отвори),
- Якості поверхні та термообробки [5].



Рис 1.4 Крива Веллера. Горизонтальна вісь — число циклів (N), вертикальна — максимальне напруження циклу ( $\sigma_{\text{max}}$ ) [5]

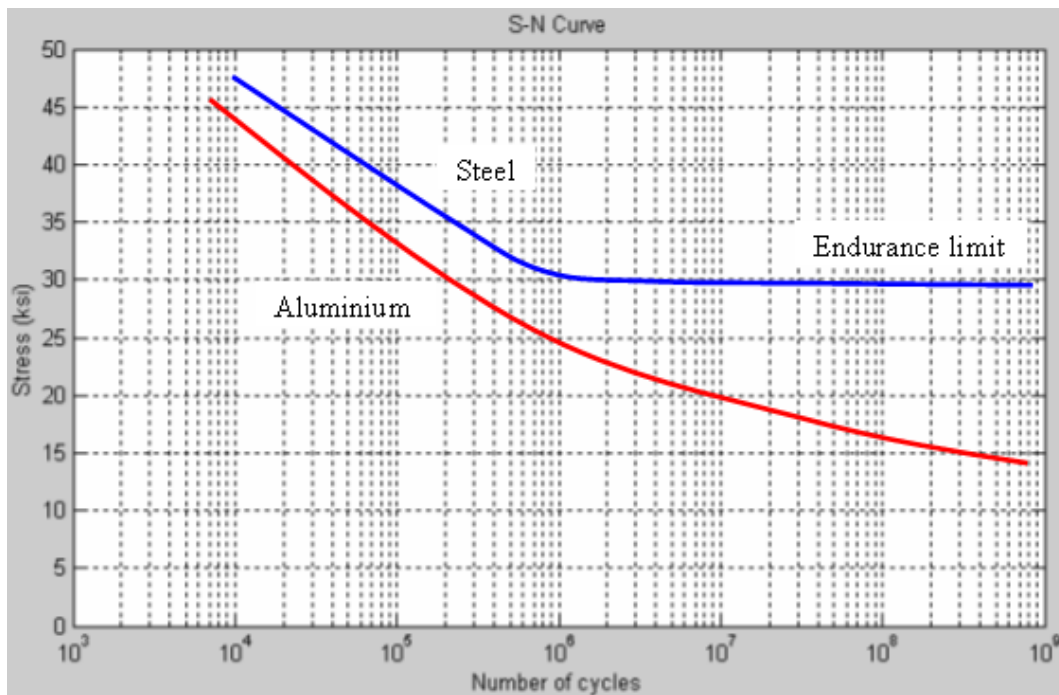


Рис 1.5 Криві втоми сталі (синій колір, границя витривалості є очевидною) та алюмінію (червоний колір, границя витривалості є невизначеною) [5]

Циклічне деформування металу до змін у його тонкій структурі, що впливає на магнітні, електричні, механічні та інші властивості. Як правило, на початковому етапі деформування ці зміни є досить інтенсивними, а з подальшим збільшенням кількості циклів відбувається стабілізація властивостей.

Це підтверджується, наприклад, зростанням електричного опору  $\Delta\rho$  під час циклічного деформування на кручення мідного дроту (рис.1.6). Вихід на стабілізований рівень  $\Delta\rho$  відбувається швидше за умов збільшення амплітуди циклічного деформування  $\gamma_k$ . Із зростанням  $\gamma_k$  ці стабілізовані рівні також зростають.

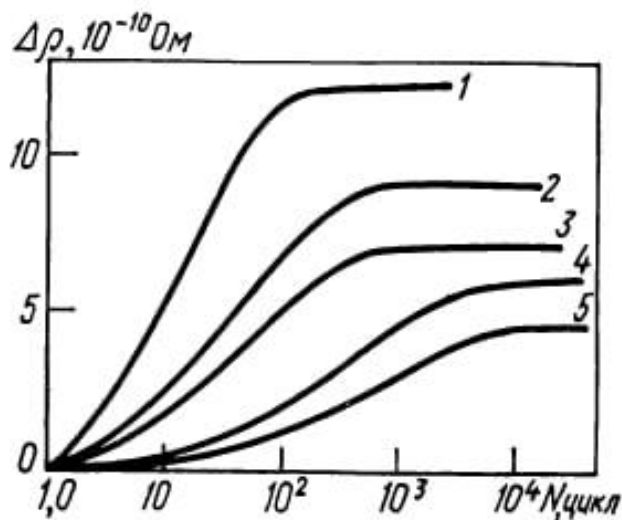


Рис.1.6 Зміна електричного опору міді в процесі циклічного навантаження.

## 1.2 Аналіз існуючих силових схем машин

У випробувальних машинах, призначених для дослідження втомної довговічності матеріалів, використовують різні способи силового збудження. До основних з них належать [1]:

А) Механічний спосіб, заснований на застосуванні важільних, ексцентрикових, інерційних та комбінованих механізмів для створення змінного навантаження [1]. Ці системи відзначаються простотою конструкції, зручністю у виготовленні та обслуговуванні. Проте точність регулювання навантаження залежить від якості механічних компонентів;

Б) Гідравлічний спосіб, у якому силове збудження здійснюється за рахунок енергії стисненої робочої рідини [1]. Вони забезпечують високу точність регулювання як амплітуди, так і частоти циклів, що робить їх придатними для випробувань на середніх і низьких частотах. Недоліком є складність конструкції та необхідність контролю за станом системи, зокрема герметичності та якості робочої рідини;

В) Пневматичний спосіб, що передбачає використання стисненого газу (зокрема повітря) для формування навантаження [1], є легшими та дешевшими за гідравлічні, але менш точними. Застосовуються у випадках, де не потрібна висока точність але потрібна мобільність устаткування;

Г) Електричний спосіб, який реалізується за допомогою електромагнітного, електродинамічного або магнітострикційного впливу [1]. Вони здатні створювати навантаження з високою точністю і частотою, однак потребують складного електронного і силового устаткування.

Табл. 1.1 - Основні параметри силових збуджувачів [1, с. 59]

Тип збудження	$Q_{\max}$ , Н	$f$ , Гц	$\Pi$ , мм
Гідравлічний	$<1 \cdot 10^6$	0...5	$\leq 500$
Гідропульсатори	$<1 \cdot 10^7$	5...50	5...30
Гідровібратори	$<1 \cdot 10^6$	0...1000	200
Пневматичний	$<10 \cdot 10^5$	0...5	$\leq 500$
Пневмовібратори	$<10 \dots 10^5$	0...200	30
Центробіжні вібратори	$10 \dots 10^5$	5...150	$\leq 100$
Кривошипні	$<2 \cdot 10^5$	0...100	$\leq 100$
Вагові й пружинні	$<1 \cdot 10^5$	0...100	$\leq 100$
Електродинамічні	$<1 \cdot 10^5$	1...10000	15
Електромагнітні	$1 \cdot 10^5$	1...10000	15

Машины для випробувань на згин з обертанням:

Машины цього типу належать до числа найбільш поширених. На рис. 1.7, б показана силова схема такої машини для випробувань на чистий згин з обертанням. Зразок 1 своїми захватами закріплюється в патронах двох шпинделів 4 і 5, які отримують обертання через муфту 6 від електродвигуна 3. Шпинделі, завдяки шарнірам 7, можуть повертатися в площині згину зразка, при цьому шпиндель 5 також здатен переміщуватися в осьовому напрямку. Навантаження зразка чистим згином забезпечується за рахунок вагового навантаження  $P$ , що передається через важільну систему. Більш простим аналогом такої машини для випробувань на консольний згин з поперечною силою є пристрій, виконаний за схемою, поданою на рис. 1.7, а. Прикладання постійної сили забезпечує так зване м'яке або еластичне навантаження, однак у ряді досліджень необхідно відтворити навантаження з прикладенням постійної деформації. Для цього використовують машини, зображені на рис. 1.7, б і

г, у яких постійну силу замінено жорстким пружним елементом, який навантажується для забезпечення заданої деформації зразка через гвинт 8 з маховиком 9 [2].

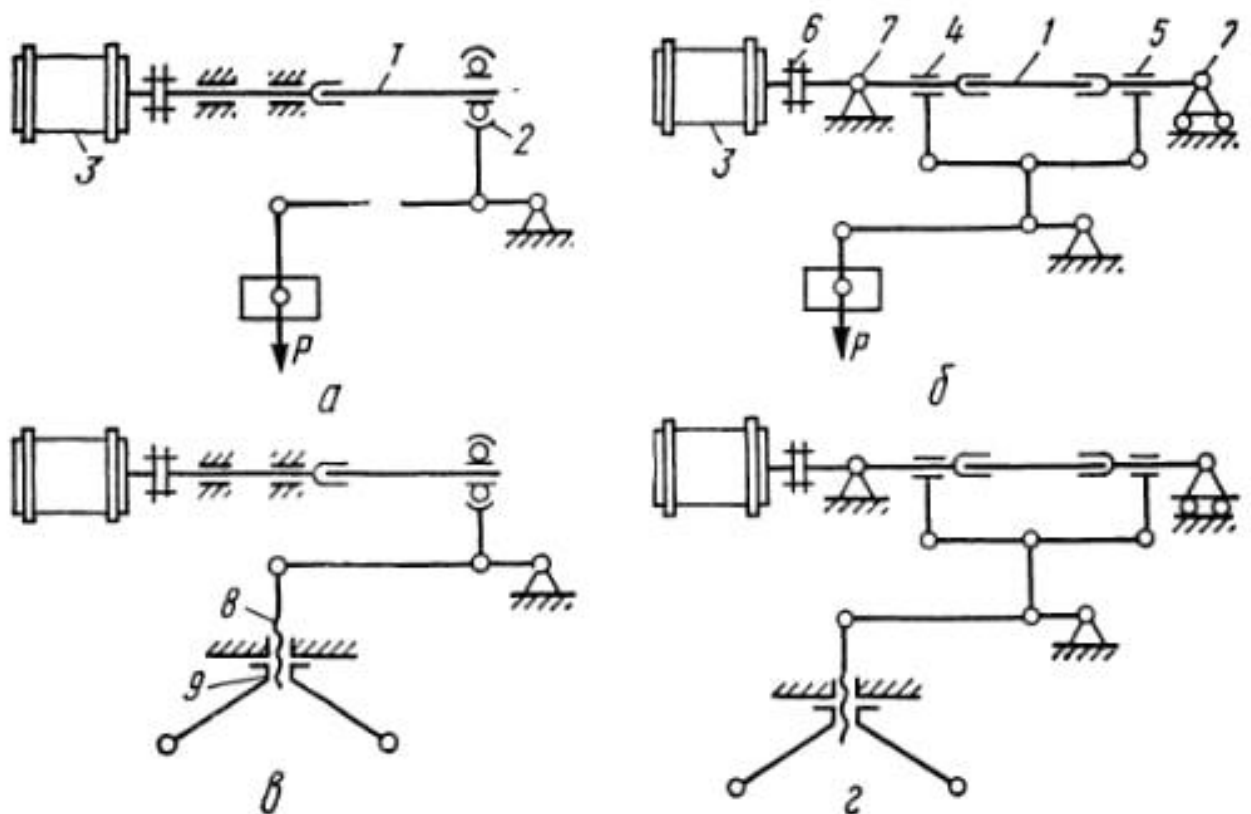


Рис. 1.7 Кінетичні схеми машин для випробування зразків на втому при консольному (а, в) і чистому (б, г) згинах з крученням [2, с.21]

Машини з збудженням зусиль кривошипним механізмом:

Ця група машин (рис. 1.8) має навантажувальний пристрій, що включає шатун і кривошипний механізм, радіус якого регулюється перед випробуванням зразка для забезпечення заданого рівня навантаження. Завдяки початковому відхиленню на шатуні може реалізовуватись асиметричне навантаження. У старих машинах цього типу широко використовується світлова індикація амплітуди деформації зразка з використанням дзеркального відбивача. Принцип збудження зусиль за допомогою кривошипного механізму іноді також застосовується при випробуваннях на розтяг-стиск [2].

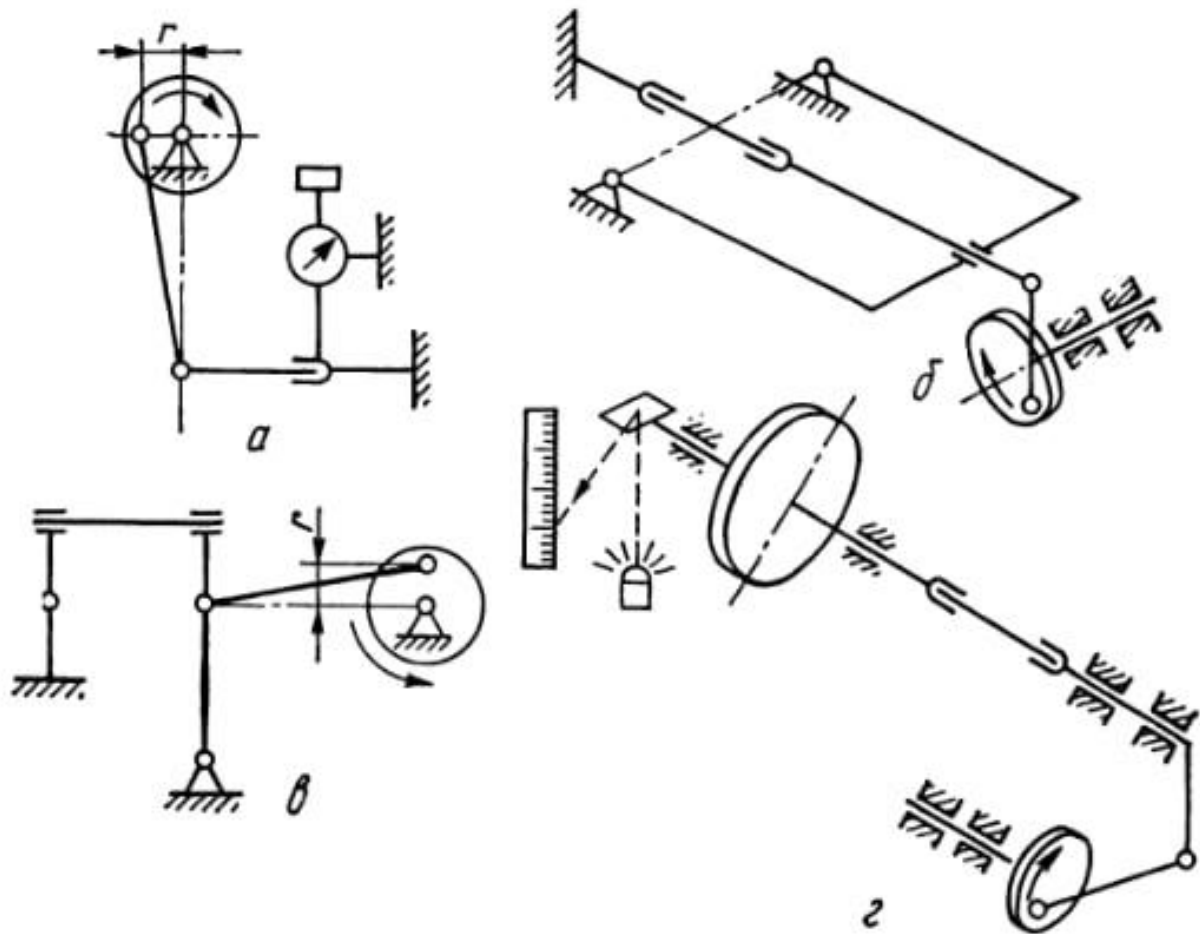


Рис. 1.8. Кінематичні схеми випробувальних машин з кривошипно-шатунним механізмом навантаження консольним (а), чистим (б, в) згинами й крученням ( $r$ );  $r$  – ексцентриситет кривошипа [2, с.23]

Машини з збудженням зусиль ексцентриковими вібраторами:

За принципом збудження машини з ексцентриковими інерційними вібраторами (рис. 1.9) поділяються на нерезонансного та резонансного типів. Машини нерезонансного типу базуються на використанні відцентрових зусиль, що виникають у вібраторі. Величина цих зусиль безпосередньо визначається швидкістю обертання вібратора, що й обумовлює зазвичай високу частоту навантаження (50 Гц і більше).

У машинах резонансного типу підсилення відцентрового збудження досягається шляхом введення всієї коливальної системи в субкритичний режим при частотах збудження, близьких до власної частоти системи. У таких машинах важливим пружним елементом є безпосередньо сам зразок.

Під час утворення втомних пошкоджень і тріщин жорсткість зразка може неконтрольовано змінюватися, що призводить до дестабілізації навантаження системи [2].

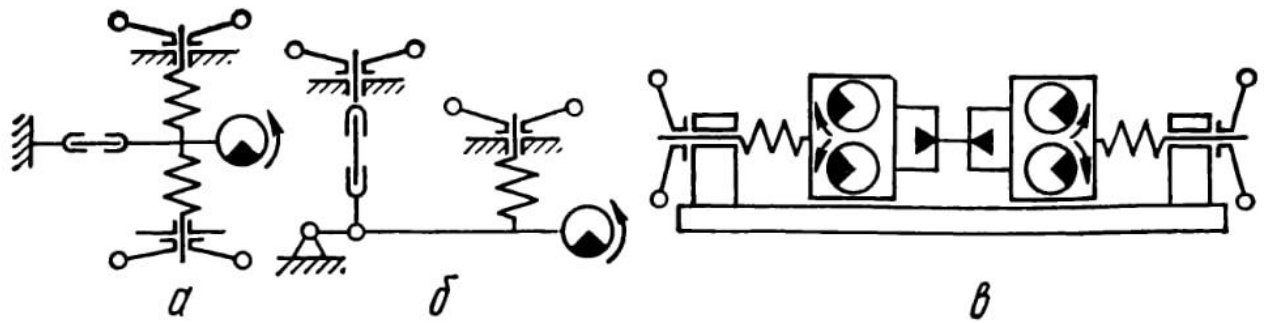


Рис. 1.9. Кінематичні схеми випробувальних машин з інерційним силозбудженням ексцентриковими вібраторами для випробування для випробування в умовах консольного згину (а) і розтягу – стиску (б, в) [2, с.24]

#### Машини з інерційним збудженням

Широке застосування у випробувальних машинах отримали генератори циклічних навантажень у вигляді механічних вібраторів, у яких використовуються інерційні сили, що створюються обертанням невідновжених мас [1].

На рис. 1.10 зображена силова схема машини для випробування зразків на вигин в одній площині. Коливальна система складається із зразка з двома жорстко з'єднаними траверсами 1, закріпленими на його кінцях, та вантажів 2, що створюють інерційне навантаження. Нижня траверса закріплена в нерухомій стійці 4.

Противази кутові коливання траверс збуджуються інерційним вібратором, невідновжена маса якого обертається за допомогою двигуна постійного струму.

Шарнірне кріплення нижньої траверси у стійці дозволяє їй вільно коливатись у площині дії збурювальної періодичної сили  $P_0$ . Щоб запобігти випадковому перекиданню всієї системи, застосовується пружина 3, яка фіксує систему відносно нерухомої основи. Випробування зразка можливе лише при симетричному циклі навантаження. Величину згинального моменту визначають вимірюванням кутових

переміщень верхньої та нижньої траверс, що здійснюється за допомогою дзеркал, жорстко з'єднаних із траверсами. Вони відбивають промінь світла на прозорий екран, що дозволяє фіксувати відхилення у кутовому положенні [1].

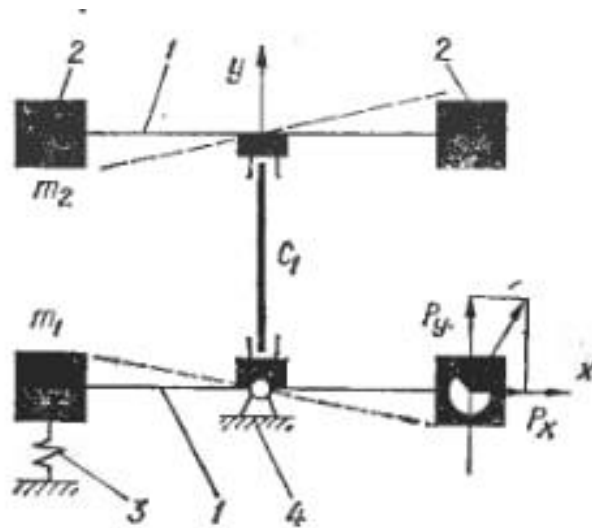


Рис. 1.10 Схема машини з інерційним силовим збудженням для випробування на втому при чистому згині в одній площині [1, с.67]

Широкого розповсюдження набула вертикальна машина, показана на рис. 1.28.

На вільному кінці зразка 4, нерухомо закріпленого в нижній частині, розміщено підшипник із поперечиною 1, на якій знаходиться неврівноважений вантаж 3. Зразок навантажується силами інерції, що виникають під час обертання поперечини від електродвигуна 2.

Значення згинального моменту регулюється зміною ступеня неврівноваженості обертової системи. Визначення напружень у зразку здійснюється шляхом розрахунків або за допомогою тензометрії [1].

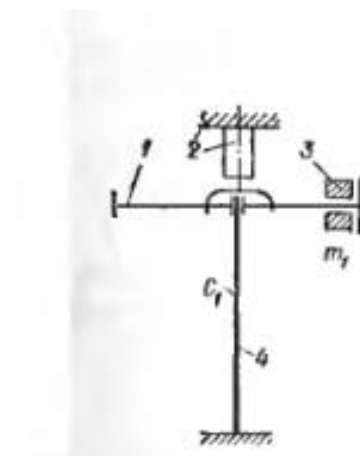


Рис 1.11 Схема машини з інерційним силовим збудженням для випробувань на втому при консольному круговому згині [1, с.69]

На рис. 1.12 показано схему машини для випробування на втому при осьовому навантаженні.

Збудник складається з корпусу 3 і регульованих неврівноважених вантажів 5, обертання яких передається через гнучкий вал від електродвигуна (на схемі не показаний). Сили інерції, що виникають при обертанні неврівноважених вантажів, сприймаються послідовно з'єднаними зразком 6 і динамометром 7, який жорстко закріплений у масивній станині 8.

Пружні напрямні 4 корпуса збудника виконані дуже жорсткими в поперечному напрямку, але еластичними у напрямку збуджуваних коливань і практично не перешкоджають переміщенням збудника.

Для статичного навантаження зразка використовуються пружина 2 і ручне махове колесо 1.

Частота випробувань досягає приблизно 42 Гц, а максимальне змінне навантаження становить  $\pm 25$  кН.

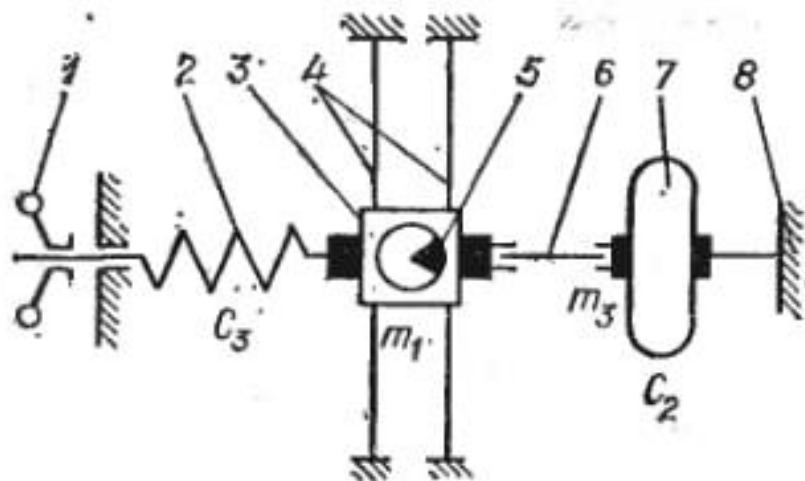


Рис 1.12 Схема резонансної машини з інерційним силовим збудженням для випробування на втому при осьовому навантаженні з варійованим коефіцієнтом асиметрії циклу [1, с.69]

На рис. 1.13 зображена силова схема іншої машини для випробування на втому при розтягу — стиску.

Інерційний вібратор 1 розміщений на кінці консольного важеля 2, який може здійснювати кутові коливання у вертикальній площині завдяки наявності пружної підвіски 3, виконаної у вигляді двох взаємно перпендикулярних плоских ресор. Зразок 4 розташований між станиною і важелем; асиметрія циклу навантаження створюється за допомогою еластичної пружини 5.

Вимірювання навантажень, що сприймаються зразком, здійснюється за допомогою дротових датчиків, наклеєних безпосередньо на поверхню зразка.

Машини такої конструкції досягають частоти до 30 Гц.

Зміна частоти власних коливань системи, необхідна для вибору потрібного динамічного зусилля (залежно від жорсткості зразка), здійснюється шляхом варіювання маси важеля 2 або співвідношення плечей, які беруть участь у передачі збудженого навантаження на зразок.

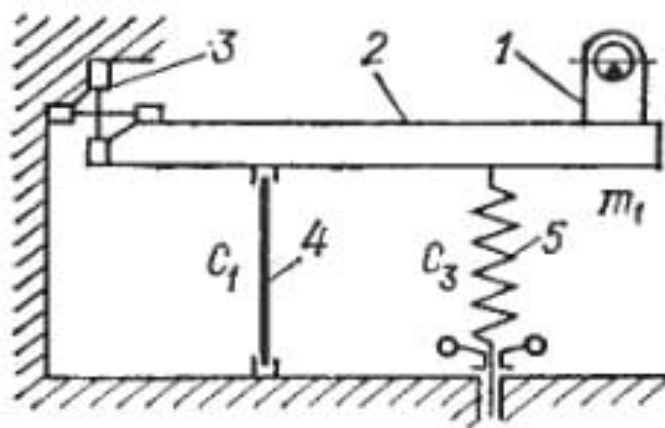


Рис 1.13 Схема машини з інерційним силовим збудженням для випробування на втому при розтягу-стиску [1, с.69]

Механічні інерційні збудники застосовуються і в машинах для випробування на втому при крученні. Одна з типових схем таких машин представлена на рис. 1.14.

Навантажувана система складається зі стержневого пружного динамометра 5, жорстко закріпленого в станині 6, і зразка 4.

Кутові коливання корпусу 3 відносно поздовжньої осі О—О збуджуються двома неврівноваженими вантажами 2, що обертаються на валах т—п (привід до вантажів за допомогою гнучких валів на схемі не показано).

Оскільки обертання вантажів здійснюється в одному напрямку, зусилля визначають за кутом закручування динамометра або шляхом тензометрії самого зразка.

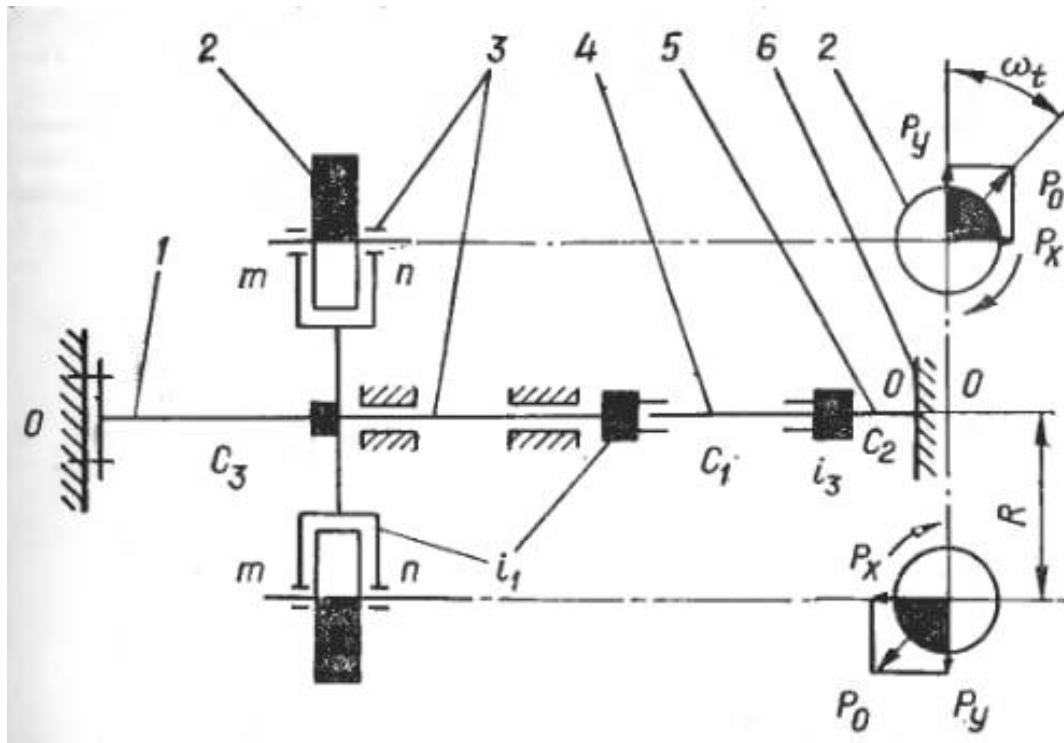


Рис. 1.14 Схема машини з інерційним силовим збудженням для випробування на втому при крученні з варійованим коефіцієнтом асиметрії циклу напружень [1, с.71]

Машини з гідропульсаційним збудженням:

Машини з гідравлічним приводом, як правило, належать до числа універсальних установок. Через значну складність застосовуваних систем вони виготовляються лише на спеціалізованих заводах і підприємствах.

Принципова схема машини з гідропульсаційним збудженням представлена на рис. 1.15. Гідромеханічний привід гідропульсатора в цьому випадку реалізується за допомогою кривошипно-шатунного механізму.

Окрім такого приводу, використовуються також плунжерні, роторні збуджувачі, а також електрогідравлічні збуджувачі. До недоліків таких машин належать можливі

суттєві похибки у вимірюванні сили, висока вартість та складність виготовлення. Однак ці недоліки компенсуються багаторічною стабільною роботою машин [2].

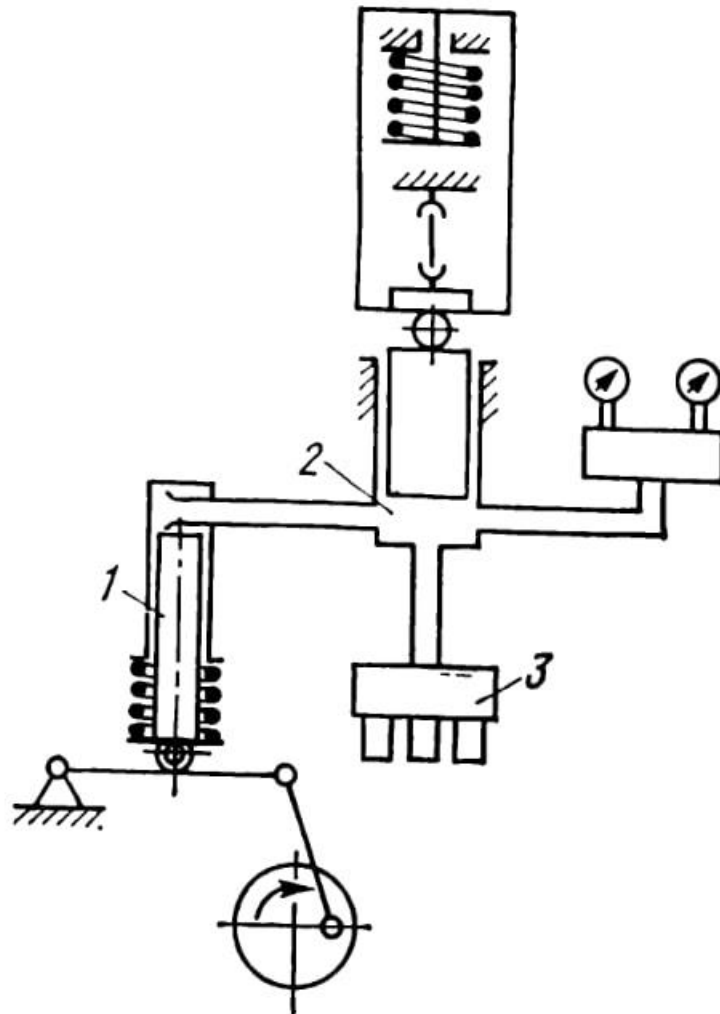


Рис. 1.15. Принципова схема машини з гідропульсаційним збудженням 1 – гідропульсатор; 2 – робочий циліндр; 3 – багатоплунжерний насос [2, с.25]

З метою подальшого підвищення енергетичних характеристик і розширення частотного діапазону циклічних режимів у випробувальних машинах застосовують резонансне підсилення.

Найбільшої ефективності при прямому резонансному підсиленні в машинах із гідравлічним збудженням досягають шляхом силового підсилення енергії (резонанс сили). Схема гідрорезонансної двоциліндрової машини з гідропульсаційним силовим збудженням подана на рис. 1.16.

Циклічні резонансні режими збуджуються роторним пульсатором 1, який живить малий циліндр збудження 2. Шток цього циліндра через пружину 3 передає зусилля на шток навантажувального циліндра 4, що закінчується активним захватом, який безпосередньо прикладає навантаження до зразка 5.

Порожнини навантажувального циліндра з'єднані з акумуляторами 7 за допомогою інерційних регульованих трубопроводів 6. Така компоновка дозволяє розвантажити пульсатор від дії статичного навантаження, що виникає через різницю тиску в порожнинах циліндра.

Пружина виконує роль амортизатора при випробуванні жорстких зразків, а також забезпечує динамічне підсилення переміщень під час навантаження пружних або піддатливих конструкцій. Таким чином, у цій системі поєднуються резонанс сили та резонанс переміщень, що значно підвищує ефективність циклічних випробувань [1].

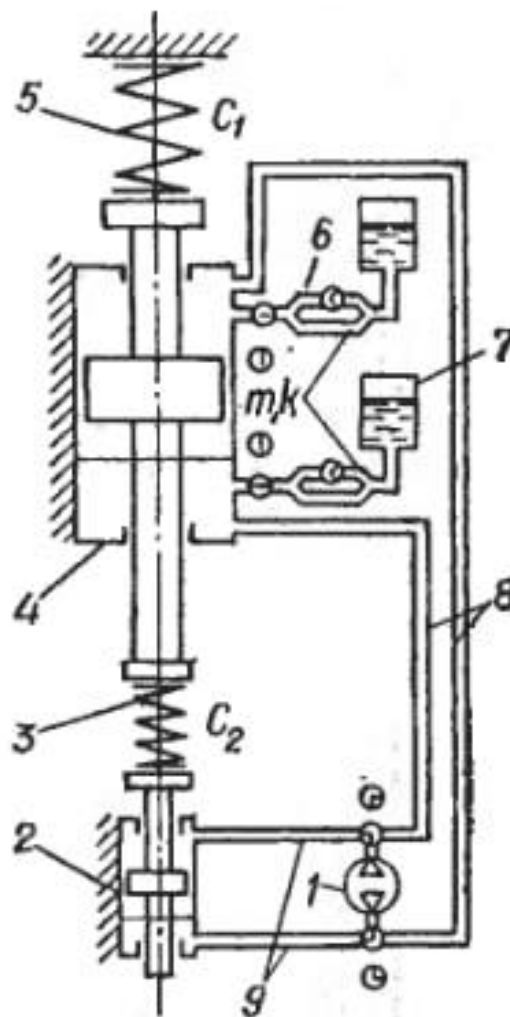


Рис. 1.16 Схема гідрорезонансної двоциліндрової машини з гідропульсаційним збудженням [1, с.65]

На представленій схемі циклічна енергія, що збуджується пульсатором, посилюється в 20...30 разів. Діапазон збуджуваних частот становить 0,5...55 Гц. Амплітуди динамічних переміщень під граничними навантаженнями  $\pm 300$  кН в інтервалі частот 10...20 Гц досягають значення  $\pm 30$  мм [1].

Машини з пневматичним збудженням:

Збудження динамічних навантажень із використанням стисненого повітря отримало відносно обмежене поширення у випробувальній практиці. Прикладом застосування пневматичного збудження є установка для випробування консольних турбінних лопаток на втомну міцність. Силова схема такої машини подана на рис. 1.17.

На кінці лопатки 1, з обох її боків, кріпляться поршні 2 так, щоб вони розташовувались навпроти вихідних отворів замкнутого трубопроводу 3, утворюючи з ним невеликі зазори. Конструкція замкнутого трубопроводу дозволяє змінювати його загальну довжину в необхідних межах завдяки наявності телескопічних з'єднань.

У центральній частині трубопровід з'єднаний із повітряним акумулятором 6, у який нагнітається повітря безпосередньо від компресора. Між акумулятором і замкнутим трубопроводом розташовані редукційний клапан 5 та манометр 4 [1].

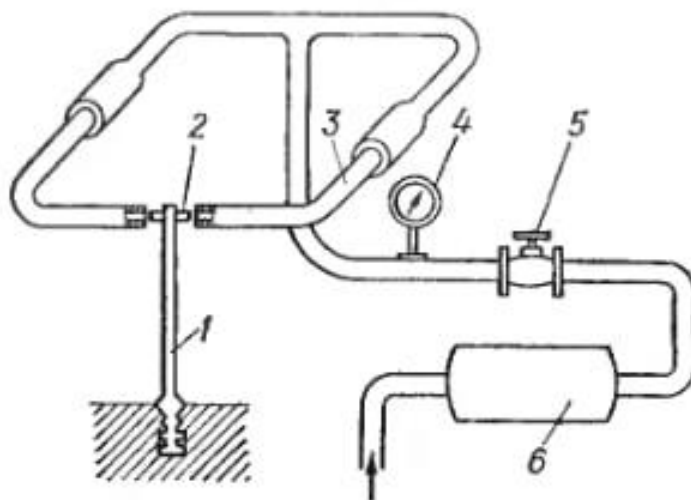


Рис. 1.17 Схема машини з пневматичним збудженням для випробування на втому при згині консольних зразків [1, с.75].

Збудження стійких коливань лопатки досягається шляхом підбору довжини замкнутого трубопроводу таким чином, щоб період власних коливань повітряного стовпа між вихідними отворами дорівнював півперіоду власних коливань лопатки.

Повітряна хвиля утворюється виведенням лопатки з рівноваги легким ударом, після чого — за умови правильного вибору довжини трубопроводу — коливання лопатки тривають у автоколивальному режимі. Регулювання амплітуди коливань здійснюється зміною тиску повітря у трубопроводі.

Для підвищення продуктивності випробувань і зменшення спотворень форми власних коливань лопатки поршні виготовляють із легкого сплаву, що дозволяє мінімізувати інерційні сили мас поршнів, які не мають домінуючого впливу на динаміку системи.

Пневматичний принцип збудження динамічних навантажень також застосовують для випробувань на втому при змінному крученні систем як з розподіленими, так і з зосередженими масами[1].

Інші випробувальні машини та пристрої:

Досить широкого поширення сьогодні набули також машини з електромагнітним та електродинамічним збудженням (рис. 1.18, а, б).

У машинах з електромагнітним збудженням частота циклів задається переривачем 1. Зазвичай діапазон частот змінюється в межах 50–200 Гц. При цьому переважно використовується резонансний принцип збудження коливань у зразку. Для підвищення стабільності навантаження зразка, у зв'язку з його пошкоджуваністю, застосовуються задаючі генератори, а також створюються автоколивальні системи з електромагнітним або електромеханічним датчиком зворотного зв'язку.

З метою прискорення втомних випробувань, у деяких лабораторіях підвищують частоту до ультразвукового діапазону. Такі випробування можуть реалізовуватись на машинах із магніострикційним збудженням (рис. 1.18, в). У цих машинах магніострикційний вібратор жорстко з'єднаний зі стержневим концентратором енергії змінного перерізу 3 та зразком 2 [2].

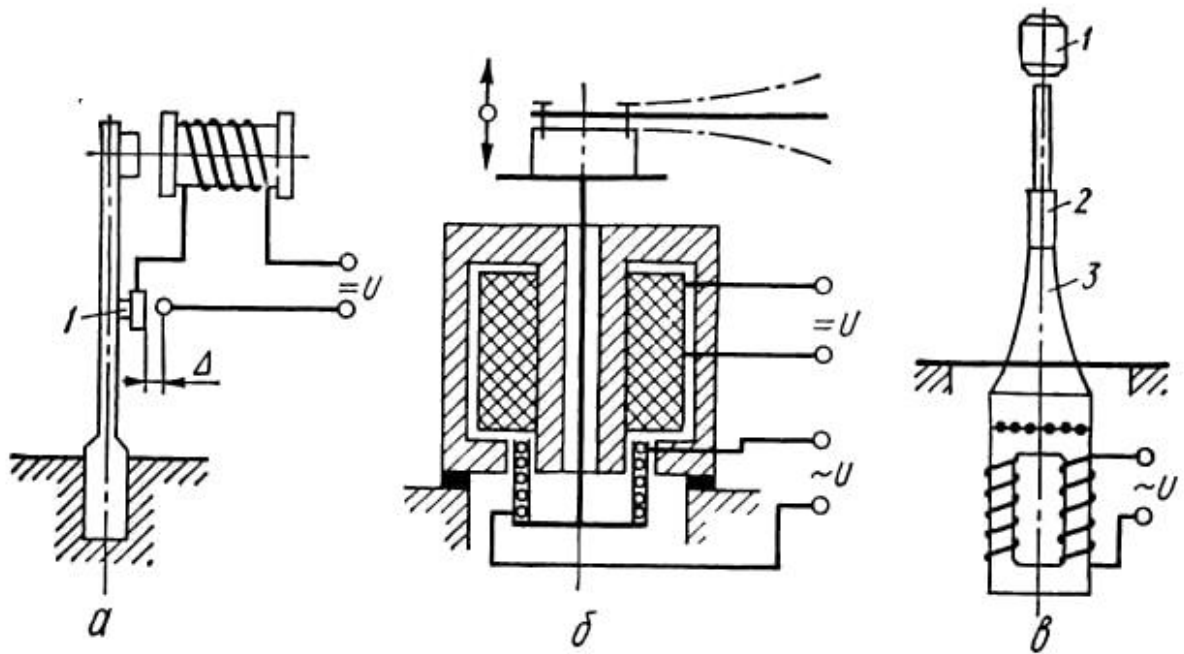


Рис. 1.18. Схеми випробувальних машин з електромагнітним (а), електродинамічним (б) і магнітострикційним (в) збудженням: 1- переривач; 2 зразок; 3 – стержневий концентратор енергії [2, с.26]



Запропонована схема має низку суттєвих переваг порівняно з іншими конструкціями. Вона вирізняється відносною простотою виконання, а також забезпечує можливість реалізації різних типів навантажень – зокрема, стиску, розтягу та згину.

У процесі модернізації конструкцію було вдосконалено, що дало змогу додатково реалізувати навантаження на кручення, таким чином розширивши функціонал стенда для дослідження складних напружених станів зразків.

## 2. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### 2.1 Створення конструкції стенду

Оскільки в конструкції установки реалізовано інерційних спосіб силового збудження, її функціонування вимагає наявності пружного елемента, який забезпечує накопичення та передачу енергії коливального процесу. Для цього необхідно передбачити встановлення відповідної пружини, процес її створення було детально продемонстровано на відео [6].

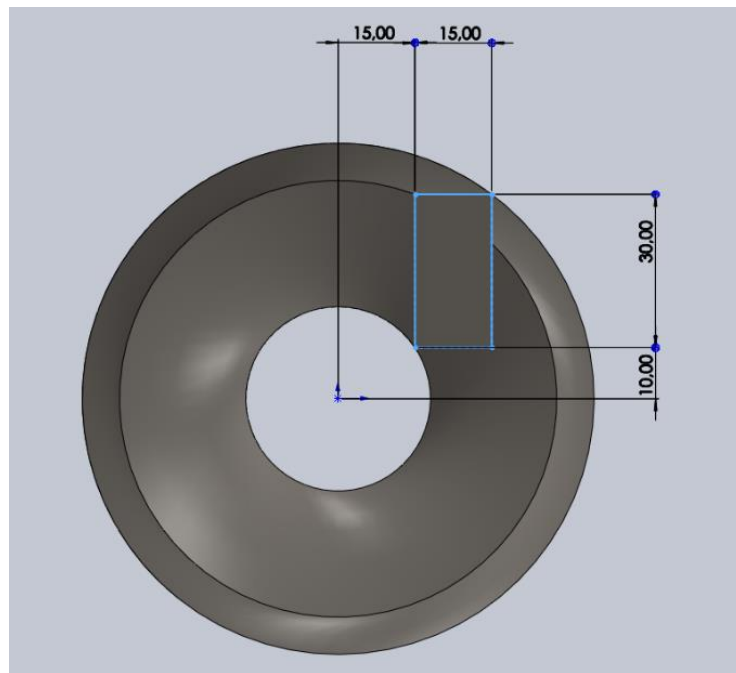


Рис 2.1 Ескіз пружини

У конструкції використано циліндричну гвинтову пружину із прямокутним поперечним перерізом, закручену за годинниковою стрілкою. Основні геометричні характеристики пружини: крок витка – 100 мм, кількість обертів – 1,5, початковий кут закручування –  $180^\circ$ . Обрану форму та параметри обумовлено необхідністю забезпечити достатню жорсткість пружного елемента при інерційному способі силового збудження, а також підвищену стійкість до деформацій під час довготривалих навантажень.

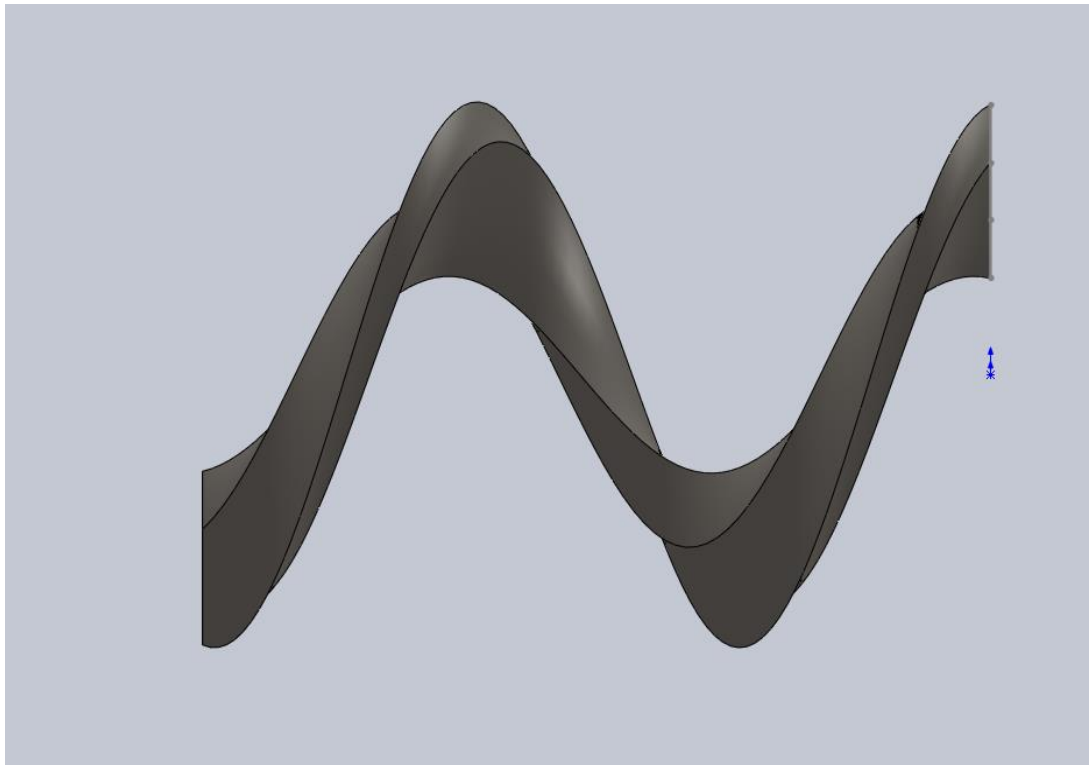


Рис 2.2 Модель пружини

Задля забезпечення функціонального навантаження на зразок у конструкцію встановлюються деталі, що імітують затискачі. Вони необхідні для надійної фіксації зразка та ефективної передачі навантаження від силового збуджувача. Конструкція затискачів передбачає точне центрування зразка при динамічному впливі для запобігання перекосів. Сам зразок має циліндричну форму зі зовнішнім діаметром 10 мм і загальною довжиною 98 мм.

Установка орієнтована на випробування різьбових з'єднань типу М4 і менше, що зумовлено конструкційними особливостями кріплення силового блоку.

Зокрема, крокові двигуни фіксуються до корпусу за допомогою болтів типу М5, тому для забезпечення безпечної експлуатації стенда критичне навантаження прикладається до зразків з різьбою М4.

Це дозволяє забезпечити руйнування саме зразка, а не несучих елементів конструкції, запобігаючи пошкодженню кріплень крокових двигунів та інших відповідальних частин стенда.

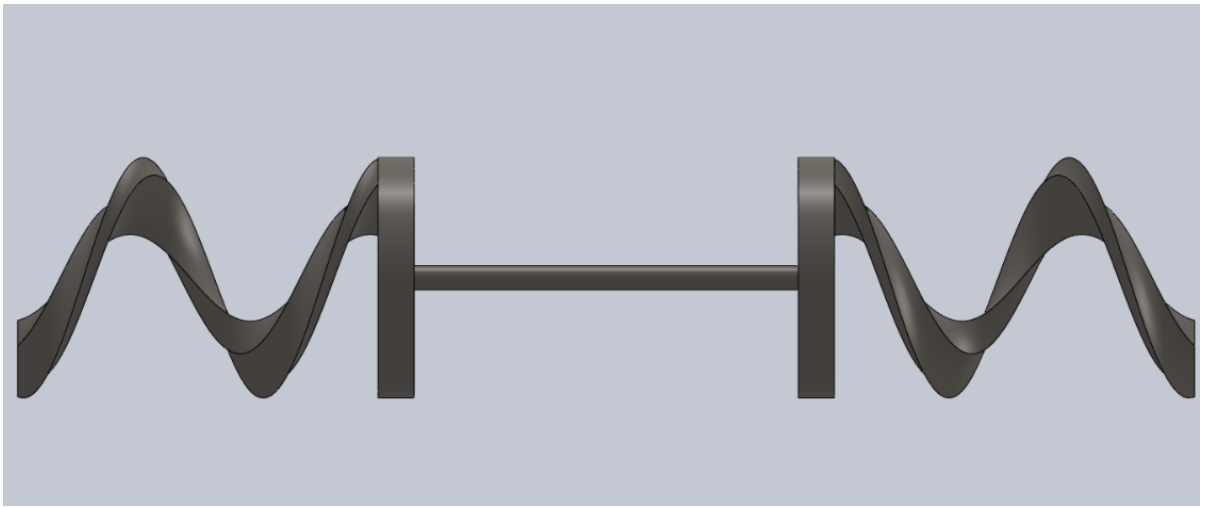


Рис 2.3 Модель конструкції

Після створення спрощеної 3D моделі конструкції вона може бути використана для проведення експериментальних випробувань різьбових з'єднань на циклічну довговічність.

## 2.2 Методика проведення випробувань

Для оцінки циклічної довговічності різьбових з'єднань було розроблено експериментальну методику, яка реалізується на створеному лабораторному стенді. Основна мета – визначити кількість циклів навантаження до появи ознак руйнування або повної відмови зразка.

Перед початком випробувань готують різьбовий зразок стандартної геометрії з використанням типового болтового з'єднання. Усі зразки мають однаковий діаметр, довжину, тип різьби та виготовленні з одного матеріалу. Поверхня повинна бути очищена від бруду, задирок і мастила.

Перед монтажем зразка на стенд:

- виконують його зовнішній огляд;
- здійснюють заміри діаметру;
- фіксують початкові координати для правильного встановлення в захват.

Зразок затискається у спеціально сконструйовані затискачі, що забезпечують його жорстке кріплення. Вісь зразка центрується відносно осі навантаження, що є критично важливим для уникнення згинальних моментів.

На зразок прикладається циклічне навантаження за допомогою інерційного силового збуджувача, який обертається з заданою частотою. Частота задається контролером обертання двигуна. Обертання неврівноважених мас формує періодичне зусилля, яке передається на пружину, з'єднану із зразком.

У результаті цієї взаємодії пружина починає здійснювати коливальні рухи, що імітують реальні умови експлуатації різьбових з'єднань у циклічному режимі. Внаслідок такої роботи в системі виникають динамічні напруження які періодично діють на зразок.

Стенд обладнано тензодатчиками, які фіксують деформацію. При виявленні ознак початку руйнування випробування припиняється, а кількість циклів фіксується як результат.

### **2.3 Дослідження частоти вільних коливань у лабораторному стенді**

У конструкції лабораторного стенда для дослідження циклічної довговічності різьбових з'єднань важливу роль відіграє вивчення частоти вільних коливань системи. Це необхідно задля уникнення резонансних режимів під час експлуатації стенда, які можуть призвести до спотворення результатів випробування або до руйнування елементів конструкції.

Після теоретичного обґрунтування необхідності та важливості аналізу вільних коливань було виконано розрахунок власної частоти для спрощеної моделі конструкції стенда. Для цього стенд умовно розглядати як пружинно-масову систему з одним ступенем вільності, де маса рухомої частини рухомої частини знаходиться на пружному елементі, що моделює вертикальну жорсткість.

Під час модального аналізу було виявлено, що перша власна форма коливань пов'язана з вертикальним зміщенням напрямних. Візуально вона проявляється як згинальна деформація верхньої частини конструкції, без значного перекоосу або ротації.

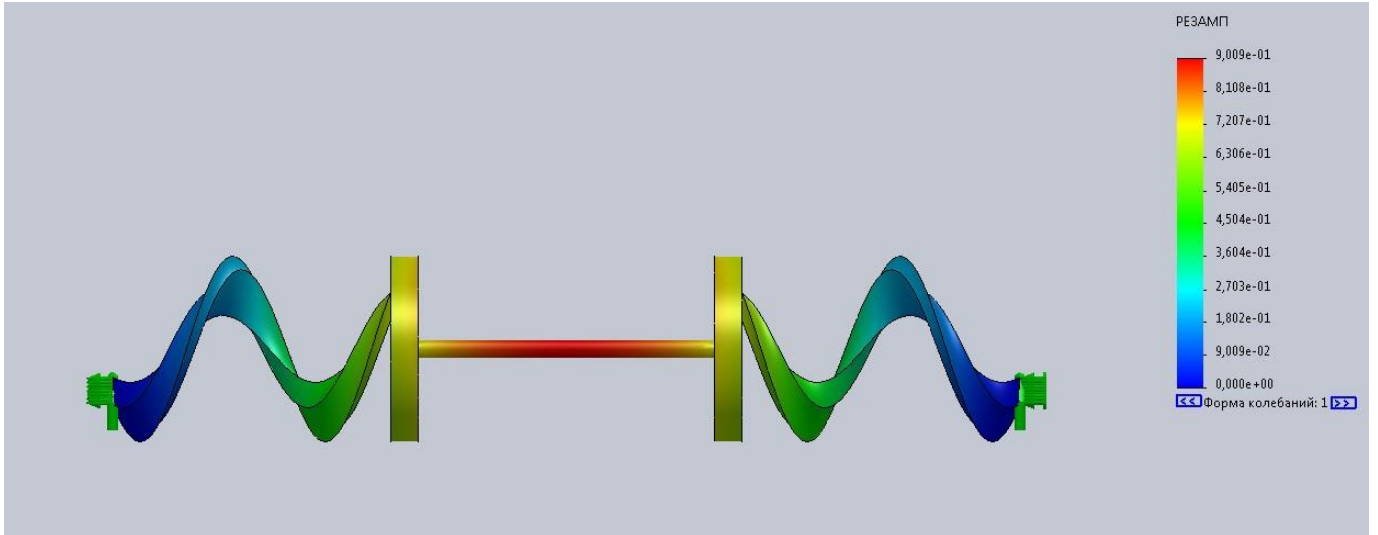


Рис. 2.4 А– Перша форма власних коливань конструкції

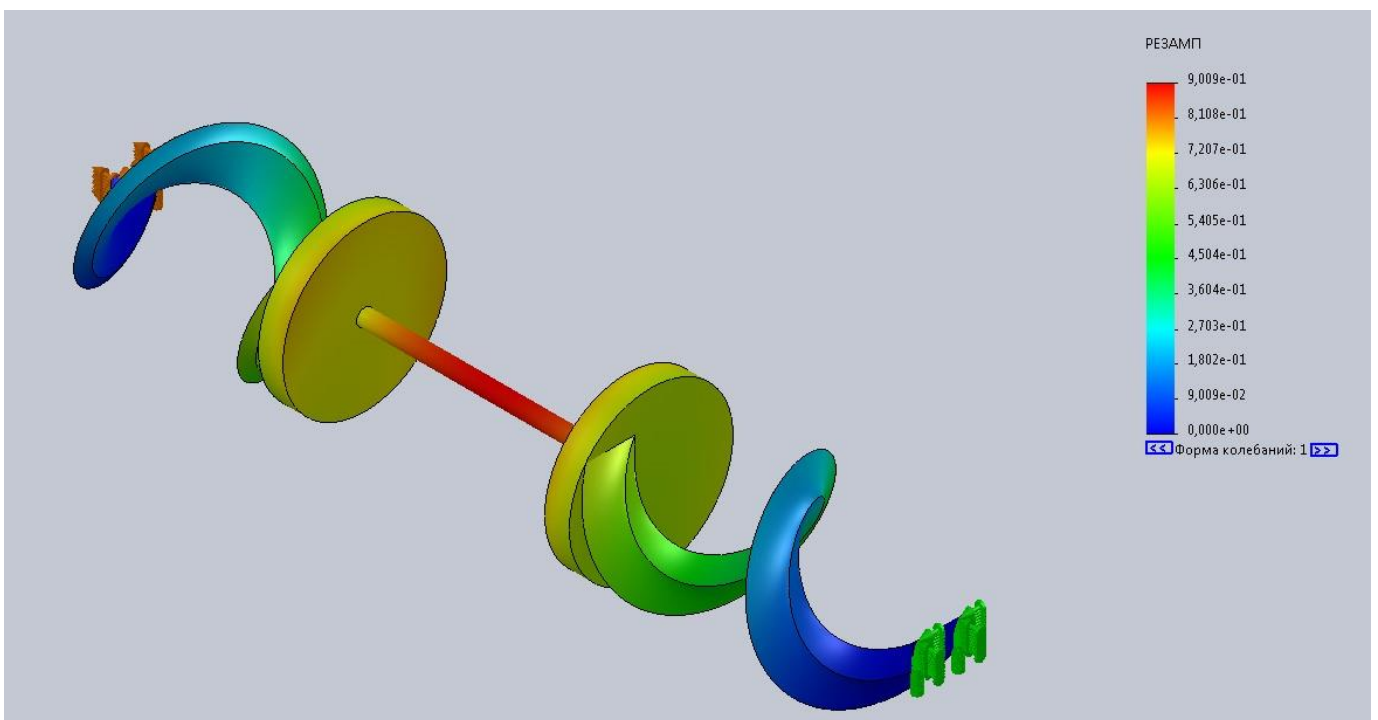


Рис 2.4 Б - Перша форма власних коливань конструкції

## 2.4 Динамічні випробування гармонійними навантаженнями

Окрім аналізу вільних коливань, у межах конструкції лабораторного стенда було проведено гармонійний аналіз її динамічної поведінки під дією періодичного навантаження. Такий аналіз дозволяє визначити, як система реагує на коливання з різною частотою, зокрема – виявити резонансні частоти, які можуть спричинити критичне зростання напружень у конструкції.

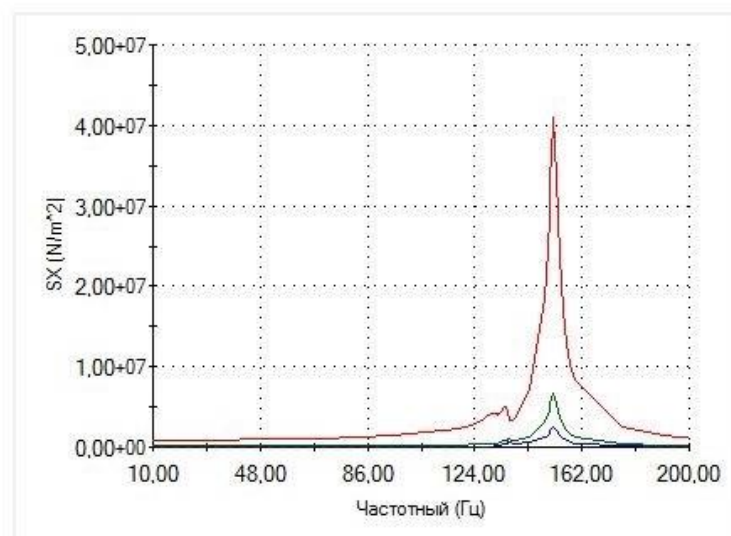
Основною метою є:

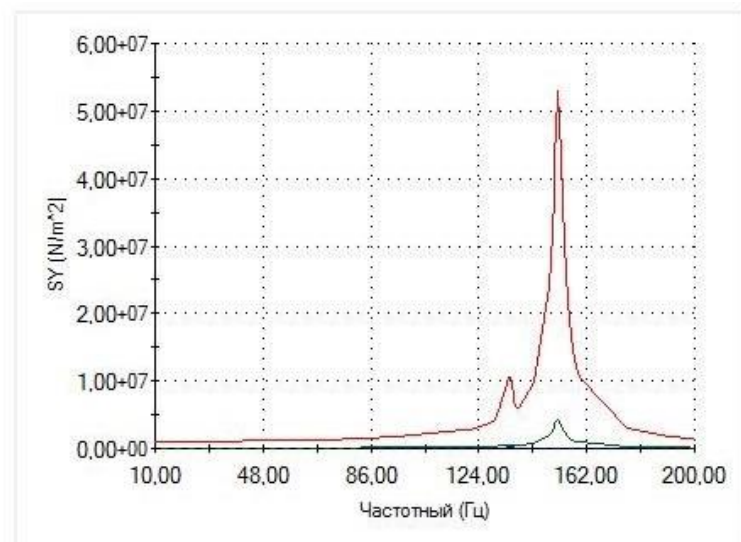
- виявлення потенційно небезпечних частот збудження;
- аналіз розподілу динамічних напружень;
- уточнення робочих параметрів конструкції для уникнення резонансу;
- оцінка конструктивної надійності вузлів стенда.

Моделювання проводилось у частотному діапазоні 10-200 Гц. Контрольними точками для аналізу були обрані вузли:

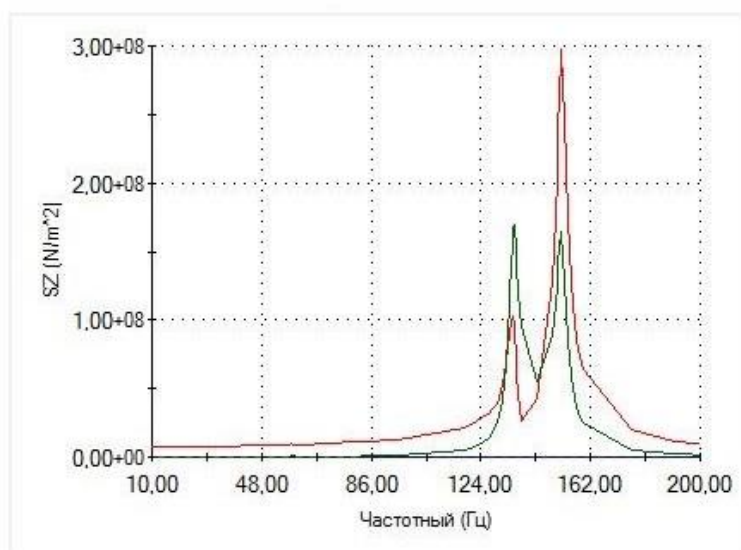
- 137 – зразок (червона крива);
- 8515 – тримач (синя крива);
- 18898 – пружина (зелена крива).

На рисунку 2.5 представлені графіки частотного відгуку для трьох координат (SX, SY, SZ), побудовані для контрольних вузлів.





б



в

Рисунок 2.5- Частотний відгук вузлів конструкції при гармонійному збудженні. Максимальний резонансний пік було зафіксовано при частоті ~162-164 Гц, де значення напружень у вузлі зразка сягали понад  $4 \times 10^7$  Н/м<sup>2</sup>. Цей пік є наслідком накладання зовнішнього збурення на власну частоту коливань системи.

Ці пікові значення свідчать про наявність резонансних режимів при високих частотах збудження. Особливості уваги заслуговує вузол зразка 137, де амплітуда напружень суттєво перевищує інші точки, що вказує на підвищену чутливість до втомних навантажень саме в цій ділянці.

На наступному етапі було виконано оцінку розподілу напружень Von Mises у конструкції стенда при дії гармонійного навантаження. Це дозволяє виявити найбільш навантажені ділянки, де існує ризик накопичення втомного пошкодження.

На рисунку 2.6 наведено карту напружень. Видно, що найбільші напруження ( $\sim 9$  МПа) виникають у викривлених частинах обертових елементів, поблизу точок прикладання сили. Напруження розподілені асиметрично, що вказує на складну просторову деформацію.

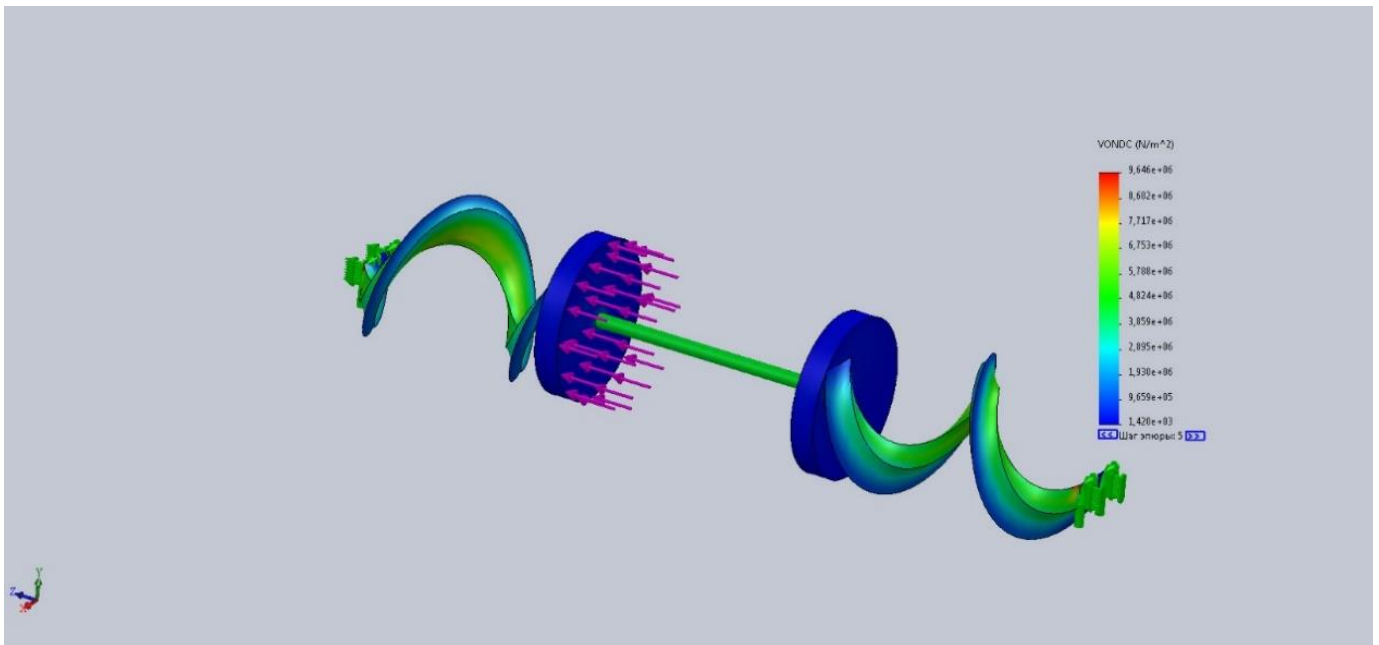


Рис 2.6 – Розподіл напружень Von Mises у конструкції при гармонійному навантаженні

Максимальне значення напружень не перевищує 9,06 МПа, що значно нижче допустимого рівня для конструкційної сталі. Це свідчить про запас міцності конструкції при експлуатації в межах заданих параметрів

Разом з тим, з урахуванням того, що реальна робоча частота стенда становить 1 – 10 Гц, система функціонує поза межами небезпечної резонансної області, підтверджуючи динамічну стійкість конструкції.

Карта переміщень на рисунку.2.7, демонструє максимальні лінійні переміщення  $\sim 0.568$  мм при частоті 135.407 Гц, що відповідає формі деформації, характерній для перед резонансного стану. Найбільші переміщення спостерігаються в центральних ділянках валів конструкції.

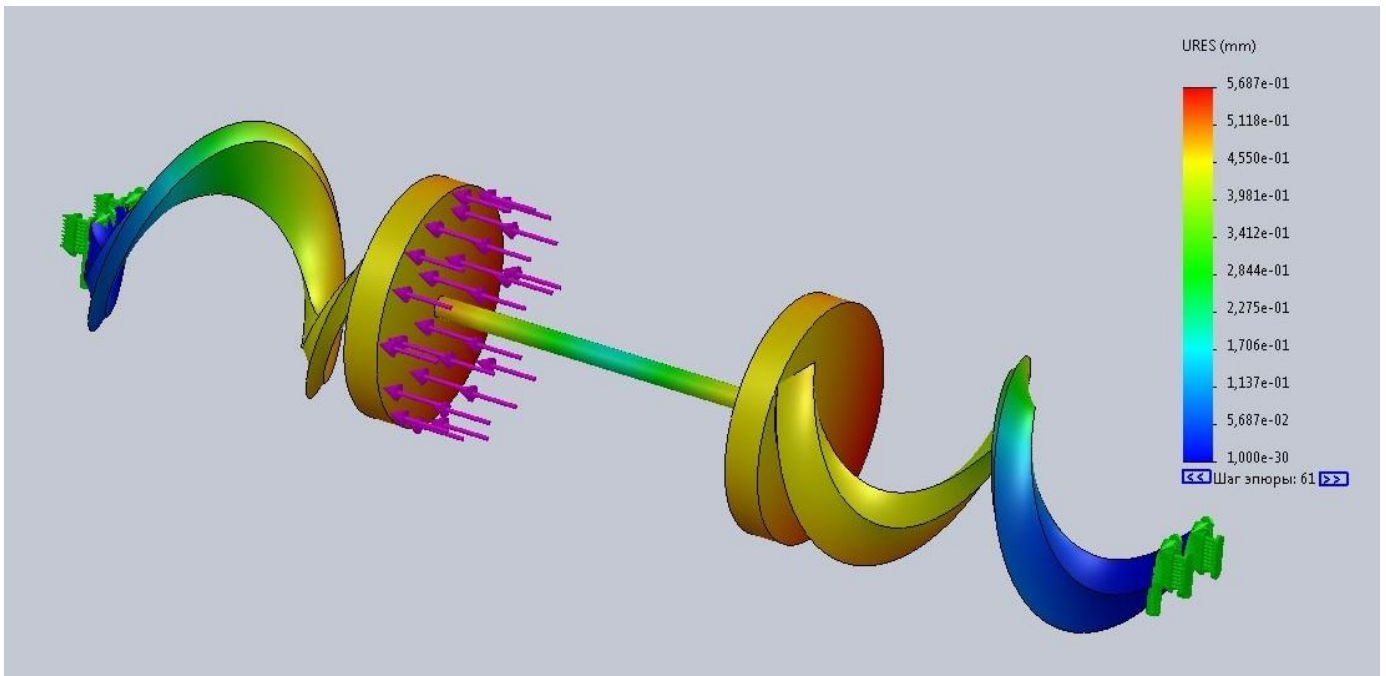


Рис.2.7 - Карта переміщень

Для більш повного аналізу динамічної поведінки стенда було враховано коефіцієнт демпфування, який характеризує ступінь погашення коливань у системі. У розрахунках було прийнято коефіцієнт демпфування  $\zeta = 0.01$  (тобто 1% від критичного), що відповідає типовим умовам роботи конструкції з металу без спеціальних демпфуючих елементів

У моделі це дозволило:

- зменшити амплітуду резонансного піка, що наближує модель до реальної поведінки;
- уникнути штучно завищених напружень у розрахунку;
- відобразити характерну форму кривої частотного відгуку з затуханням після резонансного максимуму.

Коефіцієнт демпфування застосовувався у вигляді матеріального затухання. Це відповідає умовам експлуатації реального стенда, де пружні зв'язки, вузли кріплення, тертя у зв'язках і в'язкі втрати у матеріалі сприяють зменшенню енергії коливань.

Після проведення повного модального та гармонійного аналізу конструкції лабораторного стенда, а також врахування результатів випробувань на вільні коливання, можна зробити висновки щодо його ефективності та надійності при експлуатації.

Стенд демонструє належну структурну цілісність та стійкість до динамічного навантаження. Оцінка найбільш навантажених зон конструкції дозволяє рекомендувати їх для додаткового зміцнення або моніторингу в реальних умовах.

## 3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

### 3.1 Створення 3D моделі

Конструювання лабораторного стенда розпочалося з розроблення тривимірної моделі у CAD середовищі. Було створено повну просторову модель стенда, яка включає всі необхідні функціональні вузли:

- основа (рама з жорсткою платформою);
- двигун з маховиками (інерційне навантаження);
- двигуни з ексцентриками;
- пружні елементи (циліндричні пружини спеціальної геометрії)
- затискачі зразка (фіксація під час навантаження);
- корпуси з'єднання обертових вузлів.

Особливість конструкції є розміщення двох симетричних пружин, які одночасно деформуються при обертанні маховиків, забезпечуючи рівномірне циклічне навантаження на досліджуваний зразок.

Модель дозволяє проводити:

- візуальний контроль складальних вузлів;
- кінематичну перевірку взаємодії компонентів;
- експорт у формат для подальшого FEM-аналізу.

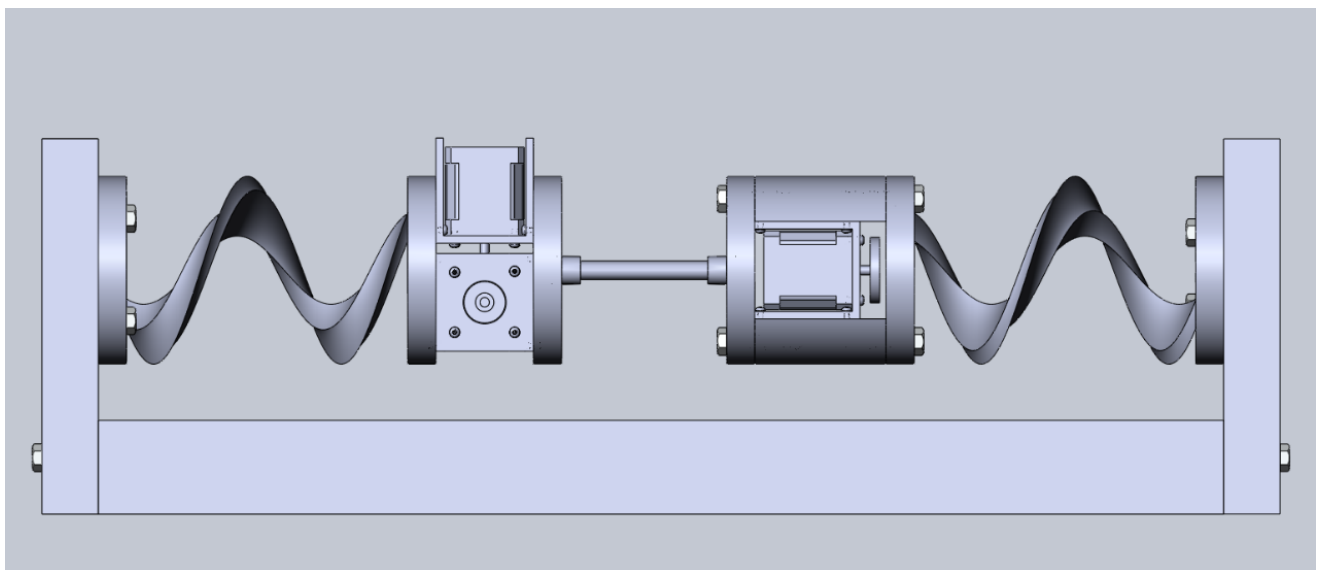


Рис.3.1 Фронтальний вигляд 3D-моделі стенда

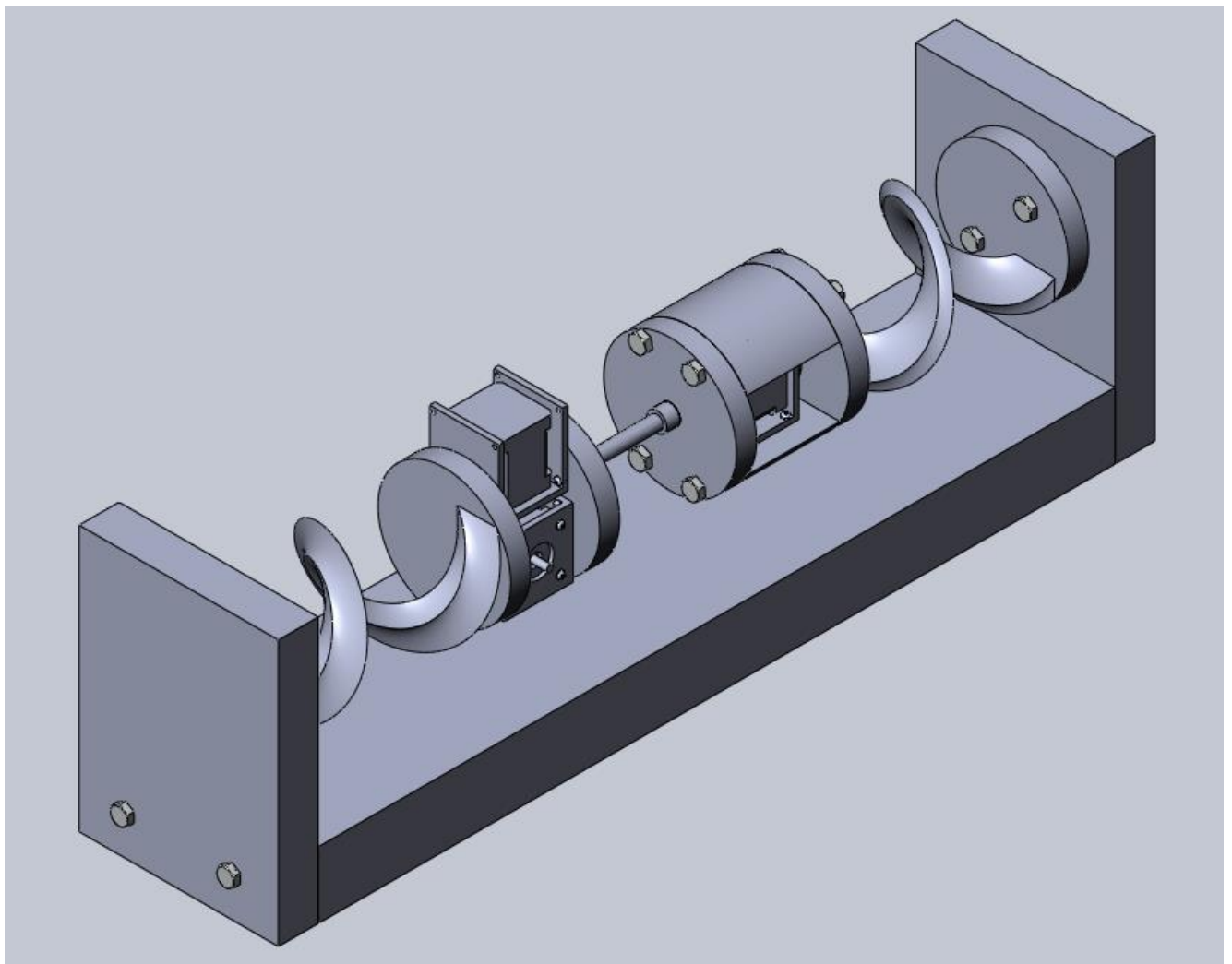


Рис.3.2 – Ізометричний вигляд 3D-моделі стенда

### 3.2 Конструктивні особливості основних вузлів

Пружина:

У конструкції використано циліндричну гвинтову пружину з прямокутним поперечним перерізом, закручену за годинниковою стрілкою. Основні параметри:

- крок витка – 100 мм;
- кількість обертів – 1,5;
- початковий кут -  $180^\circ$ ;
- матеріал – сталь 65Г, термічно оброблена.

Вибір пружини зумовлений необхідністю забезпечення еластичності та енергоємності під час циклічних деформацій. Вона також слугує демпфером для частини коливальної енергії.

Двигуни:

Крокові двигуни із закріпленими на них ексцентриками створюють змінне зусилля при обертанні, що призводить до інерційного руху. На правому двигуні на місце ексцентрика встановлено маховик що формує крутильне навантаження на зразок.

Затискачі:

Затискачі мають гнізда циліндричної форми з різьбою в яку вкручується зразок, що забезпечує фіксування зразка без його деформації. Центрування виконується вручну за допомогою гвинтів і лінійки положення.

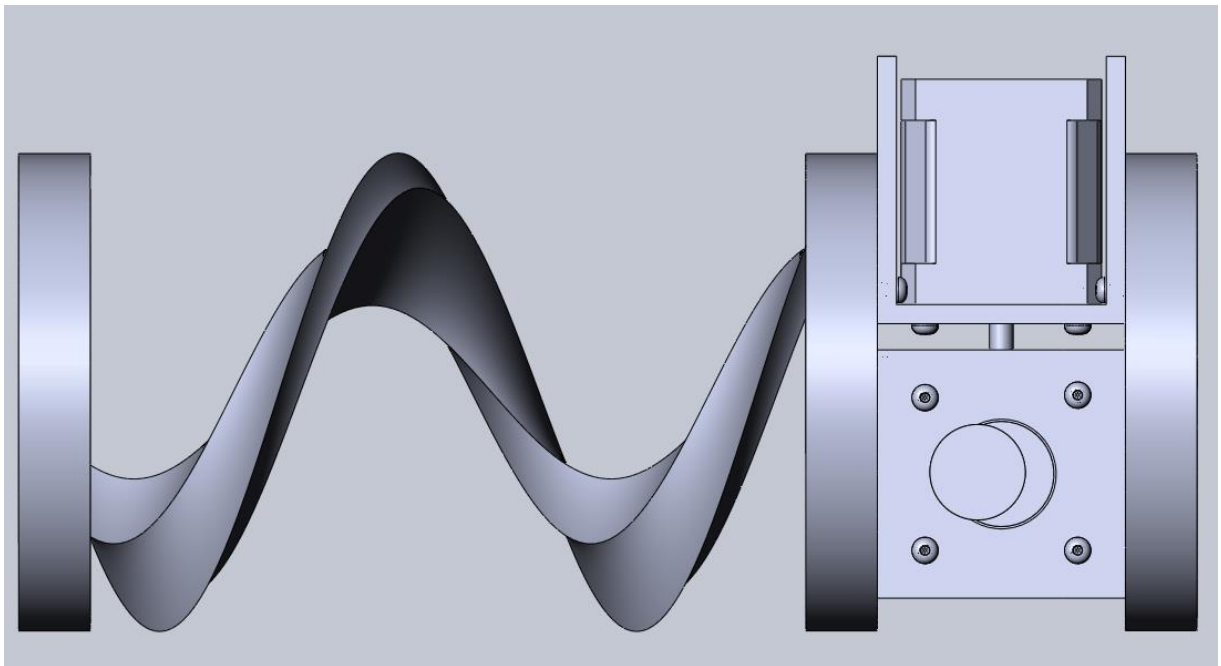


Рис. 3.3

На рисунку 3.3 зображено один із вузлів стенда, в якому встановлено два крокових двигуни з ексцентриками, що забезпечують створення напружень згину та розтягу

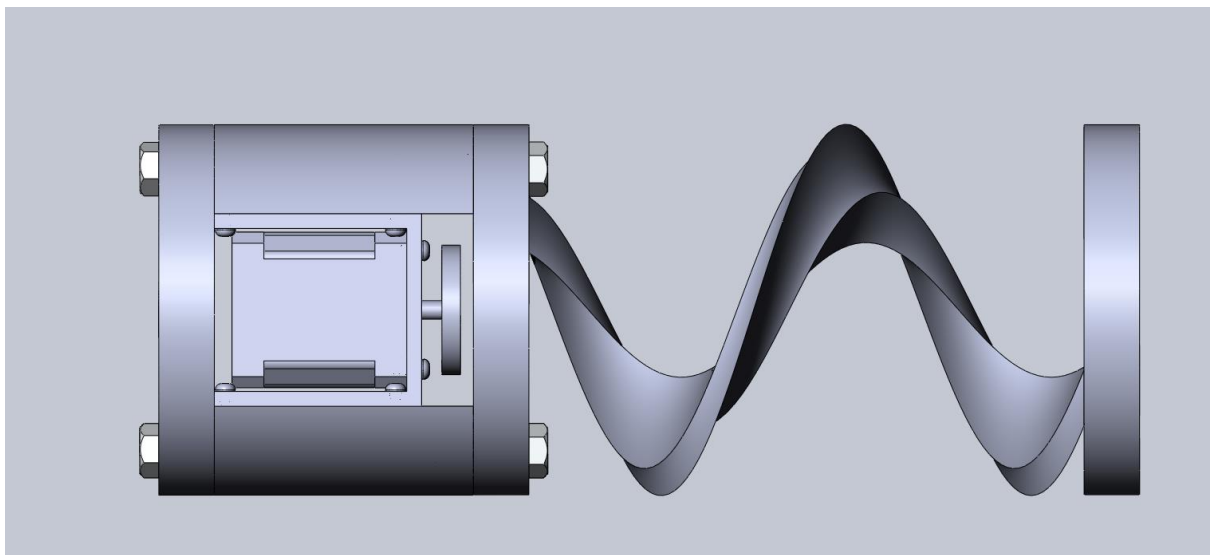


Рис 3.4

На рисунку 3.4 зображено вузол лабораторного стенда, у якому встановлено кроковий двигун з маховиком, що формує крутильне навантаження на зразок

### 3.3 Створення автоматизованої системи керування

Для забезпечення точного та надійного керування стендом реалізовано автоматизовану систему керування на базі мікроконтролера ESP32. Система дозволяє задавати параметри навантаження, контролювати кількість циклів, зчитувати навантаження з тензодатчика, а також дистанційно передавати дані (через Wi-Fi або Bluetooth).

Основні компоненти системи:

- ESP32 – головний мікроконтролер, що забезпечує обробку сигналів і керування[8];
- A4988 – драйвер крокового двигуна для створення періодичного обертання з регульовано частотою;
- HX711 – підсилювач для зчитування сигналу з тензодатчика (вимірювання навантаження)[7];
- Тензодатчик – елемент, що безпосередньо визначає силу впливу на зразок;
- Кроковий двигун – реалізує гармонійне навантаження за допомогою інерційної маси.

Принцип роботи:

1. Користувач через інтерфейс задає необхідну частоту обертання двигуна.
2. ESP32 надсилає сигнали на драйвер A4988, який керує обертанням крокового двигуна.
3. Інерційне обертання призводить до періодичного навантаження зразка.
4. Тензодатчик зчитує фактичне навантаження, передає сигнал на HX711
5. ESP32 обробляє сигнал, фіксує пікові значення, підраховує цикли та за потреби зупиняє систему.

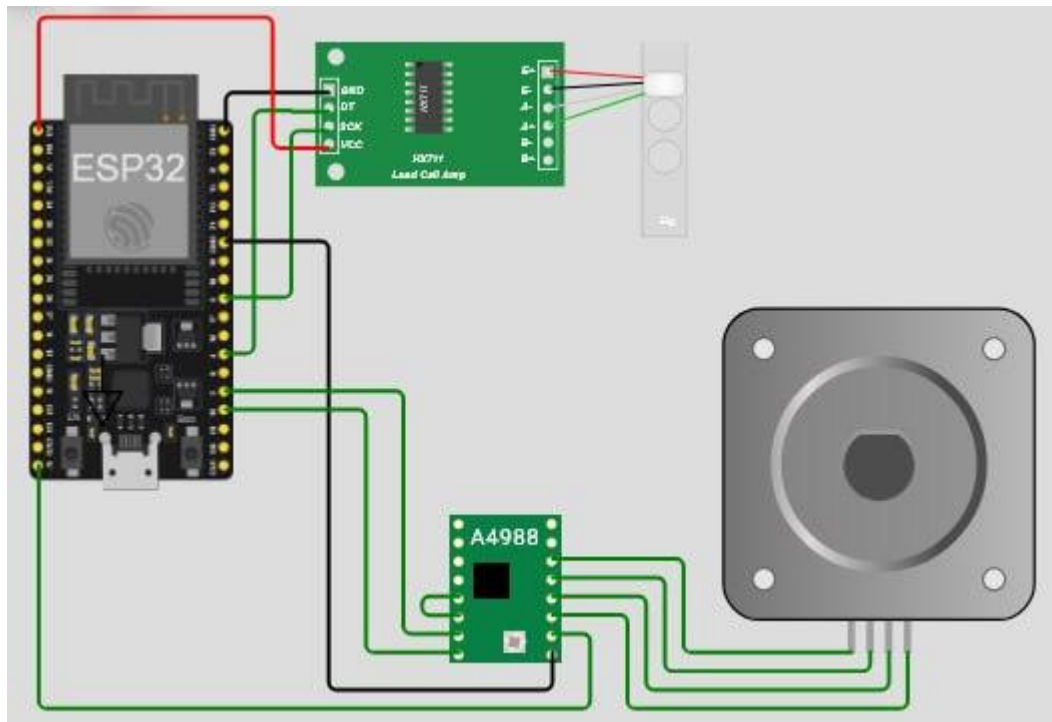


Рис.3.5 – Електронна схема керування стендом на базі мікроконтролера ESP32

Переваги обраної конфігурації:

- ESP32 має вбудовану підтримку бездротових з'єднань, що дозволяє реалізувати веб інтерфейс або надсилання даних у хмару.
- A4988 дозволяє легко регулювати мікрокроки для плавності руху.
- HX711 забезпечує високу точність вимірювання напруги, що виникає у тензодатчику.

Для реалізації логіки управління та збору даних було написану програму для мікроконтролера ESP32, яка керує кроковим двигуном і зчитує значення сили з тензометричного датчика за допомогою модуля HX711.

Програмна частина реалізована на мові MicroPython, основний цикл програми задає напрямок і кількість обертів двигуна, після чого зчитує навантаження на зразок, і виводить його в консоль і повторює цикл.

Пояснення до коду:

- Імпорт бібліотек для роботи з виводами та модулями:

```
from machine import Pin
```

```
import time
```

```
from hx711 import HX711
```

```
from utime import sleep
```

- Ініціалізація HX711 (тензометричного підсилювача):

```
capteur_hx711 = HX711(4,5,1) # CLK = 4, DATA = 5
```

```
capteur_hx711.power_on()
```

```
capteur_hx711.is_ready()
```

- Налаштування виводів драйвера крокового двигуна A4988:

```
dir_pin = Pin(15, Pin.OUT) # напрямок
```

```
step_pin = Pin(2, Pin.OUT) # крок
```

- Функція обертання двигуна:

```
def move_stepper(direct, steps, delay):
```

```
    dir_pin.value(direct)
```

```
    for i in range(abs(steps)):
```

```
        step_pin.value(1)
```

```
        time.sleep_us(delay)
```

```
        step_pin.value(0)
```

```
        time.sleep_us(delay)
```

- Основний цикл роботи:

- Оберт двигуна на 200 кроків.
- Затримка 2 секунди.
- Зчитування даних з тензодатчика (двічі: без фільтра та з фільтром).
- Виводить результати в консоль.

Калібрування тензодатчиків:

Для забезпечення точності вимірювання навантаження, яке сприймається зразком під час циклічних випробувань, проводиться попереднє калібрування тензодатчика, підключеного через підсилювач HX711 до мікроконтролера ESP32. Ця процедура дозволяє встановити відповідність між значеннями цифрового сигналу та реальним значенням у Ньютонах.

Підготовка системи:

Увімкнення лабораторного стенда та стабілізація роботи тензодатчика проводиться згідно з рекомендаціями з [7]. Перед початком роботи перевіряється готовність модуля HX71 за допомогою методу `is_ready()` [7].

Нульова точка:

Перед початком випробувань виконується тарування. Зразок встановлюється в затискачі без прикладеного навантаження, після чого значення вихідного сигналу фіксується як базовий офсет [7].

Еталонне навантаження:

При застосуванні відомих навантажень значення сигналу зчитуються у режимі стабілізації. Для кожного еталонного навантаження за даними з [7] та рекомендаціями з [7] формується пара сигнал-навантаження, на основі якої обчислюється коефіцієнт масштабування за методом найменших квадратів.

Валідація калібрування:

Після побудови калібрувальної кривої проводиться перевірка точності за допомогою повторного застосування еталонного навантаження. Якщо похибка вимірювання не перевищує встановлених меж калібрування вважається успішним [7].

## Висновок

У процесі виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи було досягнуто поставленої мети – розроблення лабораторного стенда для дослідження циклічної довговічності різьбових з'єднань. У межах дослідження реалізовано повний інженерний цикл: від аналітичного обґрунтування до проектування, моделювання, моделювання та програмного забезпечення.

Основні результати роботи:

1. Проведено аналітичний огляд літературних джерел з втомного руйнування різьбових з'єднань, визначено типові форми пошкоджень та критичні зони напружень.
2. Розроблено конструкцію стенда з інерційним силовим збудженням, яка дозволяє відтворювати гармонійне навантаження з контролем частоти та циклічності. Створено повну 3D-модель конструкції, включаючи всі основні вузли: пружини, маховики, затискачі, раму.
3. Проведено модальний і гармонійний аналіз поведінки конструкції:
  - Встановлено резонансну частоту на рівні 162-164 Гц;
  - Підтверджено, що робочий діапазон (1-10 Гц) є безпечним і не призводить до резонансу;
  - Напруження при робочих частотах не перевищують 9.06 МПа, що є прийнятним для сталі 65Г.
4. У розрахунках було враховано коефіцієнт демпфування  $\zeta = 0.01$ , що дозволило змодельовати реальні умови експлуатації з фізично обґрунтованими згасанням коливань.
5. Розроблено автоматизовану систему керування на основі мікроконтролера ESP32, яка:
  - Задає частоту обертання двигуна;
  - Зчитує навантаження через тензодатчик (HX711);
  - Підраховує кількість циклів.

Подальший розвиток конструкції може включати реалізацію веб інтерфейсу, розширення діапазону типорозмірів та підвищення точності вимірювальних каналів.

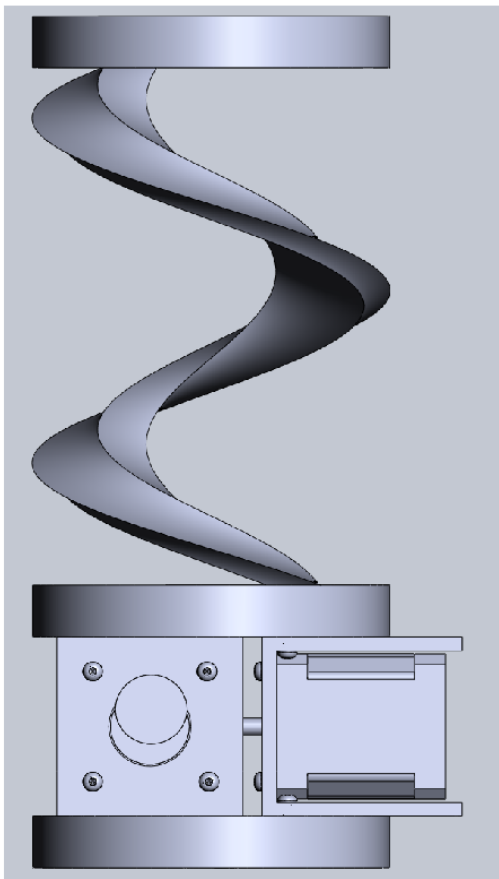
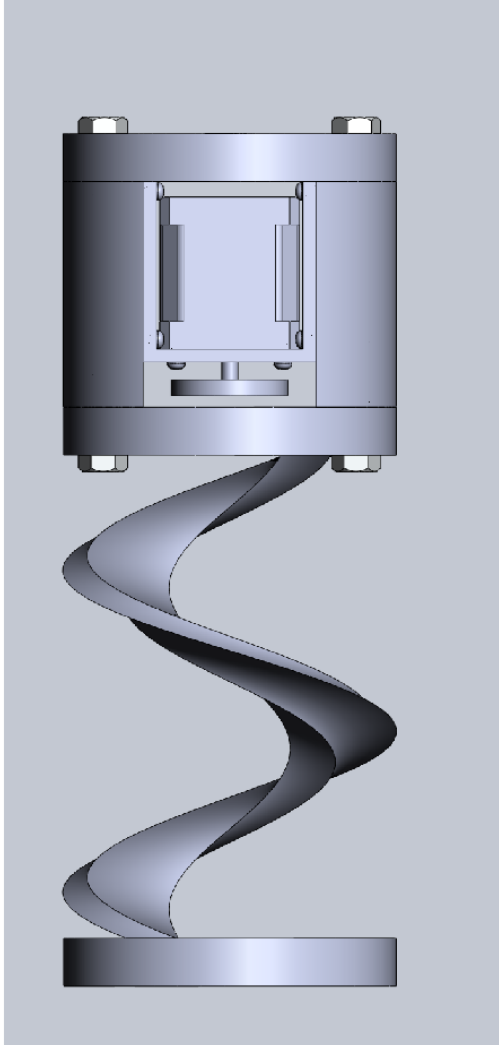
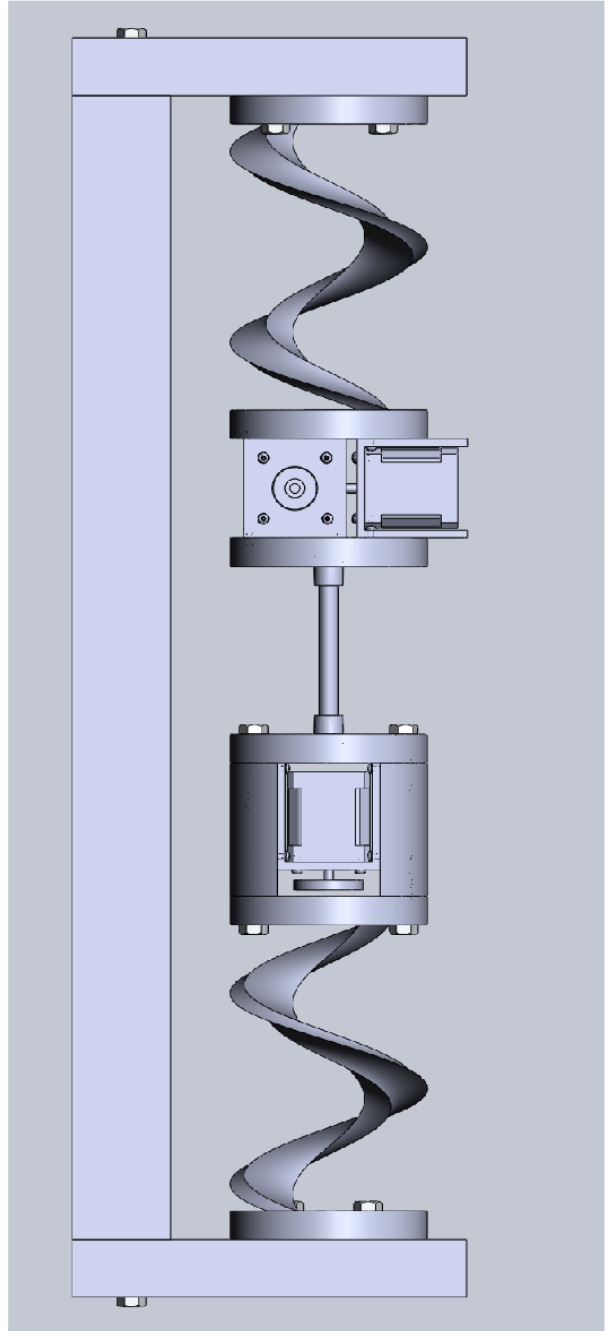
## Список використаних джерел

1. Трощенко В.Т., Сосновський Л.А. Опір втомі металів і сплавів. – К.: Наукова думка, 1985р.
2. Романів О. М., Ярема С. Я., Никифорчин Г. М. та ін. Втома та циклічна тріщиностійкість конструкційних матеріалів // Механіка руйнування та міцність матеріалів: Довід. посібник: у 4 т. / За заг. ред. В. В. Панасюка. — К.: Наукова думка, 1990. — Т. 4. — 680 с. — ISBN 5-12-000489-X.
3. Pilkey, W. D. (2008). Peterson's Stress Concentration Factors (3rd ed.). John Wiley & Sons. (Розділ 6.4 "Threaded Joints").
4. Копей В.Б. Обґрунтування доцільності збільшення довжини розвантажувальної канавки ніпеля насосної штанги // TECHNOLOGY AUDIT AND PRODUCTION RESERVES — № 6/2(8), 2012
5. Границя витривалості [Електронний ресурс] // Вікіпедія — вільна енциклопедія. – Режим доступу:  
[https://uk.wikipedia.org/wiki/Границя\\_витривалості](https://uk.wikipedia.org/wiki/Границя_витривалості), вільний. – Назва з екрану.
6. Відео з виготовлення пружини стенда – [YouTube, 2024]. Режим доступу:  
<https://youtu.be/aSMCc5IYMeQ?si=DCVa0BoeVg9Bf9cL>
7. HX711 Datasheet – [Електронний ресурс]. – Режим доступу:  
[https://cdn.sparkfun.com/datasheets/Sensors/ForceFlex/hx711\\_english.pdf](https://cdn.sparkfun.com/datasheets/Sensors/ForceFlex/hx711_english.pdf)
8. MicroPython Documentation for ESP32 – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://docs.micropython.org/en/latest/esp32/quickref.html>



БР.ЛМ-21-4.0.000.00

Справ. №	Перв. примен.
----------	---------------

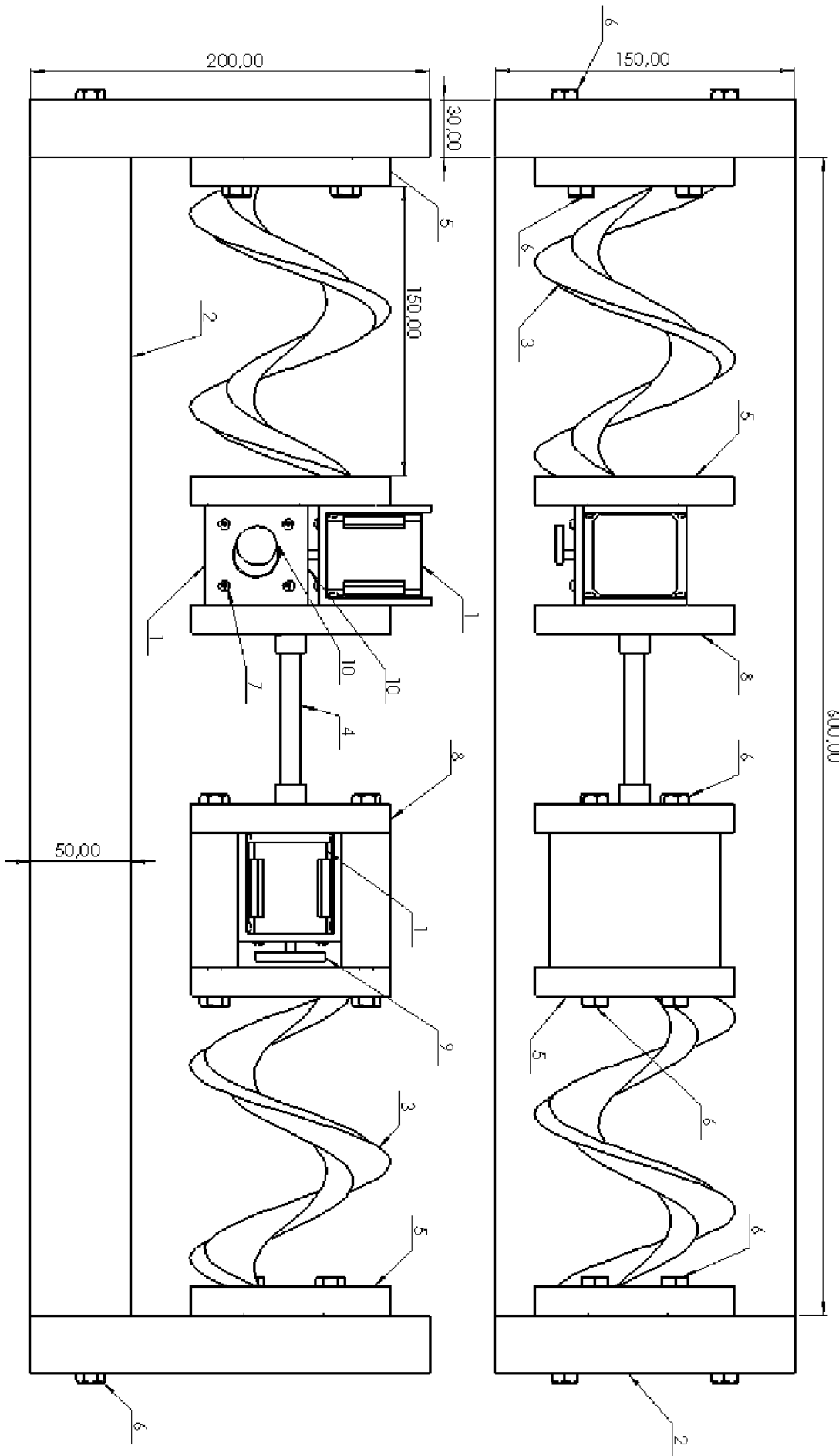


Інв. № орг.	Підпис та дата	Зам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис та дата
-------------	----------------	-------------	--------------	----------------

Зм.	Кіл.	№ док-м.	Підпис	Дата	БР.ЛМ-21-4.0.000.00	
Розроб.	Демченко ЮВ				3D Модель	
Перев.	Копей ВБ				Лист	12
І.контр.					Архив	Архив
Н.контр.						1
Утв.						

00.000007-12-МЛРБ

600,000



Інв. № ориг	Підпис та дата	Зам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис та дата
-------------	----------------	-------------	--------------	----------------

Справ. №	Перв. примен.
----------	---------------

ПОЗИЦІЯ	НАЗВА	ПРИМІТКА	К-СТЬ
1	Кроковий Двигун NEMA17		3
2	Корпус		3
3	Пружина		2
4	Зразок		1
5	Деталь кріплення		2
6	Болт М8х1,25		12
7	Болт М5х8		36
8	Загнітач		2
9	Маховик		1
10	Ексцентрик		2

Зв. Кв.	№ докум.	Зав.	Варт.
Розроб.	Лещенко О.В.		
Вірв.	Ковал В.Б.		
І конст.			
Нормат.			
Утв.			

БРЛМ-21-40.000000		
Специ для дослідження циклоноз		
добробочності різьбових з'єднань		
Лит.	Маса	Матеріал
		12
Автом.	Автом.	1

00.000.07-12-ИЛІЯ  
БР.ПМ-21-4.0.000.00

Перв. примен.

Справ. №

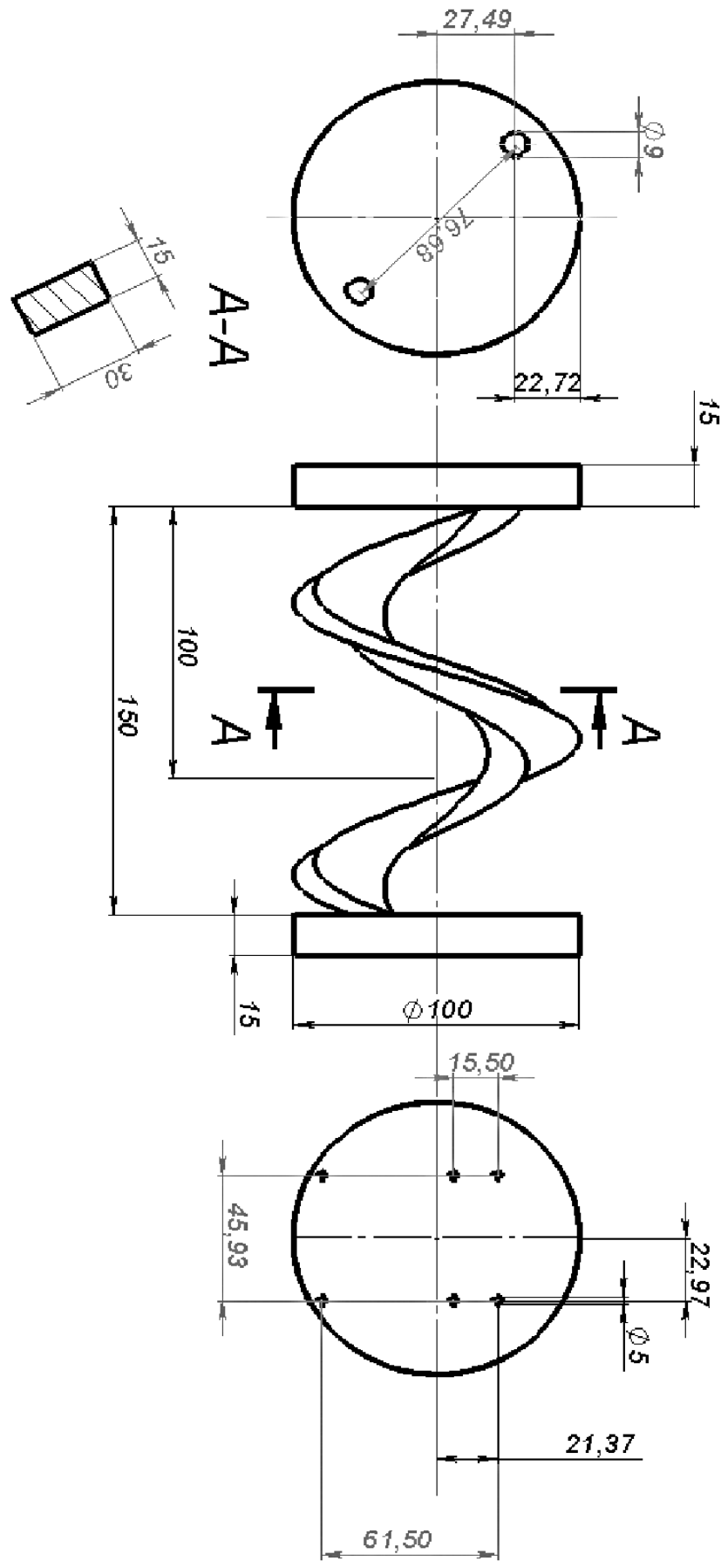
Підпис та дата

Інв. № дудл.

Зам. інв. №

Підпис та дата

Інв. № ориз.



✓ Ra 12,5

БР.ПМ-21-4.0.000.00		Лит.		Маса		Масштаб	
ПРУЖИНА				кг		1:2	
Сталь 5ХФА		Архив		Архив		1	
Зн.	Кл.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Демченко Д.В.						
Перев.	Копей В.Б.						
І.Холнд.							
Н.Холнд.							
Унів.							

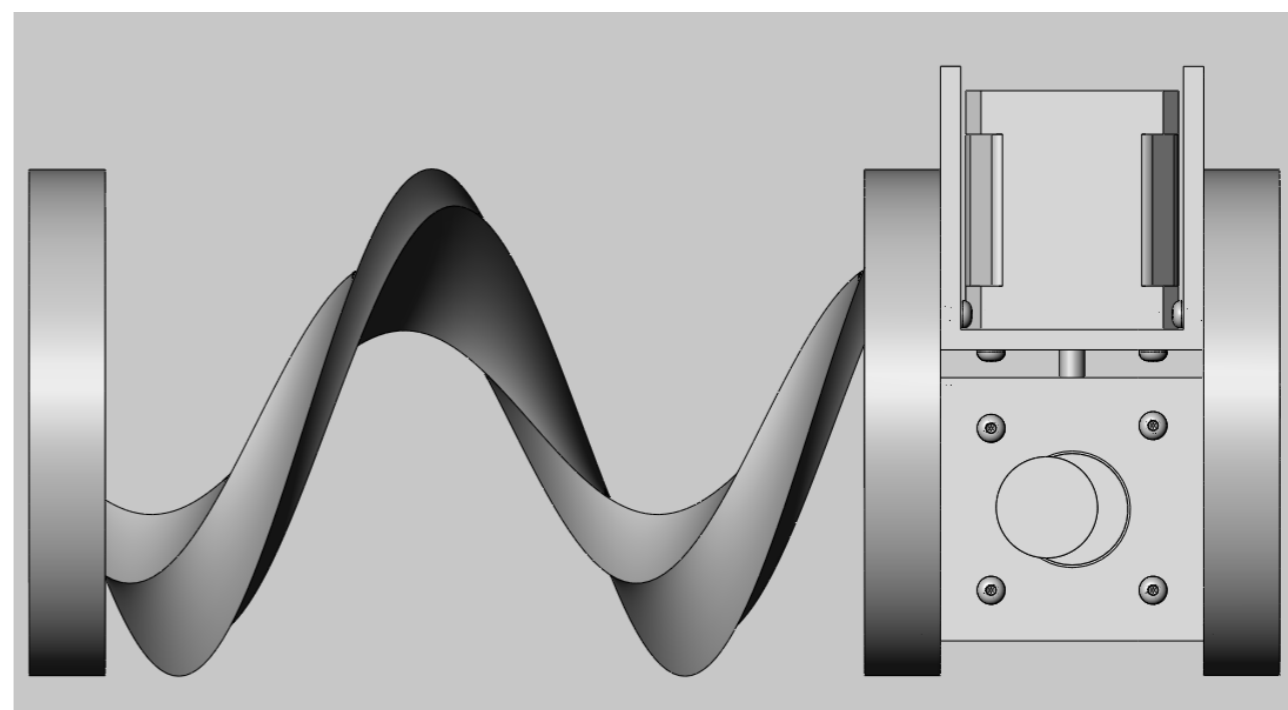
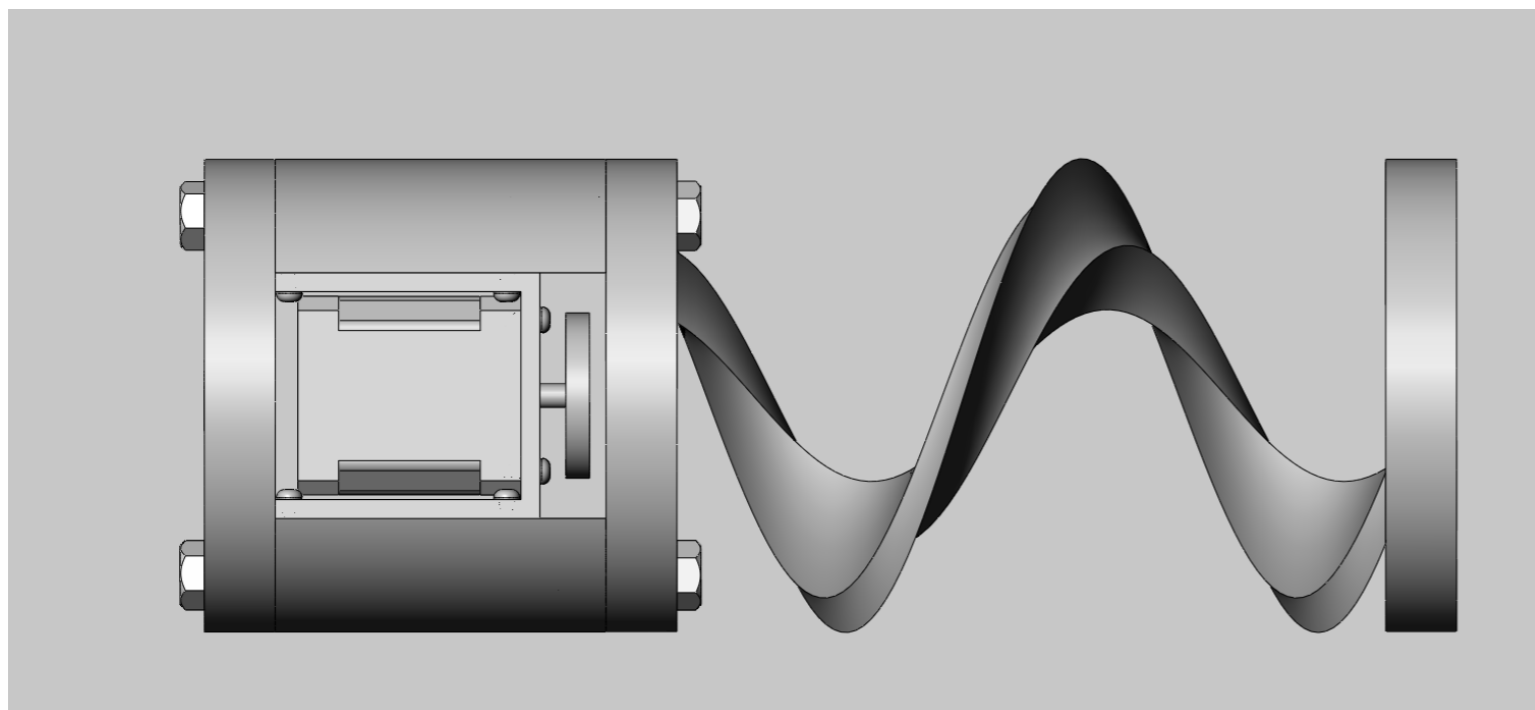
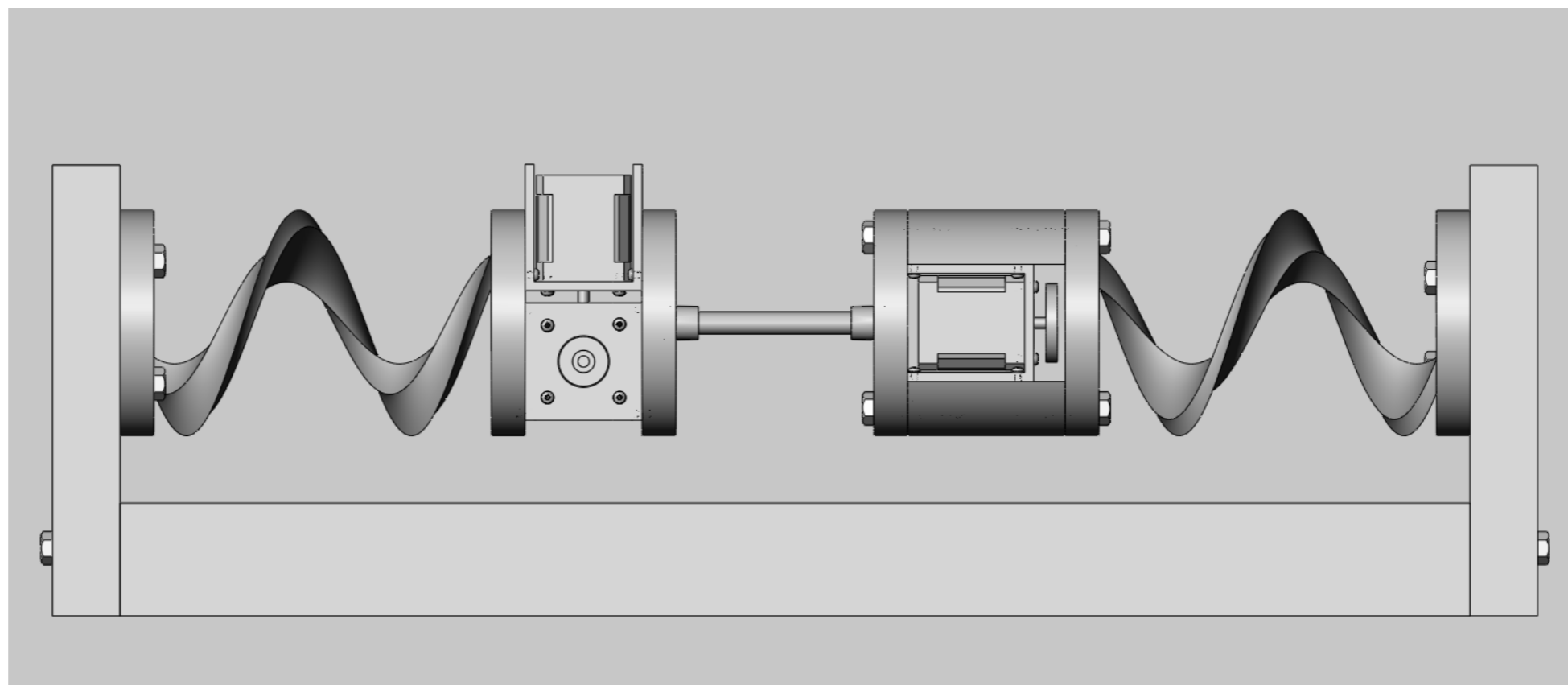




БР.ПМ-21-40.000.00

Перв. примен.

Справ. №



Підпис та дата

Інв. № змін.

Зам. інв. №

Підпис та дата

Інв. № ориг.

					<b>БР.ПМ-21-40.000.00</b>			
Зм.	Кіл.	№ док.	Підпис	Дата	<b>3D Modeli</b>	Лит.	Маса	Масштаб
Розроб.		Демченко Ю.В.						1:2
Перев.		Копей В.Б.						
Т.контр.						Архив	Архив	1
Н.контр.								
Утв.								

БР.ПМ-21-40.000.00

Перв. примен.

Справ. №

Підпис та дата

Інв. № дцкл.

Зам. інв. №

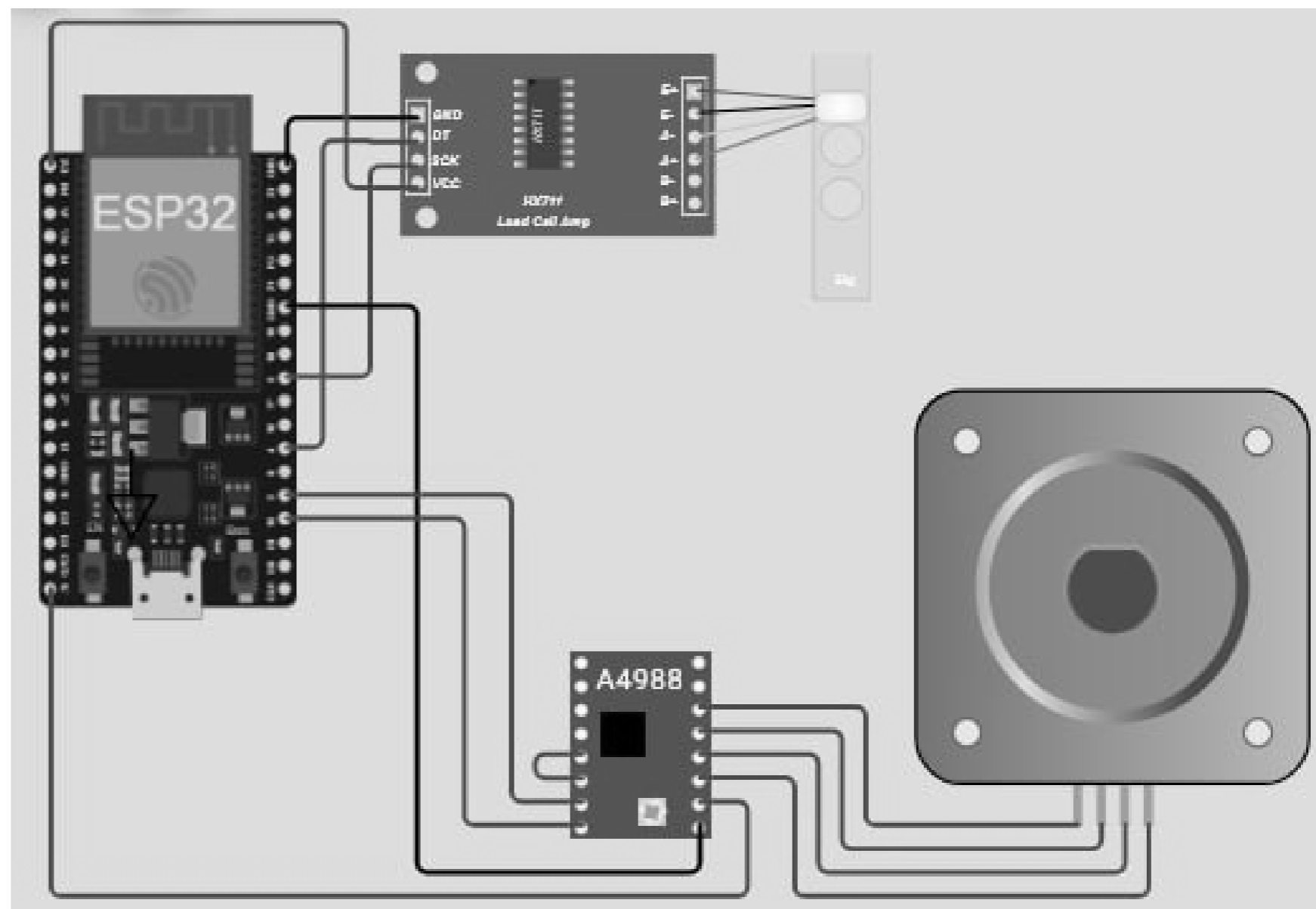
Підпис та дата

Інв. № орг.

```

from machine import Pin
import time
from hx711 import HX711
from utime import sleep
capteur_hx711 = HX711(4,5,1)
capteur_hx711.power_on()
capteur_hx711.is_ready()
dir_pin = Pin(15, Pin.OUT)
step_pin = Pin(2, Pin.OUT)
def move_stepper(direct, steps, delay):
    dir_pin.value(direct)
    steps = abs(steps)
    for i in range(steps):
        step_pin.value(1)
        time.sleep_us(delay)
        step_pin.value(0)
        time.sleep_us(delay)
def stop_stepper():
    step_pin.value(0)
while True:
    move_stepper(1,200,200)
    time.sleep(2)
    measure = capteur_hx711.read(False)
    print(measure)
    sleep(1)
    measure = capteur_hx711.read(True)
    print(measure)
    sleep(1)

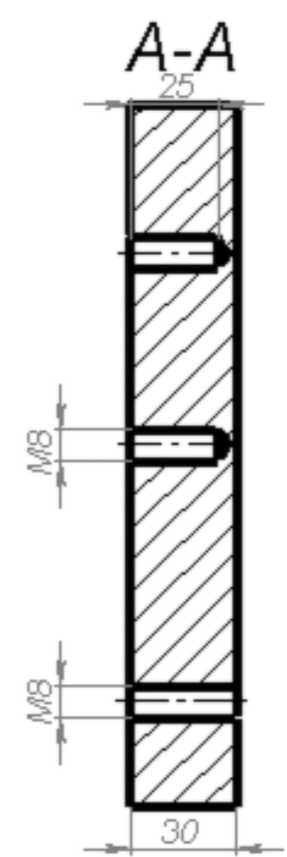
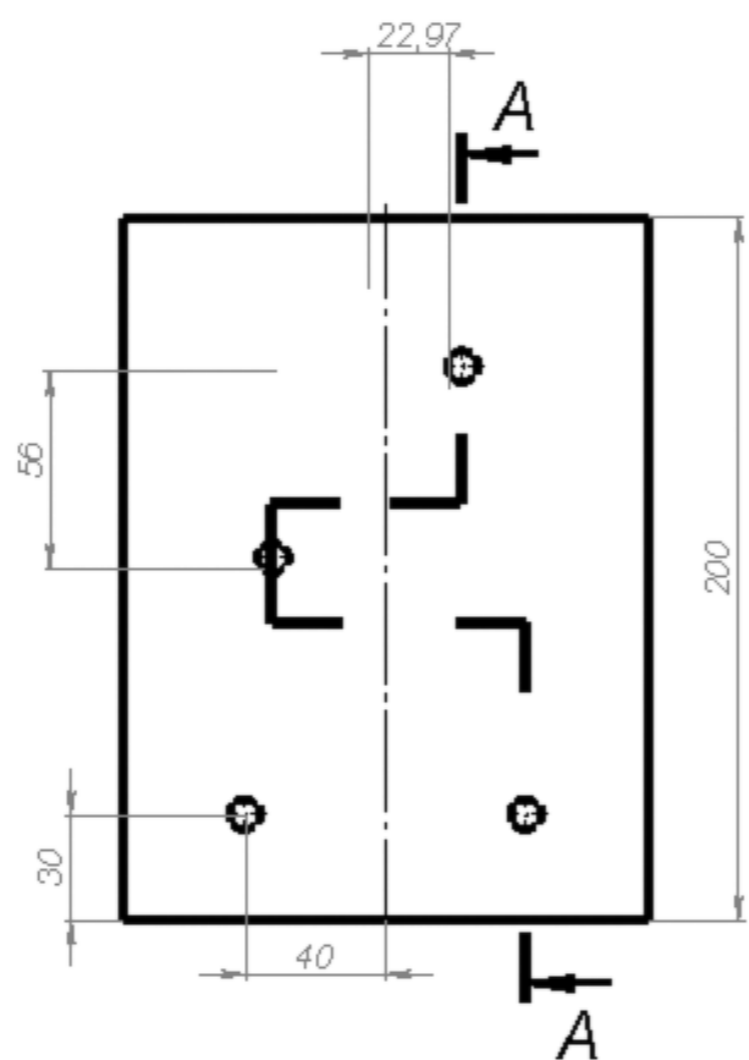
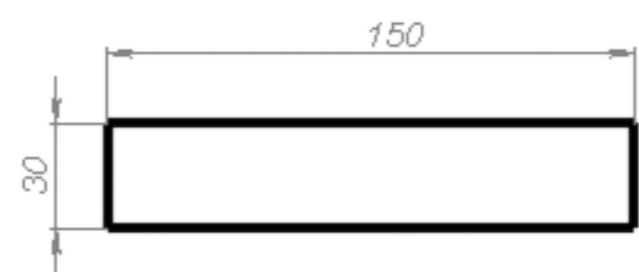
```



					<b>БР.ПМ-21-40.000.00</b>			
Зм.	Кіл.	№ докцм.	Підпис	Дата	<i>Автоматизована система керування</i>	Лит.	Маса	Масштаб
Розроб.	Демченко Ю.В.							1:2
Перев.	Копей В.Б.				Архцш	Архцшів	1	
Т.контр.								
Н.контр.								
Утв.								

√ Ra 12,5

БР.ПМ-21-40.000.00



Перв. примен.	Справ. №	Підпис та дата	Інв. № дцкл.	Зам. інв. №	Підпис та дата	Інв. № орг.

					БР.ПМ-21-40.000.00			
Зм.	Кіл.	№ докцм.	Підпис	Дата	Корпус	Лит.	Маса	Масштаб
Разроб.	Демченко Ю.В.						2кг	1:2
Перев.	Копей В.Б.					Арқш	Арқшіб	1
Т.контр.					Сталь 45			
Н.контр.								
Утв.								

БР.ПМ-21-40.000.00

Перв. примен.

Справ. №

Підпис та дата

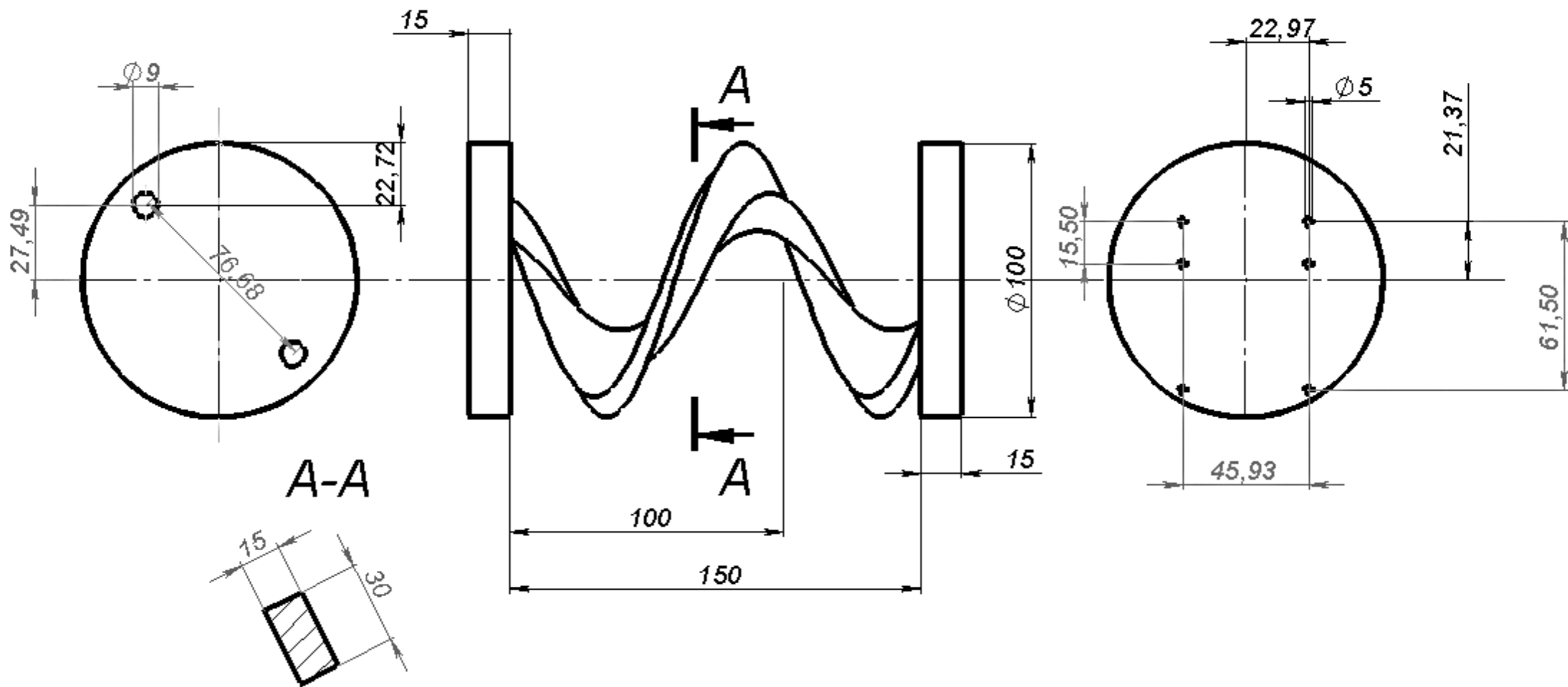
Інв. № дцкл.

Зам. інв. №

Підпис та дата

Інв. № орг.

√ Ra 12,5



					БР.ПМ-21-40.000.00			
Эм.	Кіл.	№ докцм.	Підпис	Дата	Пружина	Лит.	Маса	Масштаб
Разроб.	Демченко Ю.В.						1кг	1:2
Перев.	Копей В.Б.					Аркцш	Аркцив	1
Т.контр.					Сталь 51ХФА			
И.контр.								
Утв.								

БР.ПМ-21-40.000.00

Перв. примен.

Справ. №

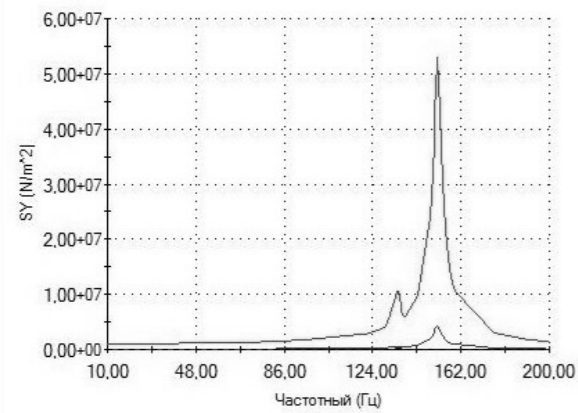
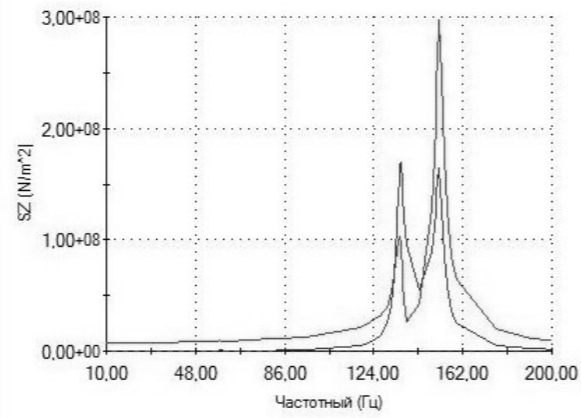
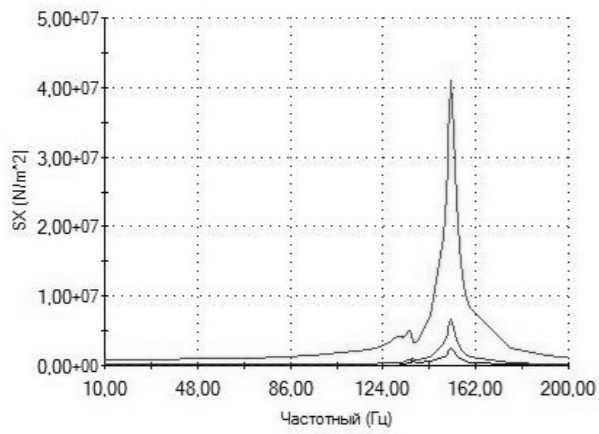
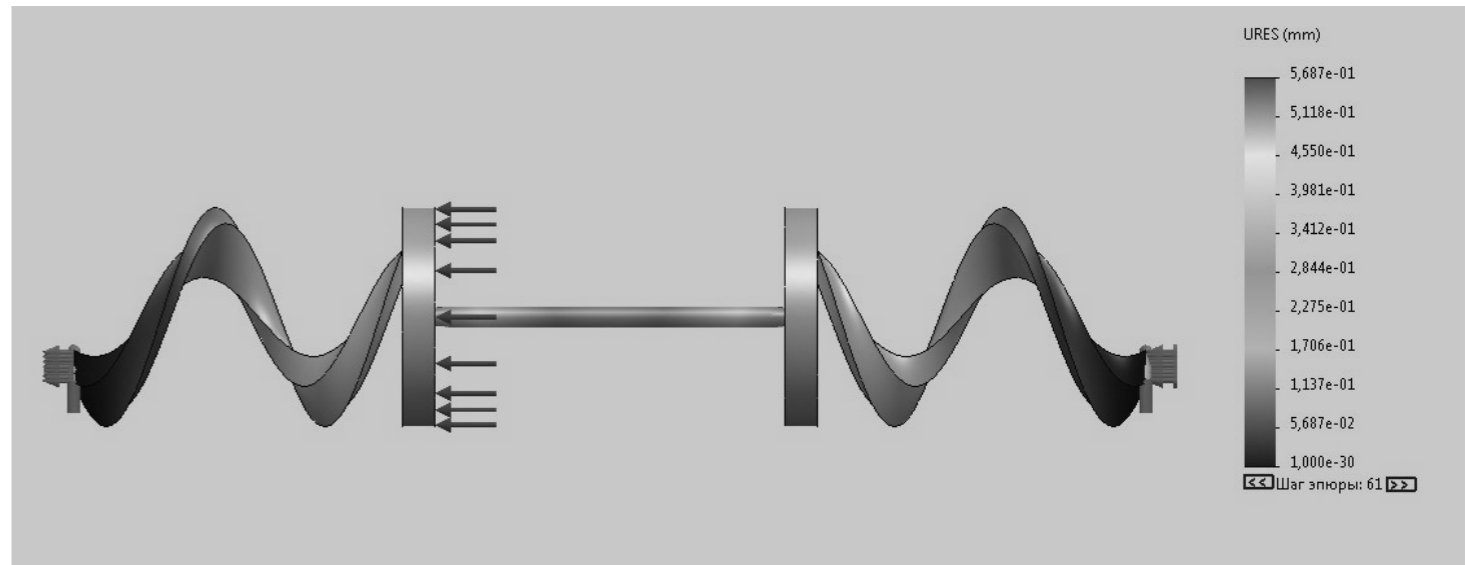
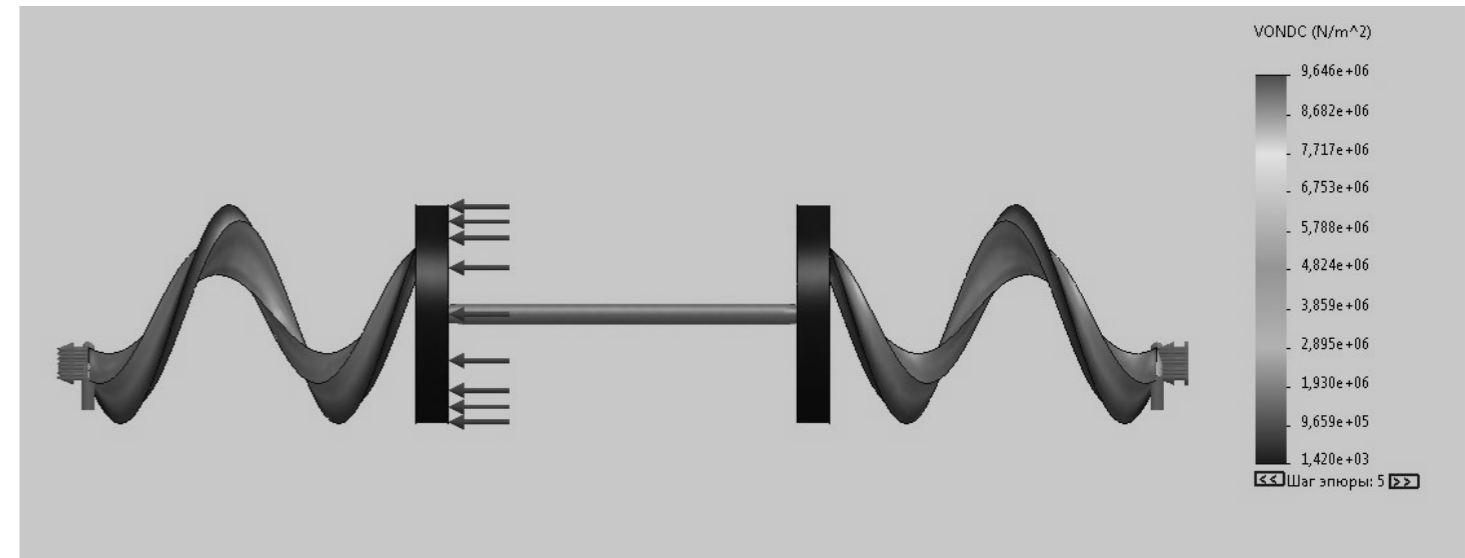
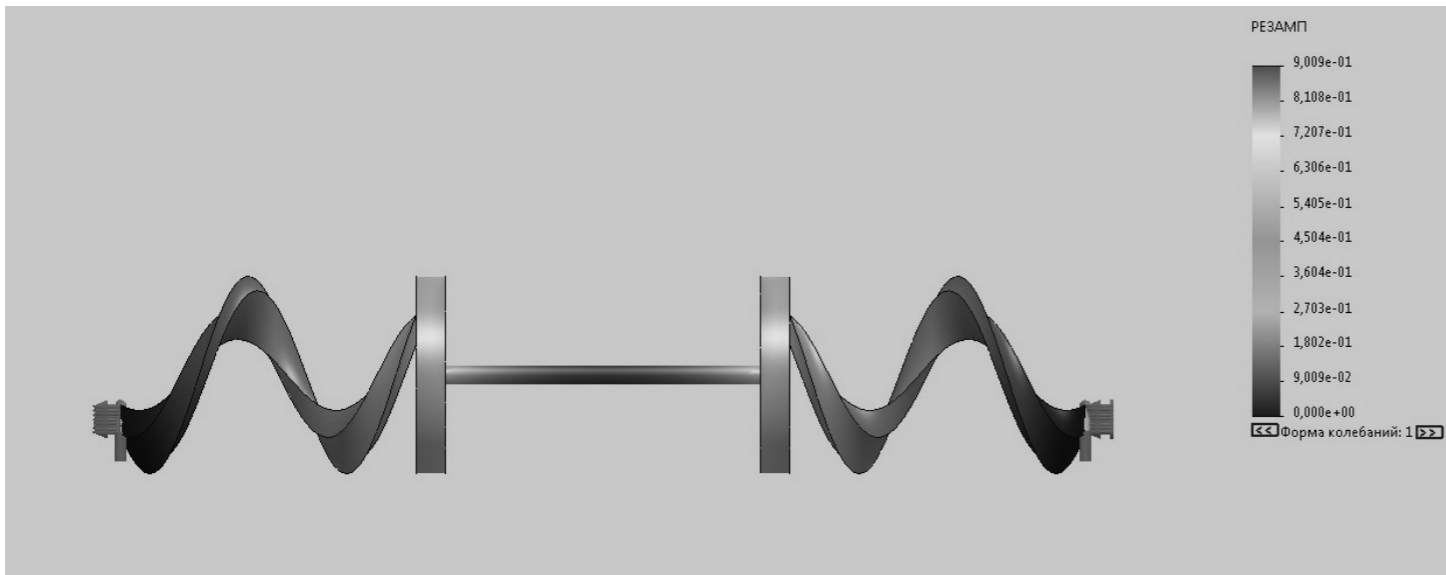
Підпис та дата

Інв. № дцкл.

Зам. інв. №

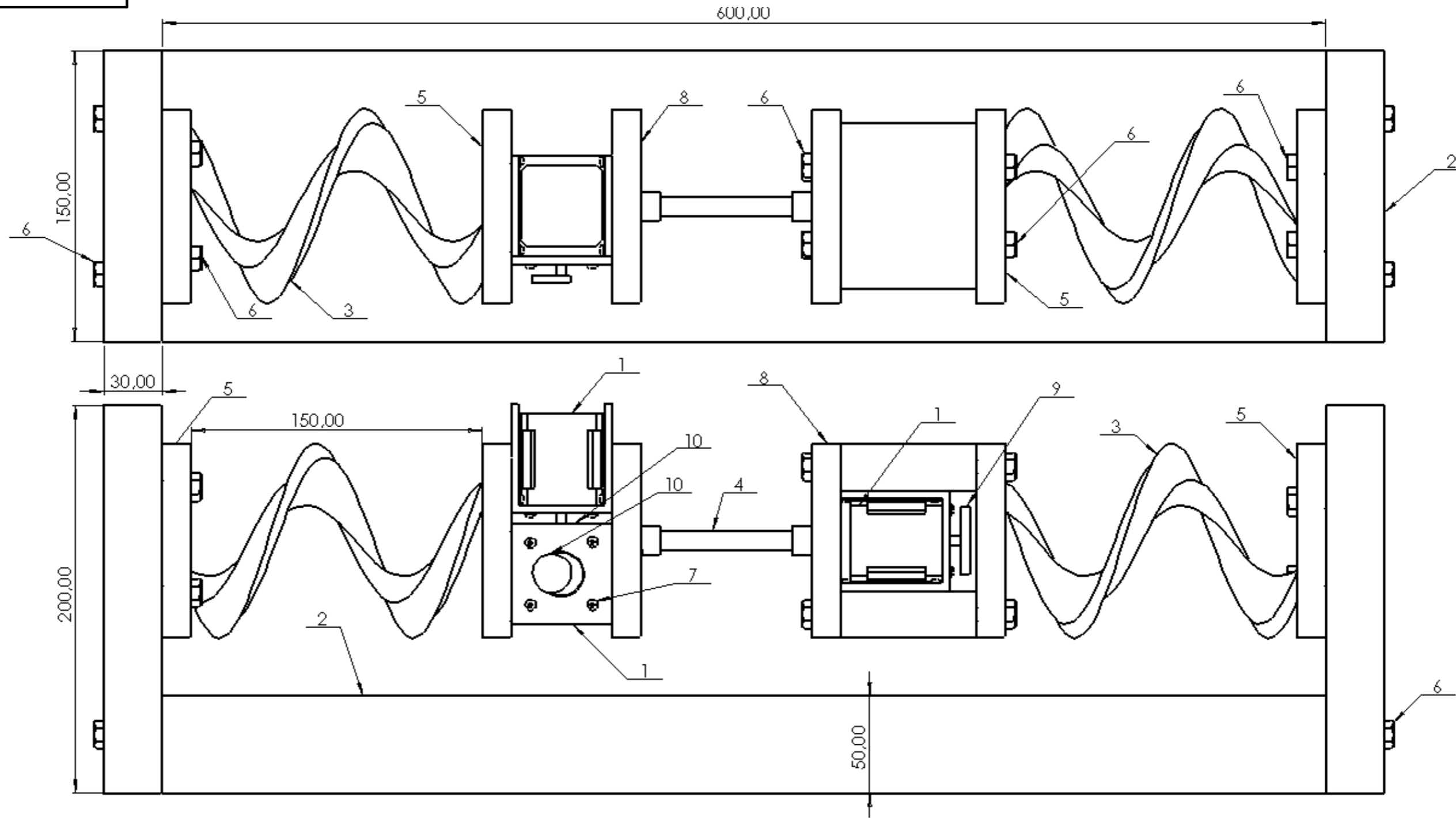
Підпис та дата

Інв. № орг.



					БР.ПМ-21-40.000.00			
Зм.	Кіл.	№ докум.	Підпис	Дата	Результати досліджень	Лит.	Маса	Масштаб
Розроб.	Демченко Ю.В.							1:2
Перев.	Копей В.Б.					Арқш	Арқшів	1
Т.контр.								
Н.контр.								
Утв.								

БР.ПМ-21-40.000.00



ПОЗИЦІЯ	НАЗВА	ПРИМІТКА	К-СТЬ
1	Кроковий двигун NEMA17		3
2	Корпус		3
3	Пружина		2
4	Зразок		1
5	Деталь кріплення		2
6	Болт М8х1.25		12
7	Болт М5х8		36
8	Затискач		2
9	Маховик		1
10	Ексцентрик		2

					БР.ПМ-21-40.000.00		
Зм.	Кіл.	№ докцм.	Підпис	Дата	Лит.	Маса	Масштаб
Розроб.		Демченко Ю.В.					1:2
Перев.		Копей В.Б.					
Т.контр.					Арқш	Арқшів	1
Н.контр.							
Утв.							

Перв. примен.

Справ. №

Підпис та дата

Інв. № докл.

Зам. інв. №

Підпис та дата

Інв. № орг.