

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

Вінницький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет машинобудування та транспорту
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Бакалаврська кваліфікаційна робота

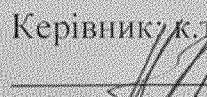
на тему:

«ПРОСКТУВАННЯ МОДУЛЯ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ДЛЯ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА З ВИКОРИСТАННЯМ CAD/CAE-СИСТЕМ»

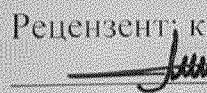
Виконав: студент 4 курсу, групи ІПМ-216
спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

(шифр і назва спеціальності)

 Богдан ВАСИШЕН
(підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник к.т.н., доцент кафедри ІПМ
 Олег ПІОНТКЕВИЧ
(підпис) (ім'я та прізвище)

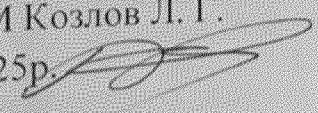
« 11 » 06 2025 р.

Рецензент: к.т.н., доцент каф. АТМ
 Олег АНТОНЮК
(підпис) (ім'я та прізвище)

« 13 » 06 2025 р.

Допущено до захисту

Зав. кафедри ТАМ Козлов Л. Г.

« 16 » 06 2025р. 

Вінниця ВНТУ — 2025 рік

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
(повне найменування інституту, факультету)
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування
(повна назва кафедри)
Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)
Галузь знань – 13 «Механічна інженерія»
(цифра і назва)
Спеціальність – 13.01 «Прикладна механіка»
(цифра і назва спеціальності)
Освітньо-професійна програма – Комп'ютеризовані технології та механотронні системи в машинобудуванні
(назва освітньо-професійної програми)

ЗАТВЕРДЖУЮ
начальник виробничо-технологічної
служби ТОВ «Техносмарт Груп»
Дмитришен В.В.
« 20 » 03 2025 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри ТАМ
д. т. н., професор Козлов Л. Г.
« 20 » 03 2025 р.



**ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Василишен Богдан Вікторович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проектування модуля лінійних переміщень для промислового робота з використанням CAD/CAE-систем

Керівник роботи Піонткевич Олег Володимирович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ВНТУ від « 20 » березня 2025 року № 97

2. Термін подання студентом роботи: 16 червня 2025 р.

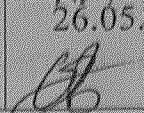
3. Вихідні дані до проекту (роботи): схема приводу модуля лінійних переміщень; габаритні розміри каретки 350x350 мм; вантажопідйомність 110кг; максимальна швидкість переміщень 0,35 м/с; хід каретки 2 м.

4. Зміст текстової частини: вступ, анотації, службове призначення виробу; аналіз кінематичної схеми; обґрунтування конструкції рами приводу; вибір крокового двигуна; розрахунок зубчасто-рейкової передачі; розрахунок валів та підшипників приводу; обслуговування та мащення елементів приводу; розробка системи керування; опис роботи спроектованого модуля лінійних переміщень; охорона праці; перелік посилань

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
складальний кресленик виробу;
робочий кресленик однієї із деталей

робочийкресленикоднієї із деталей

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Олег ПОНТКЕВИЧ, доцент кафедри ТАМ	20.03.25р 	06.06.25 
Охорона праці	Олег БЕРЕЗЮК, професор кафедри БЖД ПБ	26.05.25р 	06.06.25 

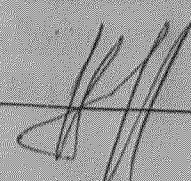
7. Дата видачі завдання «20» березня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Терміни виконання		Прим.
		початок	закінчення	
1	Формування та затвердження теми бакалаврської кваліфікаційної роботи (БКР)	18.03.25р	20.03.25р	
2	Виконання спеціальної частини БКР. Перший рубіжний контроль виконання БКР	20.04.25р	25.04.25р	
3	Виконання спеціальної частини БКР. Другий рубіжний контроль виконання БКР	26.05.25р	28.05.25р	
4	Виконання розділу «Охорона праці»	26.05.25р	06.06.25р	
5	Перевірка на антиплагіат	05.06.25р	09.06.25р	
6	Нормоконтроль БКР	09.06.25р	10.06.25р	
7	Попередній захист БКР	10.06.25р	11.06.25р	
8	Рецензування БКР	12.06.25р	13.06.25р	
9	Захист БКР	17.06.25р.	19.06.25р.	

Студент 
(підпис)

Богдан ВАСИЛІШ
(Ім'я і прізвище)

Керівник роботи 

Олег ПОНТКЕВ

АНОТАЦІЯ

УДК 621

Василишук Б. В. Проектування модуля лінійних переміщень для промислового робота з використанням CAD/CAE-систем. Бакалаврська кваліфікаційна робота за спеціальністю 131 – Прикладна механіка, освітня програма – Комп'ютеризовані технології та механотронні системи в машинобудуванні. Вінниця: ВНТУ, 2025. 68 с.

Мовою оригіналу – українською. Бібліографія: 21 джерело; іл.: 33; табл.: 11.

У роботі розглянуто процес проектування модуля лінійного переміщення для промислового робота з використанням CAD/CAE-інструментів.

Основна частина містить обґрунтування функціонального призначення пристрою, аналіз кінематичної схеми, конструювання рами приводу, вибір відповідного крокового двигуна, розрахунок зубчасто-рейкової передачі, а також розрахунок валів і підшипників. Описано питання технічного обслуговування, мащення складових, розроблено систему керування та наведено опис функціонування автоматизованого приводу.

Розділ охорони праці присвячений аналізу причин виникнення, впливу на організм людини та нормування шкідливих і небезпечних виробничих чинників у приміщенні. Подано рекомендації з поліпшення умов праці та дотримання вимог пожежної безпеки.

У графічному розділі представлено складальне креслення пристрою та робоче креслення кронштейна для фіксації крокового двигуна.

Ключові слова: модуль лінійного переміщення, промисловий робот, CAD/CAE-системи.

ABSTRACT

Vasylyshen B. V. Design of a linear motion module for an industrial robot using CAD/CAE systems. Bachelor's thesis in specialty 131 – Applied Mechanics, educational program – Computerized Technologies and Mechatronic Systems in Mechanical Engineering. Vinnytsia: VNTU, 2025. 68 p.

Original language – Ukrainian. References: 21 sources; figures: 33; tables: 11.

This thesis presents the design process of a linear motion module for industrial robot using CAD/CAE tools.

The main part includes the justification of the device's functional purpose, analysis of the kinematic diagram, design of the drive frame, selection of a suitable stepper motor, calculation of the rack-and-pinion mechanism, and analysis of shafts and bearings. It also covers the maintenance and lubrication of components, the development of the control system, and a description of the operation of the designed automated drive.

The occupational safety section analyzes the causes and effects of harmful and hazardous industrial factors on the human body, as well as their regulation in the workplace. Recommendations are provided for improving working conditions and complying with fire safety regulations.

The graphical part includes an assembly drawing of the device and a working drawing of the bracket that holds the stepper motor.

Keywords: linear motion module, industrial robot, CAD/CAE systems.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 СЛУЖБОВЕ ПРИЗНАЧЕННЯ ВИРОБУ ТА КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	7
1.1 Службове призначення модуля лінійних переміщень.....	7
1.2 Аналіз кінематичної схеми приводу.....	8
1.3 Вибір електродвигуна та мотор-редуктора.....	12
2 ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВИРОБУ.....	16
2.1 Обґрунтування несучої конструкції виробу	16
2.2 Розрахунок передач та вибір муфт приводу	24
2.3 Проектний розрахунок валів та підбір підшипників	31
3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ	38
3.1 Вибір елементів системи керування	38
3.2 Аналіз графіку руху виконавчого органу виробу	39
3.3 Написання керуючої програми	42
4 ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ОПИС РОБОТИ ВИРОБУ	44
4.1 Обслуговування та обґрунтування мащення рухомих елементів виробу.....	
4.2 Опис роботи спроектованого автоматизованого приводу	46
5 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	47
5.1 Причини виникнення, дія на організм людини та нормування шкідливих та небезпечних виробничих чинників у виробничому приміщенні.....	49
5.2 Карта умов праці.....	55
5.3 Пожежна безпека.....	56
ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	59

ДОДАТКИ	62
Додаток А. Перевірка на антиплагіат.....	63
Додаток Б. Керуюча програма для контролера.....	65
Додаток В. Графічна частина.....	66

ВСТУП

Сучасне машинобудування активно впроваджує та розвиває напрям автоматизації. Швидкими темпами проєктуються новітні автоматизовані приводи. Розробка таких систем із використанням модулів лінійного переміщення є складним процесом, що потребує ґрунтовних інженерних знань для вибору відповідної конструкції, створення приводу та виконання необхідних розрахунків. Система керування, створена на базі автоматичних або мехатронних приводів, передбачає використання датчиків та програмних алгоритмів, що дозволяє автоматично контролювати переміщення модуля та реагувати на зовнішні команди без участі оператора. Це, у свою чергу, сприяє підвищенню безпеки виробничого процесу, покращенню продуктивності та мінімізації ймовірності людських помилок. Саме тому подібні системи залишаються актуальними та затребуваними.

Темою бакалаврської дипломної роботи є: «Проективання модуля лінійних переміщень для промислового робота з використанням CAD/CAE-систем». Спроектовано конструкцію рами приводу, підібрано кроковий двигун, обґрунтовано елементи зубчасто-рейкової передачі та мащення рухомих елементів приводу. При цьому, розроблено систему керування та запрограмовано мікроконтролер.

Апробація результатів роботи. Доповіді на конференціях:

1. CAD/CAE аналіз елементів фрезерно-гравірувального верстата з ЧПК [Електронний ресурс] / І. В. Буткалюк, А. М. Гуцалюк, Б. В. Василюк, О. В. Піонткевич // Матеріали ЛІІ науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 21-23 червня 2023 р. Електрон. текст. дані. 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2023/paper/view/17391>.

2. Маркевич М. В., Василюк Б. В., Козлов Л. Г., Снігур А. К. Гідросистема з електрогідравлічним керуванням розподілом потоків. Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2023), Електрон. текст. дані. 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2023/paper/view/16959>

3. Покращення фізико-механічних характеристик елементів приводу подрібнювача за допомогою CAD/CAE-систем [Електронний ресурс] / А. Д. Барановський, А. М. Гуцалюк, Б. В. Василюшен, О. В. Піонткевич // Матеріали LI науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 31 травня 2022 р. Електрон. текст. дані. 2022. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2022/paper/view/15983>.

4. Маркевич, М. В., Василюшен, Б. В., Козлов, Л. Г. Міні-техніка: маленькі машини для великих робіт Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2023). Електрон. текст. дані. 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2023/paper/view/18940>

5. Кузьменко П. А., Побережець В. А., Василюшен Б. В., Піонткевич О. В. Сучасне інструментальне забезпечення для фрезерних операцій. Матеріали LIV науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 24-27 березня 2025 р. Електрон. текст. дані. 2025. С. 3. URI: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2025/paper/view/24161>.

1 СЛУЖБОВЕ ПРИЗНАЧЕННЯ ВИРОБУ ТА КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК

1.1 Службове призначення модуля лінійних переміщень

Використання модулів лінійного переміщення для вирішення різноманітних технологічних завдань у сфері прикладної механіки набуває все більшої популярності. Ці процеси стають передбачуваними, високоточними та повністю або частково автоматизованими.

Принцип роботи полягає в перетворенні обертального руху електродвигуна на поступальний рух каретки за допомогою різних механічних передач, таких як кульково-гвинтова пара, трапецієвидні гвинти, пасова передача або передача шестерні - зубчасті рейки. В залежності від потужності та виконуваних завдань, електродвигун модуля лінійного переміщення може бути промисловим асинхронним двигуном загального призначення, асинхронним чи синхронним серводвигуном, кроковим двигуном[22].

Для досягнення точного позиціонування, забезпечення необхідної швидкості, охорони праці та інших функцій, модуль лінійних переміщень зазвичай комплектується кінцевими вимикачами, датчиками лінійного положення, гофрованим захистом а також комплектуючими із покриттям для захисту від агресивних середовищ

Особливостями модуля лінійних переміщень порівняно з традиційними засобами, такими як конвєсери, полягають у високій точності та жорсткості елементів конструкції, можливості реалізації багатокординатних систем та робототехнічних комплексів[23].

Широкий асортимент комплектуючих для модуля лінійних переміщень ускладнює його проектування та може призвести до непотрібних витрат. Таким чином, конструювання та програмування нових модулів лінійних переміщень

передбачає раціональний підхід до необхідної компоновки приводу з урахуванням точності, вантажопідйомної здатності та динаміки процесу

1.2 Аналіз кінематичної схеми приводу

Вихідні дані для проектування механізму:

- габаритні розміри каретки (в плані) – 350x350 мм;
- вантажопідйомність – 10 кг;
- максимальна швидкість переміщення – 0,35 м/с;
- хід каретки – 2,0 м.

Оптимальним варіантом для забезпечення поступального руху каретки буде використання напрямних кочення, особливістю яких є мала сила опору, довговічність та простота обслуговування. У якості передачі приводу буде використано зубчато-рейкову, яка пряму з'єднуватиметься з електродвигуном (див. рис. 1.1).

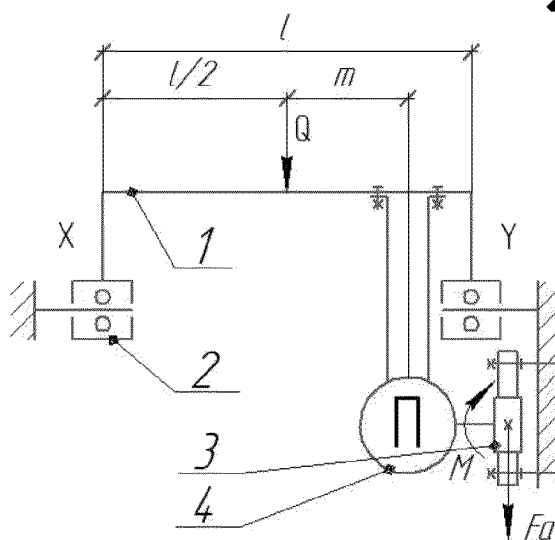


Рисунок 1.1 - Кінематична схема модуля лінійного переміщення:

- 1 – каретка, 2 – опора кочення, 3 – зубчато-рейкова передача,
4 – електродвигун

Виходячи із заданої вантажопідйомності, орієнтовно розрахуємо масу каретки з електродвигуном (еквівалентну масу каретки) за такою умовою:

$$m_k = (0,25 \dots 0,5) \cdot m \text{ [кг]}, \quad (1.1)$$

де m – маса вантажу що встановлюється на каретку, $m = 160$ кг. Таким чином,

$$m_k = (0,25 \dots 0,5) \cdot 110 = 27,5 \dots 55 \text{ (кг)}.$$

На основі вихідних даних середовищі SOLIDWORKS [1] спроектовану пластину 350x350 мм для каретки (див. рис. 1.2) та визначимо відповідні масові характеристики – 50 кг, також врахуємо вагу електродвигуна [2] до 10 кг.

Отже, платформа буде нести основну масу каретки (верхня плита) з розміщенням під нею електродвигуном, який відповідає попереднім розрахункам еквівалентної маси каретки $m_k = 50$ кг. Технологічні елементи устаткування встановлюються на каретку. Каретка виконана у формі прямокутного паралелепіпеда, із сталі 10 ДСТУ 7809:2015 із аналогом в США AISI 1010.

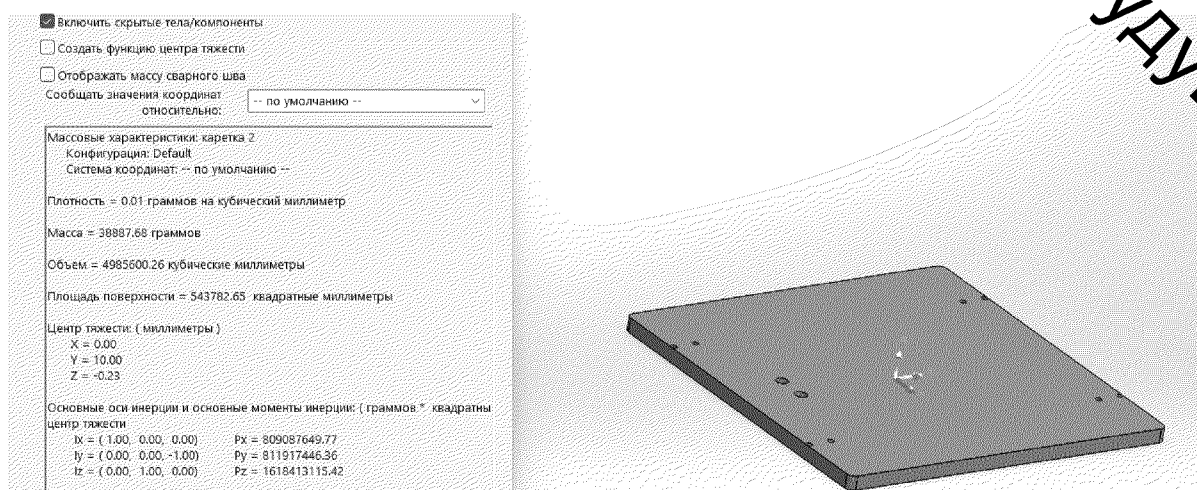


Рисунок 1.2 – Визначення маси каретки модуля лінійних переміщень

Навантаження на каретку представлено у вигляді вертикальної статичної сили

Q , що враховує еквіваленту вагу каретки $m_k g$ та вантажопідйомність mg , і діє в середині польоту каретки. Розрахункове навантаження на каретку:

$$Q = (m_k + m)g \text{ [H]}, \quad (1.2)$$

$$Q = (50 + 110) \times 9,81 = 1569,6 \text{ (H)}.$$

Розрахункова колова сила зубчасто-рейковій передачі визначається за формулою:

$$F_t = F_{on} + F_i \text{ [H]}, \quad (1.3)$$

де F_{on} – сила статичного опору, зумовлена тертям в напрямній кочення, Н;

F_i – сила інерції під час розгону системи, Н.

Силу статичного опору в напрямній шарикового типу визначають за формулою [3]:

$$F_{on} = n \cdot F_0 \cdot z + f_k \cdot Q \text{ [H]}, \quad (1.4)$$

де $F_0 = 6(H)$ – попередня сила тертя в кульковій напрямній внаслідок створення попереднього натягу;

$z = 4$ – кількість контактних доріжок (в одному елементі);

$f_k = 0,015$ – коефіцієнт тертя кочення;

$n = 4$ – кількість кулькових напрямних

$$F_{on} = 4 \times 6 \times 4 + 0,015 \times 1569,6 = 119,544 \text{ (H)}.$$

Силу інерції розраховуємо за наступною формулою:

$$F_i = (m_{\kappa} + m) \cdot \frac{v}{t_p} \text{ [H]}, \quad (1.5)$$

де t_p – час розгону каретки з вантажем, який орієнтовно приймати рівним:

$$t_p \geq (1,4 \dots 1,7)v. \quad (1.6)$$

Розраховуємо час розгону каретки з вантажем:

$$t_p \geq (1,4 \dots 1,7) \times 0,35 = 0,49 \dots 0,595 \text{ (с)}.$$

Приймаємо $t_p = 1,0$ с та розрахуємо інерційну силу за формулою (1.5):

$$F_i = (50 + 110) \cdot \frac{0,35}{0,6} = 93,3 \text{ (H)}.$$

Знайдемо розрахункову колову силу за формулою (1.3):

$$F_t = 119,5 + 93,3 = 212,9 \text{ (H)}.$$

Потужність приводу визначається за формулою:

$$P_2 = F_t v \text{ [Вт]}, \quad (1.7)$$

$$P_2 = 212,9 \times 0,35 = 74,5 \text{ (Вт)}.$$

Потужність електродвигуна приводу з врахуванням коефіцієнту корисної дії зубчастої передачі:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_1 \cdot \eta_2} [\text{Вт}], \quad (1.8)$$

де $\eta_1 = 0,94$ – коефіцієнт корисної дії зубчасто-рейкової передачі;

де $\eta_2 = 0,92$ – коефіцієнт корисної дії електродвигуна приводу, який приводить в рух каретку.

Розрахуємо потужність електродвигуна приводу за формулою (1.8):

$$P_1 = \frac{74,5}{0,94 \cdot 0,92} = 87 (\text{Вт}).$$

Прийmemo розрахункову потужність електродвигуна приводу 100 Вт.

1.3 Вибір електродвигуна або мотор-редуктора

Залежно від завдання переміщення здійснюється за допомогою зубчастої зубчастої рейки, переважно з кроковими двигунами. Цей тип привоу забезпечує високі швидкості обертання для забезпечення руху каретки модуля лінійного переміщення зі швидкістю $v=0,35$ м/с. Крім того, крокові двигуни мають перевагу точного позиціонування та простого програмування порівняно з іншими системами, які вимагають багато додаткового обладнання для контролю положення.

Попередньо приймаємо параметри зубчасто-рейкова передачі:

– к-сть зубців шестірні $z=20$.

– модуль передачі $m=1,5$ мм.

Наступним кроком розраховуємо дільний діаметр шестірні розраховуємо за формулою (1.9):

$$d_r = mz [\text{мм}], \quad (1.9)$$

$$d_r = 1,5 \times 20 = 30 \text{ (мм)}.$$

Для розрахункового ділильного діаметра шестірні розрахуємо кутову швидкість:

$$\omega_r = \frac{2v}{d} [\text{рад/с}], \quad (1.10)$$

$$\omega_r = \frac{2 \cdot 0,35}{0,03} = 23,3 (\text{рад/с}).$$

Перетворюємо значення розрахункової кутової швидкості шестірні в розрахункову частоту обертання шестірня:

$$n_r = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} [\text{об/хв}], \quad (1.11)$$

$$n_r = \frac{23,3 \cdot 30}{3,14} = 222,6 (\text{об/хв}).$$

Швейцарсько-китайська компанія Filling Motor [2] має досить широкий вибір крокових двигунів, і ми вибираємо кроковий двигун з їхнього каталогу. Вихідними параметрами для вибору крокового двигуна є:

- приведена потужність, $P_{pr} \geq P_1 = 0,1 \text{ кВт}$;
- приведена частота обертання, $n_{pr} \geq n_r = 222,6 \text{ об/хв}$;
- приведений крутний момент:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_r} [H \cdot м], \quad (1.12)$$

де ω_r – розрахункова кутова швидкість на валу крокового двигуна.

$$T_{pr} \geq T_1 = \frac{87}{23,3} = 3,7 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

За вище визначеними даними з каталогу сайту [2] вибираємо кроковий двигун FL86STH118-4208A PULLING MOTOR

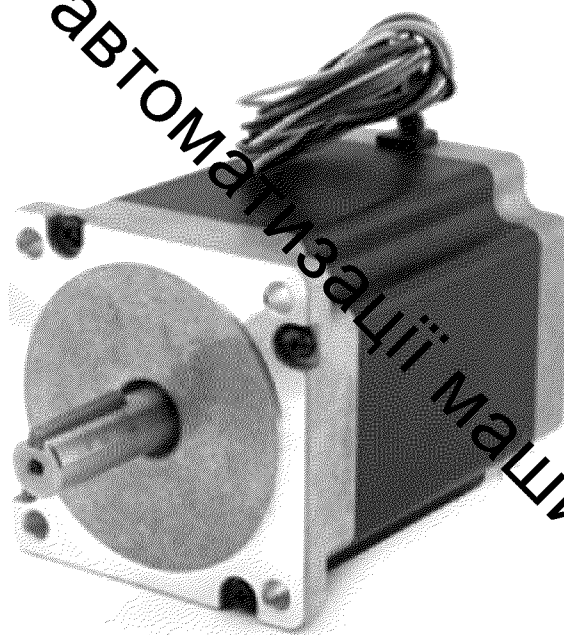


Рисунок 1.3 – Фото вибраного крокового двигуна FL86STH118-4208A PULLING MOTOR

За вибраною маркою крокового двигуна знайдено більш детальну інформацію у каталозі про нього з наступними технічними характеристиками:

- максимальний крутний момент – 6 Н·м;
- номінальна швидкість – 1800 об/хв;
- кількість фаз – 2;
- діаметр валу – 12,7 мм;
- маса – 3,8 кг.

Також знайдено характеристику відповідності крутного моменту відносно частоти обертання валу крокового двигуна (див. рис. 1.5).

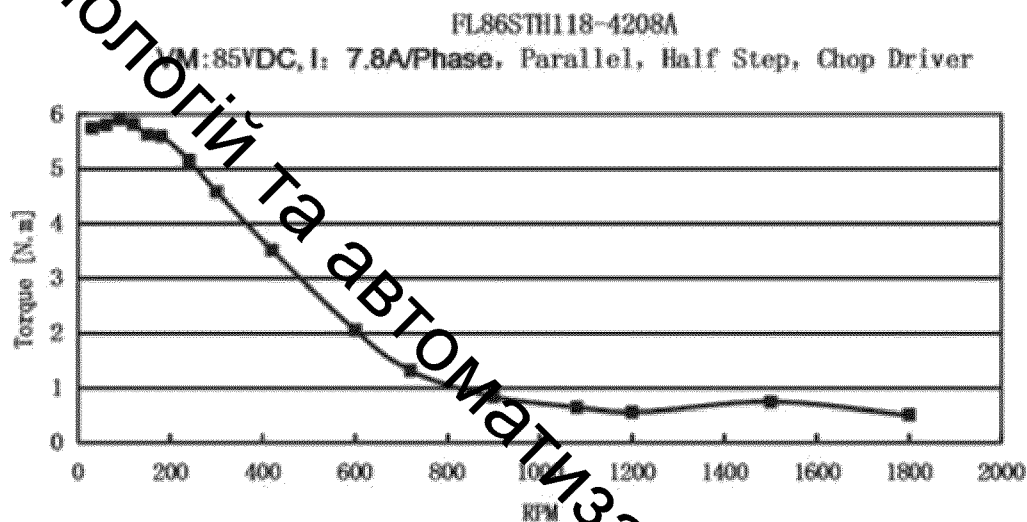


Рисунок 1.5 – Характерні дані відповідності крутного моменту до частоти обертання валу крокового двигуна

Згідно знайденої паспортної характеристики кроковий двигун при розрахунковій частоті валу крокового двигуна в 222,6 об/хв, відповідає крутний момент 5 Нм, і це значення вище потрібного 3,7 Нм.

2 ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВИРОБУ

2.1 Обґрунтування несучої конструкції виробу

При проєктуванні і виробництві несучих конструкцій необхідно забезпечити їх міцнісні показники. Згідно індивідуально завдання несуча конструкція виробу має вигляд альтернативного рішення рами, яку показано на рис. 2.1.

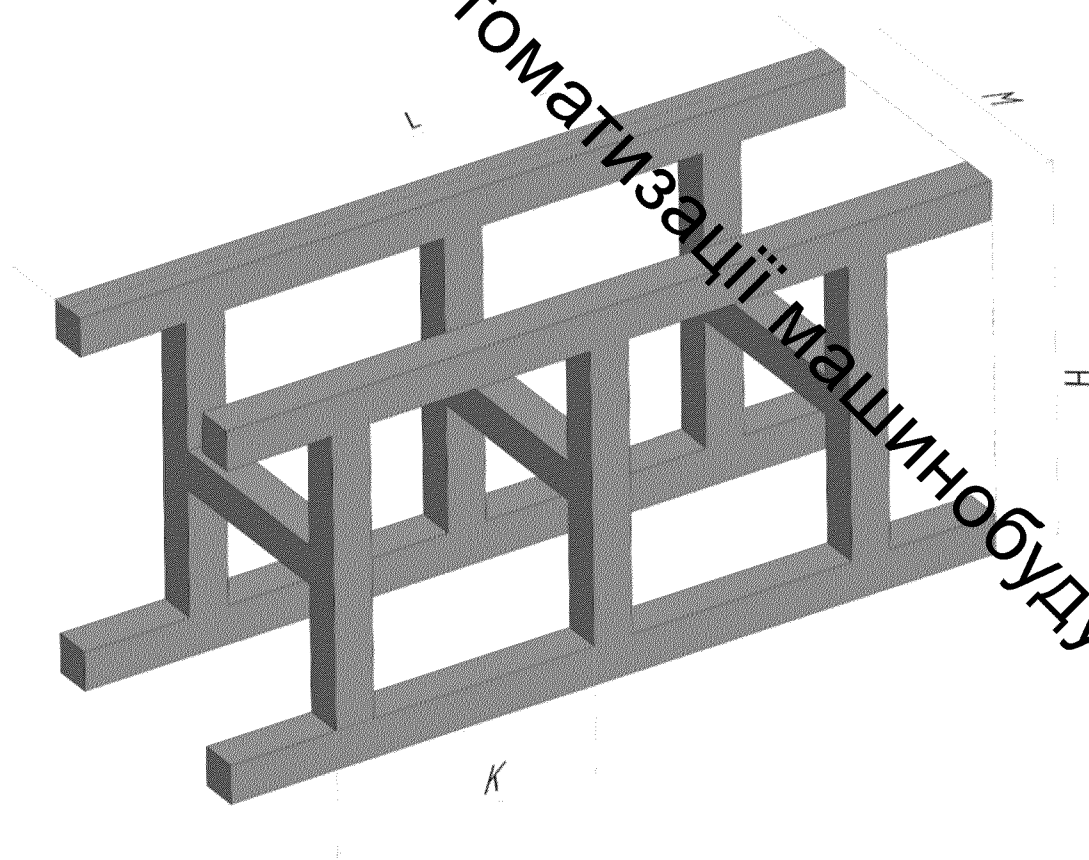


Рисунок 2.1 – Конструктивне рішення рами приводу

Вихідними даними для розробки несучої конструкції виробу є наступні параметри згідно рисунку 2.1: $K = 1250$ мм, $M = 350$ мм, $H = 400$ мм, $L = 2500$ мм.

В роботі конструктивне рішення рама яка є збірною конструкцією і складається із труб прямокутного профілю також присутні пластини для з'єднань в місцях стиків.

Карета знаходить у верхній частині рами та переміщується за циклограмою. Залежно від конкретного завдання він переходить з крайнього лівого положення в крайнє праве і затримує рух у зворотному напрямку. Верхня і нижня частини рами з'єднані кронштейнами з прямокутних профільних труб з відстанню 1250 мм. Центральні позиції кронштейнів з'єднані перемичками.

Під час експлуатації конструкції можуть виникнути такі проблеми: прогин рами по центру під навантаженням, втрата стійкості опори під навантаженням, руйнування болтового з'єднання під навантаженням тощо.

Для розрахунку міцності каркасної конструкції будемо використовувати метод скінченних елементів (МСЕ) [4]. Основна ідея МСЕ полягає в розбитті досліджуваної конструкції на певну кількість простих одиниць (кінцевих елементів). Описуючи рівняннями стану кожної одиниці, можна оптимізувати систему рівнянь для всієї структури. У цьому випадку умови сумісності задовольняються лише в окремих точках (вузлах). Іншими словами, МСЕ по суті зводиться до апроксимації безперервної області з нескінченними ступенями свободи набором дискретних підобластей з обмеженими ступенями свободи. З метою дослідження було запропоновано та розроблено тривимірну модель-прототип рамної конструкції з необхідними вихідними даними (див. рис. 2.2).

В основу прототипу конструкції рами закладено труба з прямокутним профілем 30x50 мм, товщиною стінки 2,0 мм та матеріалом Сталь 20 ДСТУ 7809:2015 або аналогом AISI 1020[5].

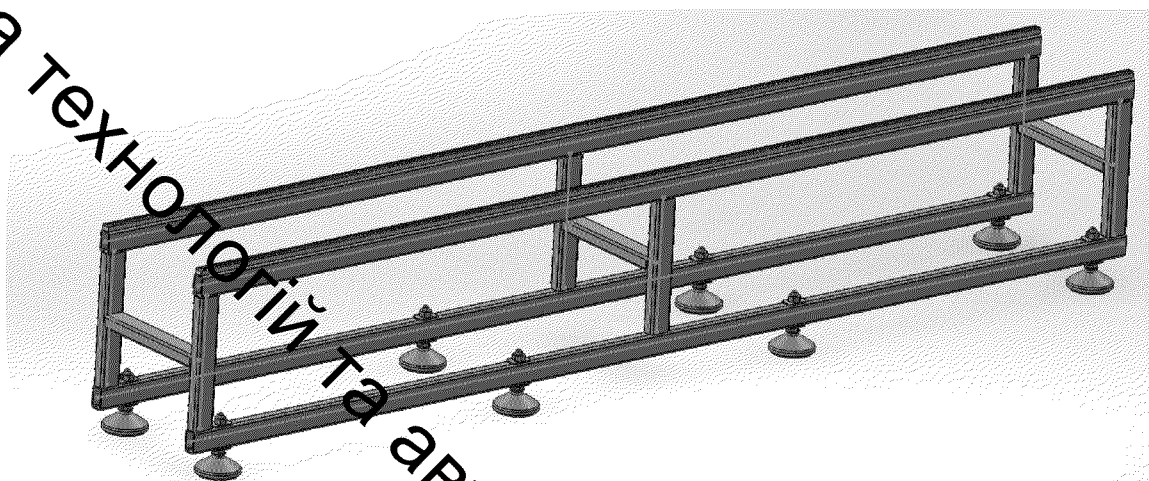


Рисунок 2.2 – Прототип конструкції рами приводу

Наступним кроком проіодяться статичні розрахунки на міцність програмним середовищем SolidWorks Simulation, що використовує метод скінченних елементів з побудовою тетраедальної сітки 8 високої точності[6]. Розмір сітки елементів становив 55 мм (див. рис. 2.3, рис. 2.4).

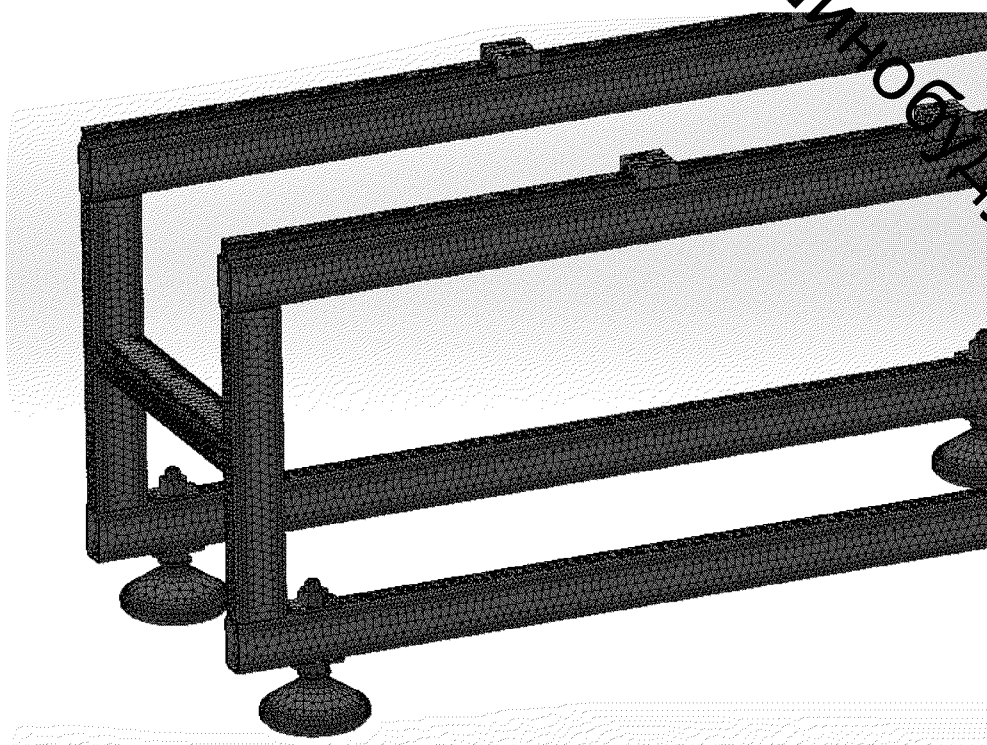


Рисунок 2.3 – Частина рами з схемою накладання скінчено-елементної сітки

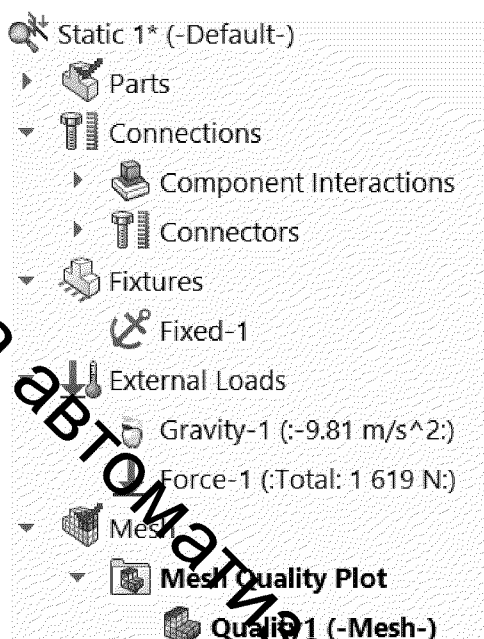


Рисунок 2.4 – Налаштування навантаження рами

Навантаження на прототип рами відбувається згідно з рис. 2.5 і становило 1569,6 Н згідно розрахунків в розділі 1 від ваги каретки з навантаженням. Фіолетові стрілки показують прикладання навантаження, а зелені – місця кріплення рами.

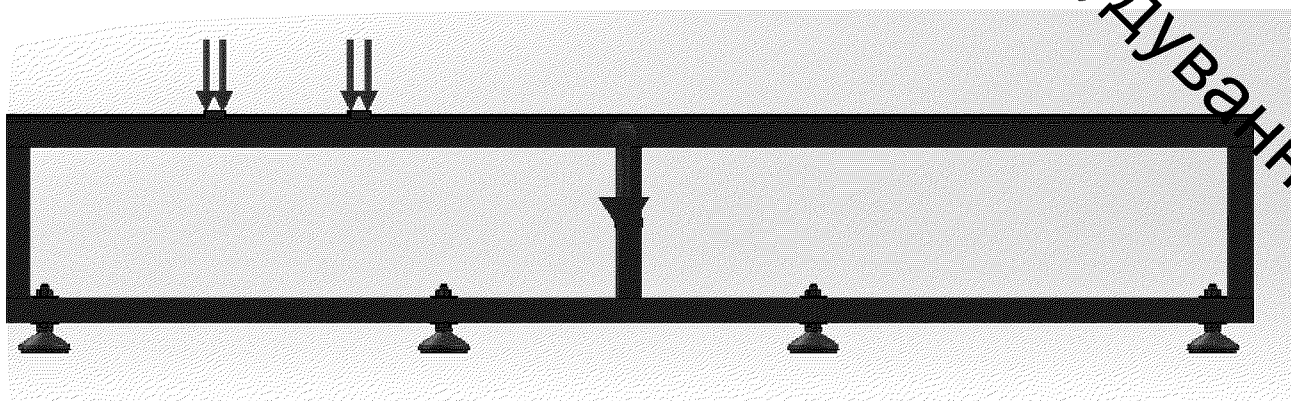


Рисунок 2.5 – Схема навантаження в центральній позиції рами

Ми побудуємо схему навантажень і деформації, що зображені на рисунках 2.6 і 2.7. Ці схеми демонструють напруження та деформації, які виникають у конструкції,

коли шаретка знаходиться на краю рами.

von Mises (N/m²)

7,481e+07
6,733e+07
5,985e+07
5,237e+07
4,489e+07
3,741e+07
2,992e+07
2,244e+07
1,496e+07
7,481e+06
1,213e+02

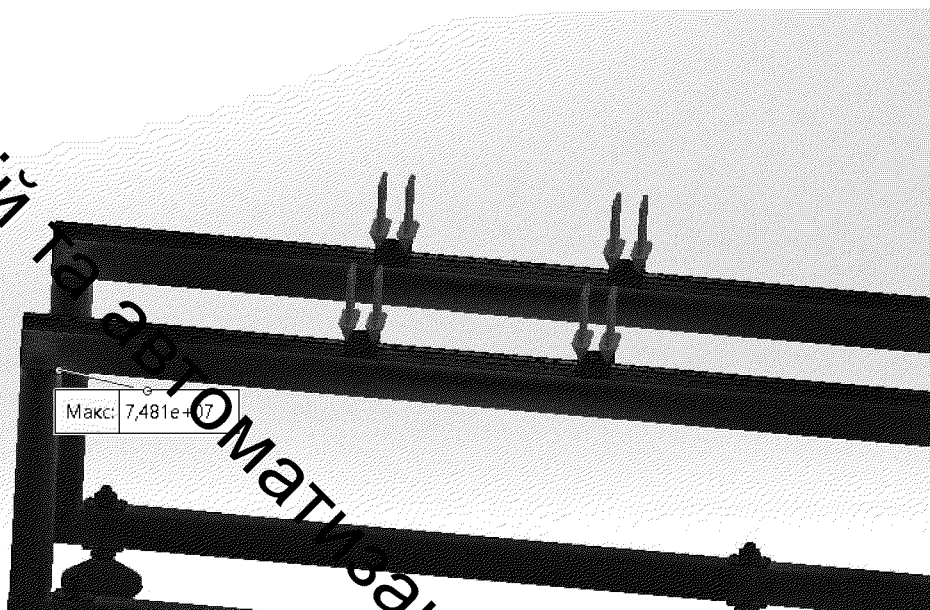


Рисунок 2.6 – Напруження, що виникають у опорі

ESTRN

2,207e-04
1,987e-04
1,766e-04
1,545e-04
1,324e-04
1,104e-04
8,830e-05
6,622e-05
4,415e-05
2,207e-05
4,639e-10

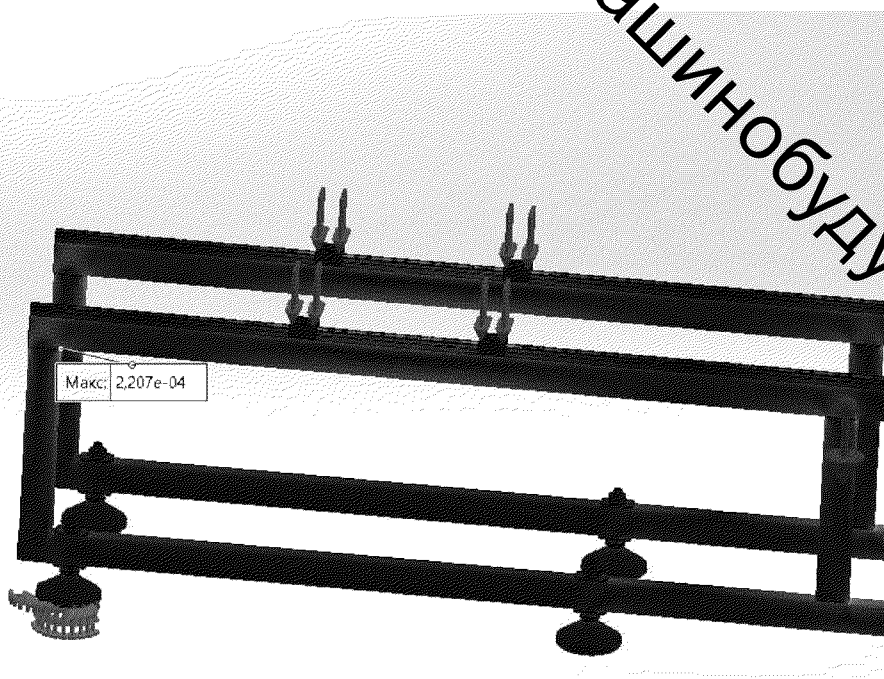


Рисунок 2.7 – Максимальна деформація, що виникає у рамі

Це підтверджує правильність вибору профілю для створення рами за умови, що

межа плинності матеріалу становить 180 МПа. На рисунку 2.8 представлено розрахований коефіцієнт запасу міцності 4,69 для найбільш навантаженої частини конструкції прототипу рами, і цей показник є достатнім[7].

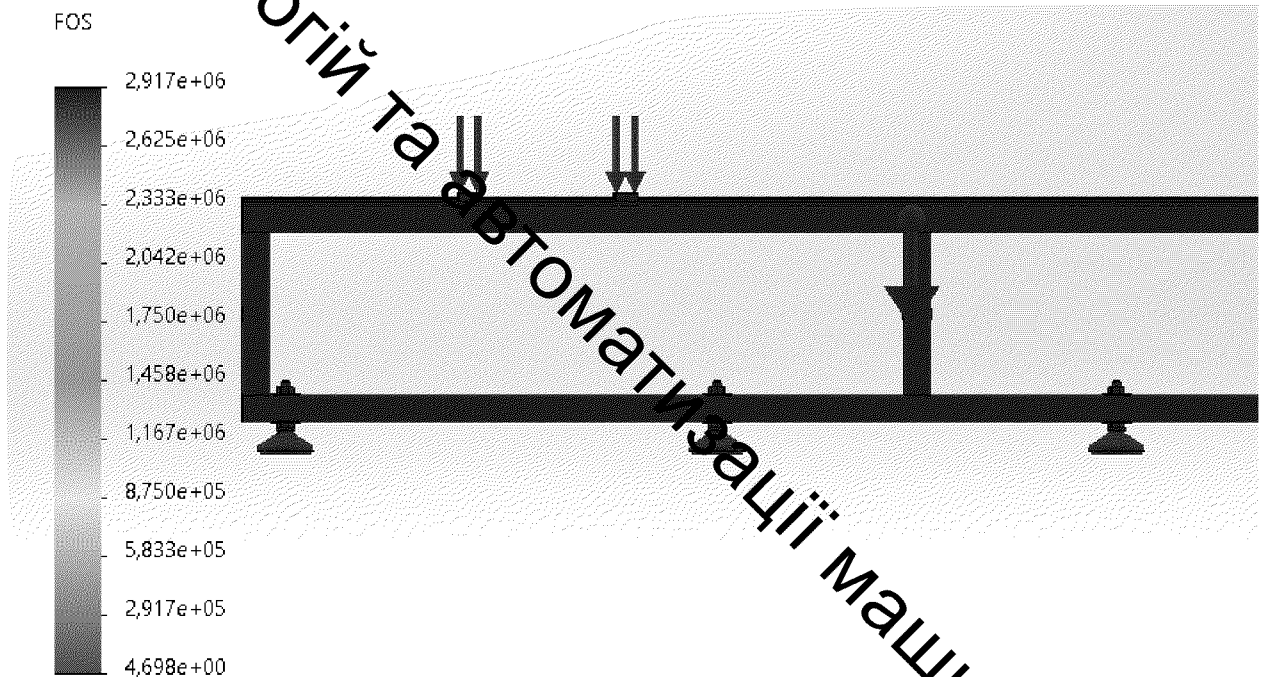


Рисунок 2.8 – Розрахований коефіцієнт запасу міцності для найнавантаженишої ділянки конструкції прототипу рами

Наступний ризикований варіант навантаження може виникнути, коли каретка перебуває у крайніх лівій або правій позиціях. Схематичне відображення навантаження прототипу[8] рами при впливі у правій позиції представлено на рисунках 2.9–2.12.



Рисунок 2.9 – Схема навантаження в лівій позиції рами

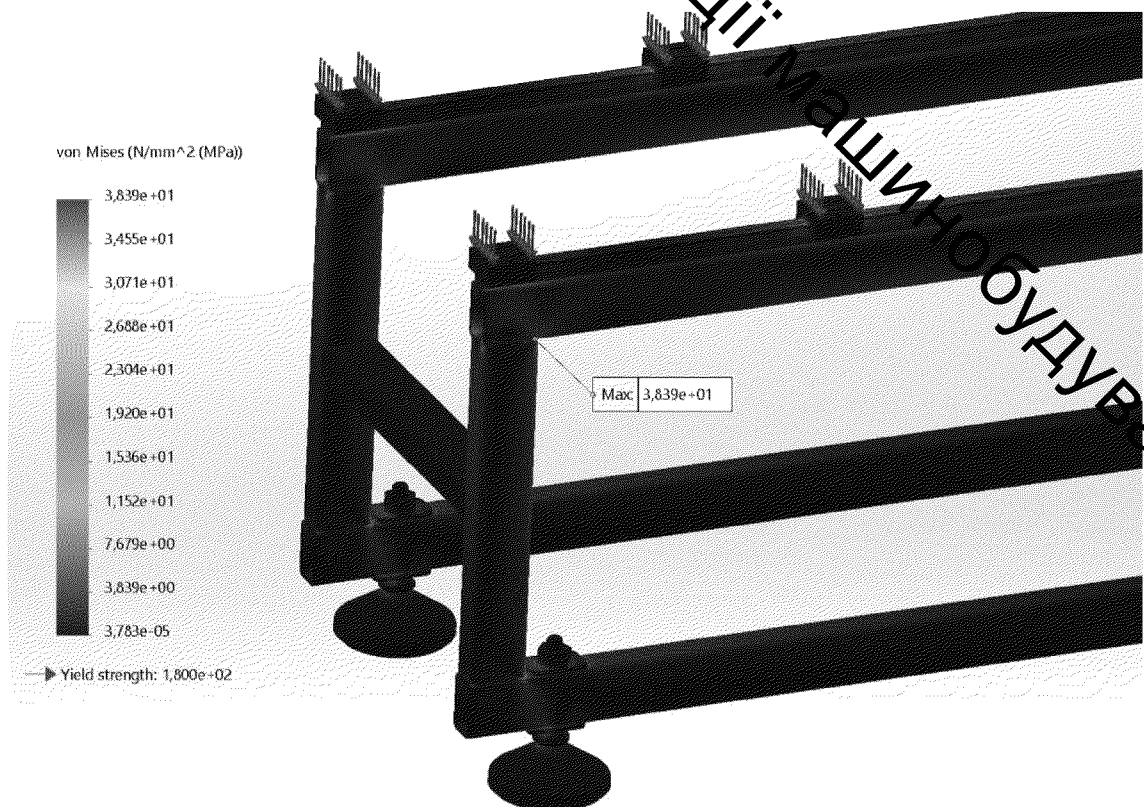


Рисунок 2.10 – Найбільші напруження по Мізесу для схеми навантаження в центральній позиції рами



Рисунок 2.11 – Найбільші деформації для схеми навантаження в лівій позиції
рами

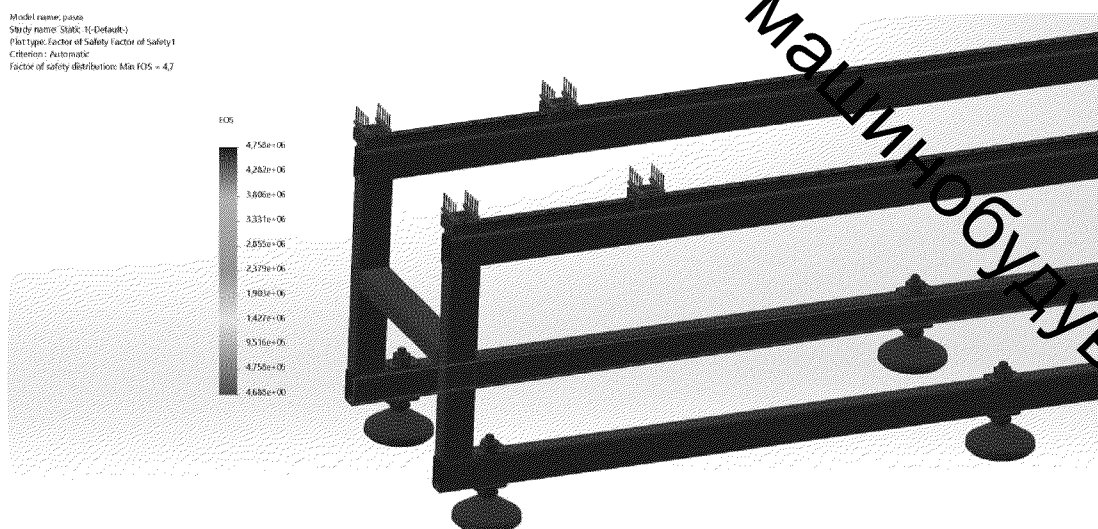


Рисунок 2.12 – Коефіцієнт запасу міцності для схеми навантаження в лівій
позиції рами

На основі отриманих результатів видно, що використання труб прямокутного профілю розміром 30x50 мм з товщиною стінки 2,0 мм забезпечує мінімальний запас

міцності, який перевищує значення 4. Це дозволяє зробити висновок, що застосування цього прототипу рами є виправданим і гарантує необхідні показники міцності[9].

2.2 Розрахунок передач та вибір муфт приводу

Розрахунок зубчасто-рейкової передачі [10] виконуємо згідно розробленої в табличному процесорі Microsoft Excel алгоритму розрахунків. Схема зубчасто-рейкової передачі та основні параметри для розрахунку наведено на рис. 2.13.

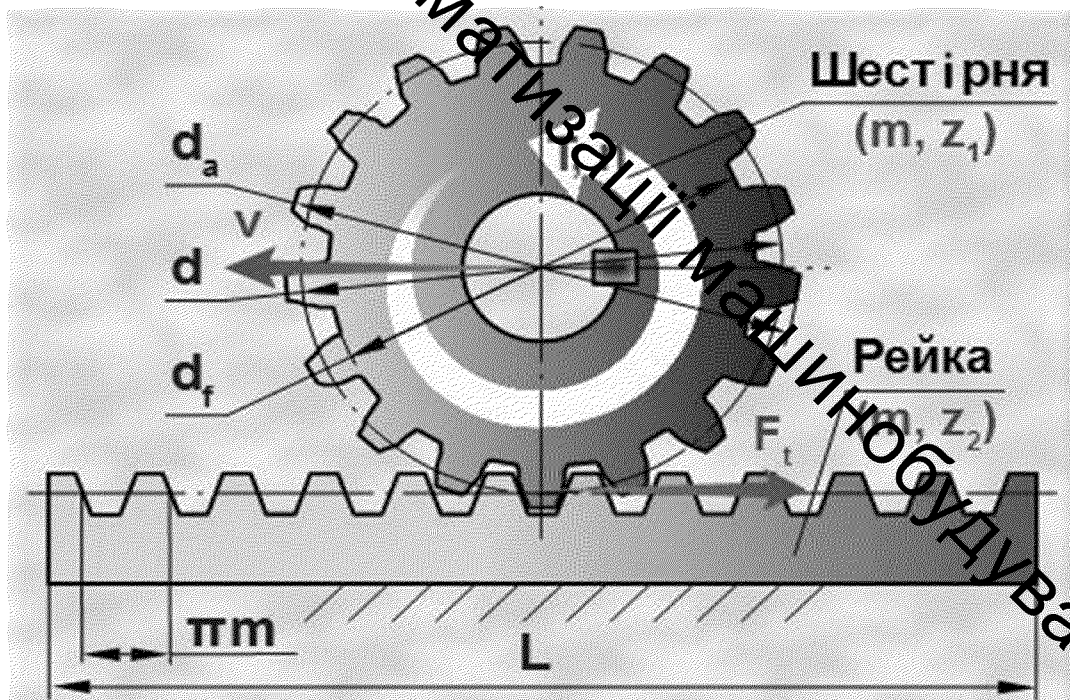


Рисунок 2.13 – Схема зубчасто-рейкової передачі

Основними параметрами матеріалу для проєктування зубчасто-рейкової передачі є наступні характеристики: модуль пружності матеріалу (для сталі $E=215000$ МПа), коефіцієнт Пуассона (для сталі $\mu=0,3$), твердість поверхні зубів за шкалою Роквелла HRC (в залежності від режиму термічної обробки сталі – HRC може варіюватися від 17 до 65, а для сталі 45X передбачено HRC 25).

Наступним етапом вибираємо величину безрозмірного коефіцієнта ширини зуба зубчастого вівця шестірни $\psi_{bd}=0,6\dots0,4$ при чому :

$$\psi_{bd} = b_2/d, \quad (2.1)$$

де b_2 – ширина шестірни,

d – дільний діаметр шестірни.

Кут нахилу зубів зубчасто-рейкової передачі приймається рівним $\beta = 0$, оскільки розглянута передача має прямі зуби. Крутий момент T_r на валу шестерні та відносну швидкість v шестерні щодо рейки визначимо згідно з попередніми розрахунками та заносимо до таблиці в Microsoft Excel.

Під час розрахунку допустиме контактне напруження обчислюється за відповідними формулами, які залежать від твердості поверхні зубів. при $HRC < 38$

$$[\sigma_H] = 2 \cdot 127,57 \cdot e^{(0,0266 \cdot HRC) + 70} \quad (2.2)$$

при $38 \leq HRC \leq 56$

$$[\sigma_H] = 18 \cdot HRC + 150 \quad (2.3)$$

при $HRC \geq 56$

$$[\sigma_H] = 23 \cdot HRC \quad (2.4)$$

Розрахунковий дільний діаметр визначається за формулою (2.5):

$$d_p \geq (4000 \cdot T \cdot E / (\pi \cdot (1 - \mu^2) \cdot [\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sin(2 \cdot \alpha)))^{(1/3)} [\text{мм}], \quad (2.5)$$

де α – значення нахилу профіля зуба, приймаємо $\alpha=0,35$ рад, що еквівалентно $\alpha=20^\circ$.

Розрахунковий модуль m_p зачеплення визначаємо за формулою (2.6):

$$m_p = d_p / (17 \cdot (\cos(\beta))^3) \text{ [мм]}. \quad (2.6)$$

Вибираємо найближчий до розрахункового модуля m_p величину модуля m із стандартного ряду: 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм, та визначаємо мінімальну розрахункову кількість зубів шестірні z_{1p} :

$$z_{1p} = 17 / (\cos(\beta))^3 \quad (2.7)$$

Після того як ми введемо вибране значення мінімальної кількості зубів шестірні z_1 , ми отримаємо наступні параметри зубчастого рейкової передачі:

- ділительний діаметр шестірні d :

$$d = m \cdot z_1 / \cos(\beta) \text{ [мм]}; \quad (2.8)$$

- діаметр вершин зубців шестірні d_a :

$$d_a = d + 2 \cdot m \text{ [мм]}; \quad (2.9)$$

- діаметр западин зубців шестірні d_f :

$$d_f = d - 2,5 \cdot m \text{ [мм]}; \quad (2.10)$$

- ширина зубчастого вінця шестірні b_1 :

$$b_1 \approx b_2 + 0,6 \cdot b_2^{(1/2)} \text{ [мм];} \quad (2.11)$$

- ширина зубців рейки b_2 :

$$b_2 \approx d \cdot \psi_{bd} \text{ [мм];} \quad (2.12)$$

- колова сила на шестірні F_t :

$$F_t = 2 \cdot T / d \text{ [Н];} \quad (2.13)$$

- потужність на валу шестірні P :

$$P = F_t \cdot v \text{ [Вт];} \quad (2.14)$$

- частота обертання валу шестірні n :

$$n = 60 \cdot v / (\pi \cdot d) \text{ [об/хв].} \quad (2.15)$$

Результати введення вихідних даних в алгоритм розрахунку табличного процесора Microsoft Excel показано в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку зубчасто-рейкової передачі

Вихідні дані:		Позначення	Значення	Од. вим.
1	Модуль пружності	$E=$	215 000	МПа
2	Коефіцієнт Пуассона	$\mu=$	0,3	-
3	Твердість поверхні зубу	HRC=	27	-
4	К-т ширини зубчастого вантажівки шестірні	$\psi_{bd}=$	0,6	-
5	Кут нахилу зубів	$\beta=$	0	°
6	Крутний момент на валу шестірні	$T=$	5,3	Н*м
7	Швидкість шестірні відносно рейки	$v=$	0,35	м/с

Розраховані геометричні та силові параметри зубчасто-рейкової передачі наведено в таблиці 2.2.

Отримані результати були перевірені за допомогою сайту для генерації зубчастих передач [11] і підтверджені попередніми розрахунками, які стосуються обґрунтування рами приводу та вибору крокового двигуна.

Проектування шестірні та рейки виконано в середовищі САЕ-системи SolidWorks із використанням підпрограми Toolbox. На рис. 2.14 та 2.15 показано процес конфігурування параметрів для шестірні та рейки, відповідно. При чому довжину рейки приймаємо 2,1 м, що на 0,1 м більше ніж хід модуля переміщення 2,0 м в автоматизованому приводі.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку зубчасто-рейкової передачі

№	Параметр	Позначення	Величина	Розмірність
1	Допустимі контактні напруження	$[\sigma_H]$	600	МПа
2	Розрахунковий дільний діаметр шестірні	$d_p \geq$	22,6	мм
3	Розрахунковий модуль зацеплення	$m_p \approx$	1,33	мм
4	Назначаємо модуль зубчастого зацеплення	m	1,5	мм
5	Розрахункове число зубів шестірні	$z_{lp} \geq$	17	шт
6	Призначаємо число зубів шестірні	z_1	20	шт
7	Дільний діаметр шестірні	d	30	мм
8	Діаметр вершин зубів шестірні	d_a	33	мм
9	Діаметр впадин шестірні (довідково)	d_f	26,25	мм
10	Ширина зубчастого вінця шестірні	$b_1 \approx$	21	мм
11	Ширина зубів рейки	$b_2 \approx$	18	мм
12	Колова сила на шестірні (сила на рейці)	F_t	353	Н
13	Потужність на валу шестірні	P	141	Вт
14	Частота обертання валу шестірні	n	254,648	об/хв

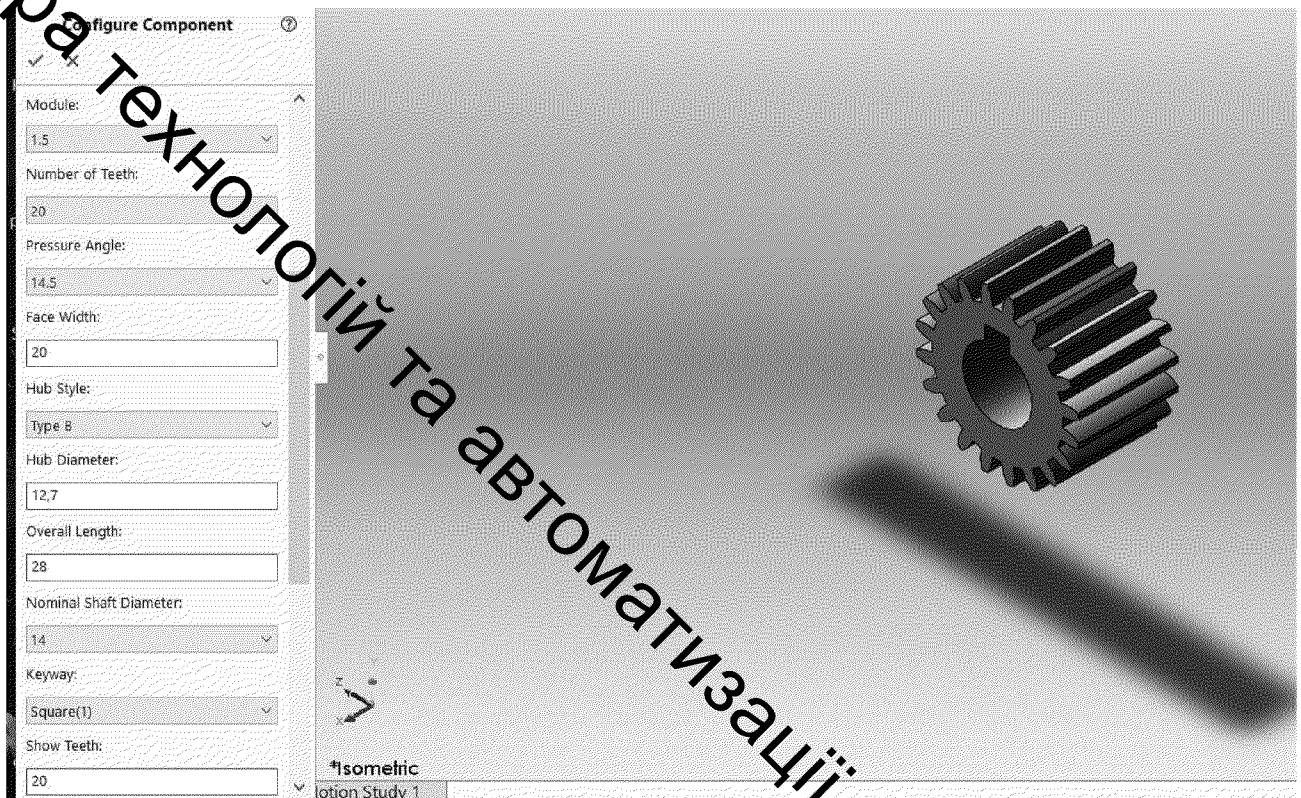


Рисунок 2.14 – Вибір параметрів для проектування шестірні

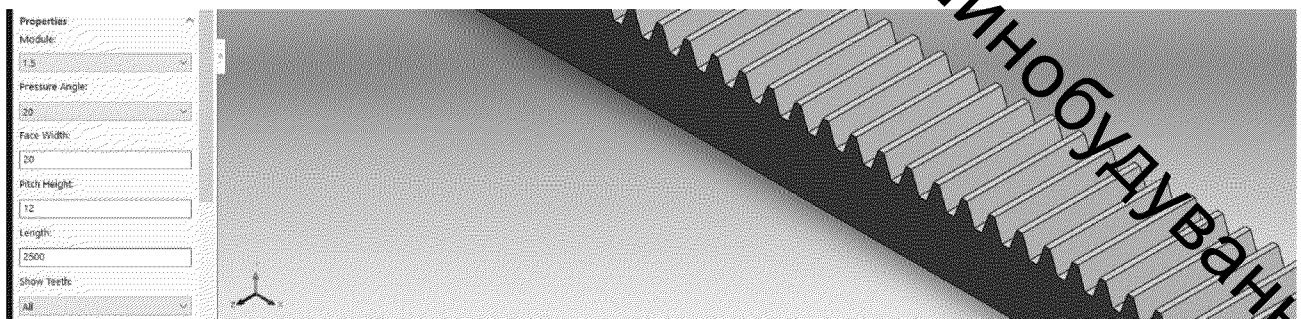


Рисунок 2.15 – Вибір параметрів для проектування рейки

Так як шестірня розміщується одразу на валу крокового двигуна, то вибір муфти проводу не потрібно проводити.

2.3 Проектний розрахунок валів та підбір підшипників

Цей розділ обмежений частиною конструкції валу, оскільки в даній роботі не використовуються приводні вали, крім валів крокового двигуна. Обґрунтування вибору крокового двигуна полягає в тому, що умови міцності та стабільності вала крокового двигуна гарантуються навіть під навантаженням під час роботи модуля лінійного руху.

Для вибору типу напрямної потрібно визначити навантаження (реакції в опорах), що діють на напрямну за умови статичного навантаження каретки. Прийmemo, що навантаження діють у поперечній площині, то розрахункову схему можна представити у вигляді статично невизначеної балки (див. рис. 2.16).

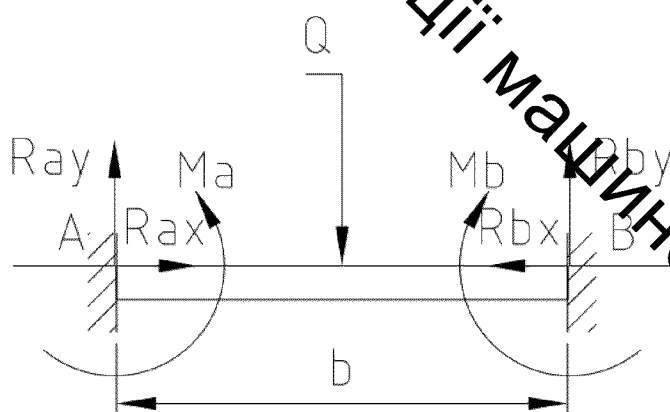


Рисунок 2.16 – Реакції в напрямних в поперечній площині каретки

Дійсні значення реакцій R_{ax} і R_{ay} , R_{bx} і R_{by} та моментів M_a , M_b визначаємо за умови прикладення зусилля Q в центральній точці каретки [12]:

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{Q}{2} \text{ [H]}; \quad (2.16)$$

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{1569,6}{2} = 784,8 \text{ (H)};$$

$$M_a = M_b = \frac{Q \times b}{8} [Hm]; \quad (2.17)$$

$$M_a = M_b = \frac{1569,6 \cdot 0,33}{8} = 64,7 (Hm);$$

$$R_{ax} = R_{bx} = 0.$$

З кожного боку передбачено використання однієї напрямної. Отримані реакції в опорах слугують вихідними даними для підбору відповідної напрямної.

Найбільш поширеними варіантами є кулькові та роликові напрямні рейкового типу, а також простіші циліндричні кулькові напрямні. Вибір рейкових напрямних здійснюється відповідно до каталогу компанії “Schaeffler” [13], із застосуванням покрокового конфігуратора “Linear Konfigurator”.

Завдяки цій системі можна отримати креслення, 3D-модель і повну технічну інформацію про обрані напрямні. На початковому етапі визначається схема та кількість лінійних підшипників (див. рис. 2.17).

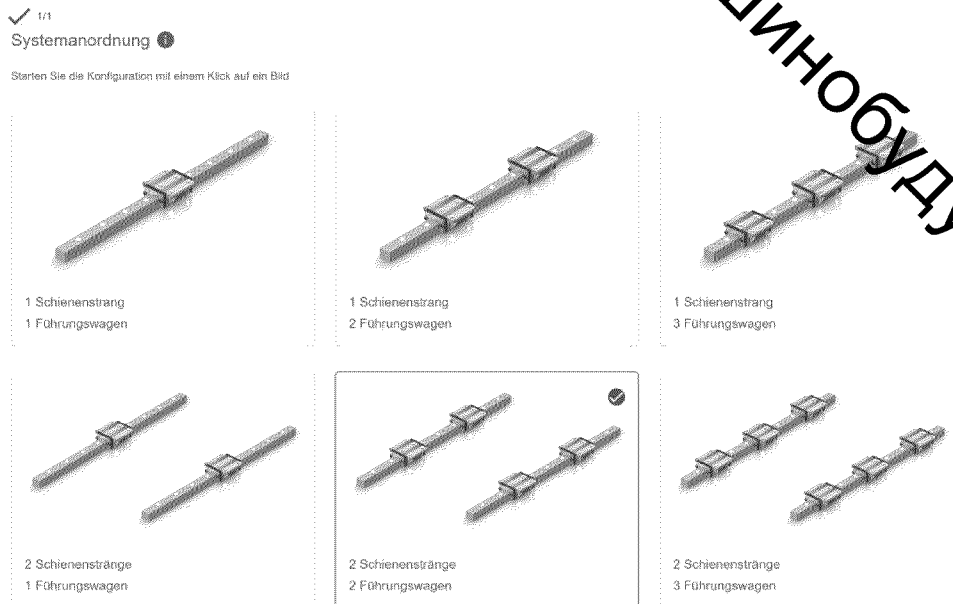


Рисунок 2.17 – Обираємо схемне рішення по кількості лінійних підшипників та напрямних

На наступному етапі здійснюється вибір модельного ряду KUVE та визначення ширини напрямної (див. рис. 2.18).

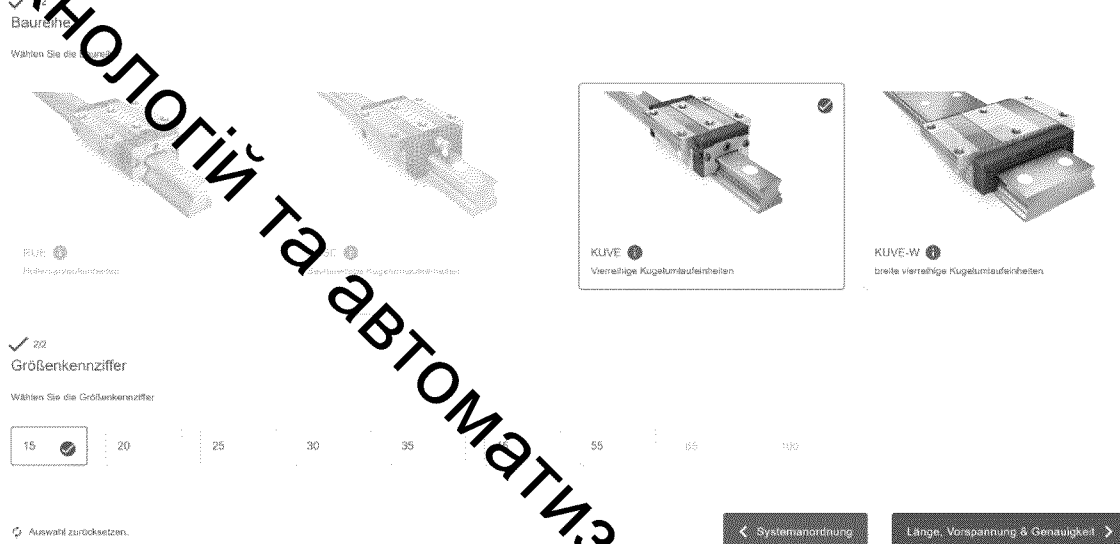


Рисунок 2.18 – Обираємо тип та ширину напрямних

Далі обираємо тип покриття напрямних, їхню довжину та клас точності (див. рис. 2.19).

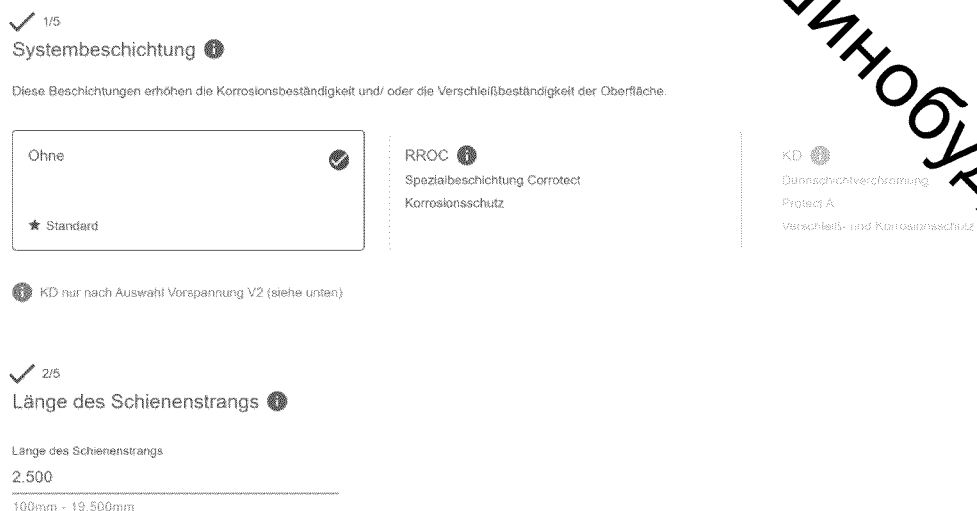


Рисунок 2.19 – Обираємо тип покриття та довжину напрямної

Далі вибираємо спосіб закріплення напрямних на рамі (див. рис. 2.20).

Befestigung aller Schienenstränge des Systems

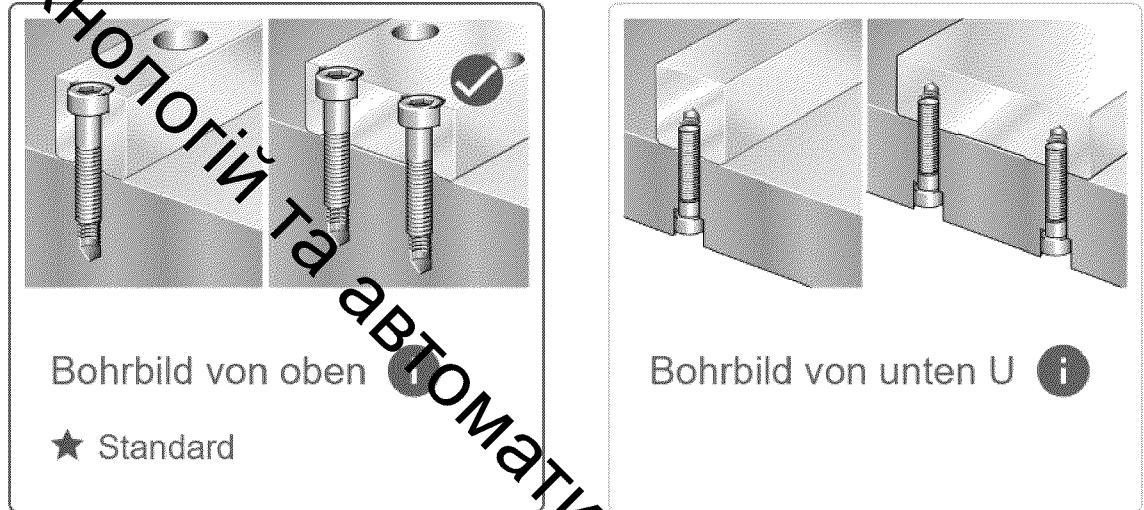


Рисунок 2.20 – Принцип закріплення напрямних на рамі

Наступний крок - вибір типу підшипника та його кріплення. Ми надаємо перевагу типу ЕС (див. рис. 2.21).

Reset to standard

✓ 1/2

Carriage details ⓘ

Select a reference carriage

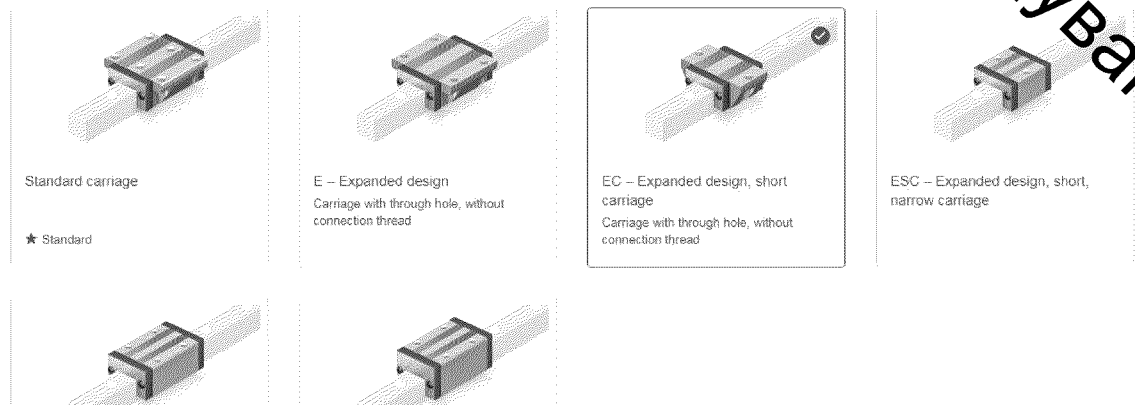


Рисунок 2.21 – Тип підшипника

Виконується уточнення геометричних характеристик рейки, зокрема її довжини

та кінцевості верхніх кареток на одній рейці. Після внесення цих даних система надає можливість завантажити тривимірну модель напрямних (див. рис. 2.22).

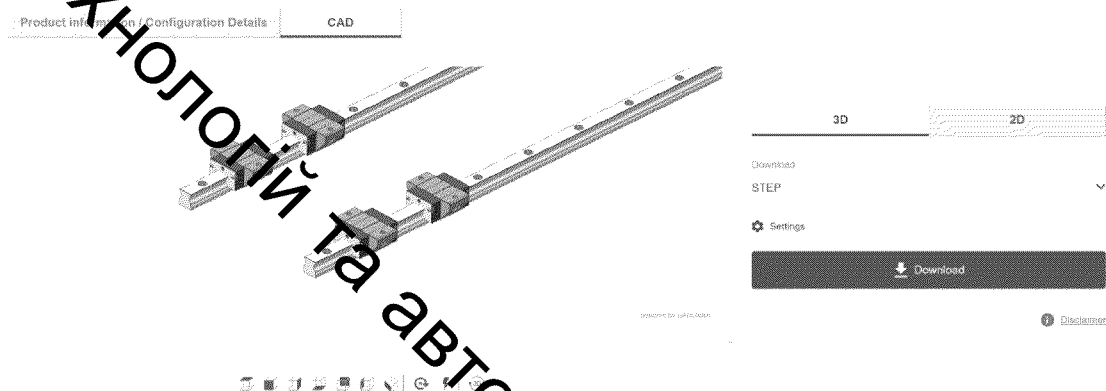


Рисунок 2.22 – Скачування тривимірної моделі напрямних

Уточнення вибраного типу підшипників з напрямними та здійснюємо за допомогою [14].

Спочатку перевіряємо за значенням динамічної вантажопідйомності за умовою $C > R_{ay}$. Тобто, розраховане значення $R_{ay} = 613$ Н вписуємо у вікно для параметра C (див. рис. 2.23).

Restriction by means of design envelope and basic load ratings

	B	H	L	Basic dynamic load rating C	Basic static load rating C ₀
Minimum	mm	mm	mm	784.8 N	N
Maximum	mm	mm	mm	N	N

Cancel Reset Back Search

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 > 11

Product	B mm	H mm	L mm	C N	C ₀ N	Restore standard sort
KUVE15-B-ESC	34	24	44.5	4900	8300	CAD
KUVE15-B-EC	52	24	44.5	4900	8300	CAD
KUVE15-B-ES	34	24	61.2	7200	14500	CAD
KUVE15-B-S	34	24	61.2	7200	14500	CAD
KUVE15-B-H	34	26	61.2	7200	14500	CAD

Рисунок 2.23 – Введення параметрів для перевірки вибраних напрямних

Онлайн-сервіс програми пропонує доступні варіанти кулькових напрямних. Необхідно перевірити обраний тип напрямної KUVЕ15-В-ЕС на відповідність навантажувальним характеристикам, які мають бути не нижчими за розрахункові значення реакції (див. рис. 2.24).

$$C > R_{ay}, M_{0x} > M_a \quad (2.18)$$

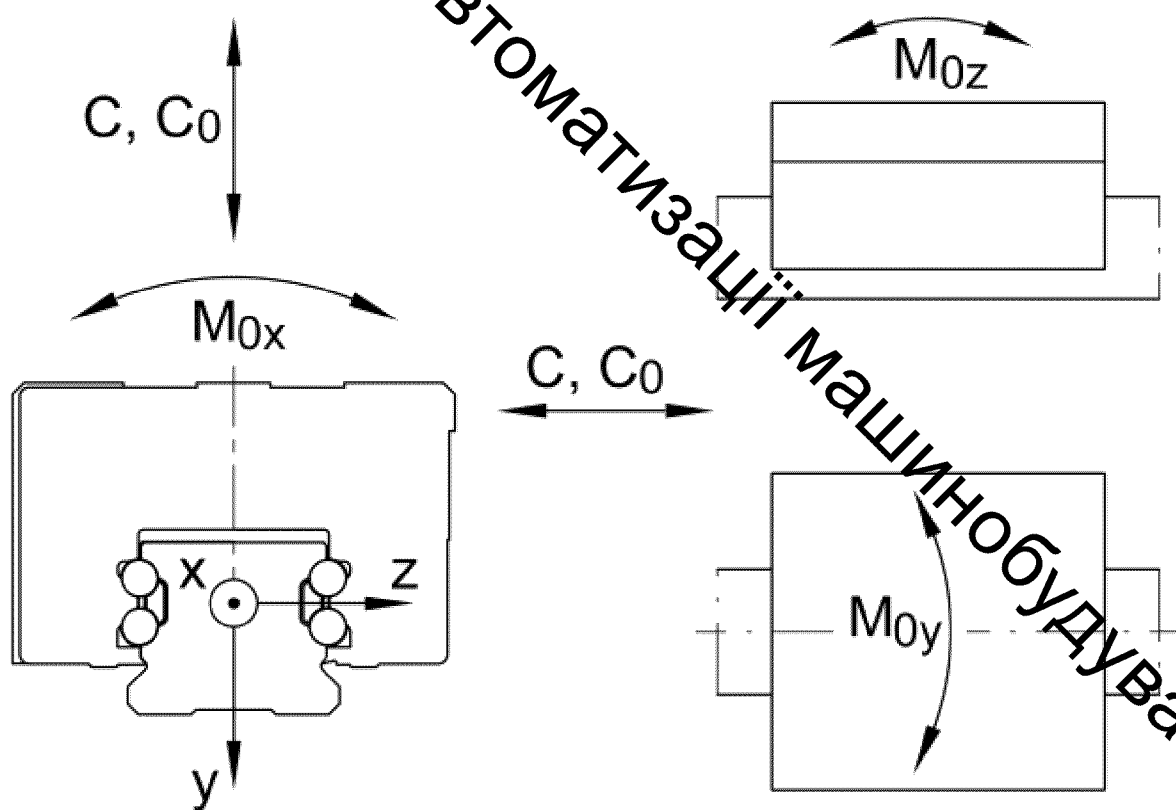


Рисунок 2.24 – Напрямки дії динамічних навантажень на підшипники

Таким чином перевіряємо технічні дані напрямної KUVЕ15-В-ЕС (див. табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики напрямної типу KUVЕ15-В-ЕС

Вид характеристики	Позначення	Значення
Динамічне навантаження ²	C	4900 Н
Статична навантаження ²	C ₀	8300 Н
Статичний момент відносно осі X	M _{0x}	86 Нм
Статичний момент відносно осі Y	M _{0y}	35 Нм
Статичний момент відносно осі Z	M _{0z}	35 Нм

Встановлюємо, що умови сприйняття навантаження забезпечені:

$$C=4,9 \text{ (кН)} > R_{ay}=0,81 \text{ (кН)}$$

$$M_{0x} = 86 \text{ (Нм)} > M_a=66,8 \text{ (Нм)}$$

Таким чином, вибрана напрямна має запас по вертикальному зусиллю понад 6 разів, а також має запас по статичному моменту в 1,3 рази.

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

3.1 Вибір елементів системи керування

Для управління платформою необхідно створити програму для її керування та зібрати схему. У якості основи для управління платформою використовуватиметься плата Arduino [15]. Після завершення складання схема матиме вигляд, зображений на рисунку 3.1.

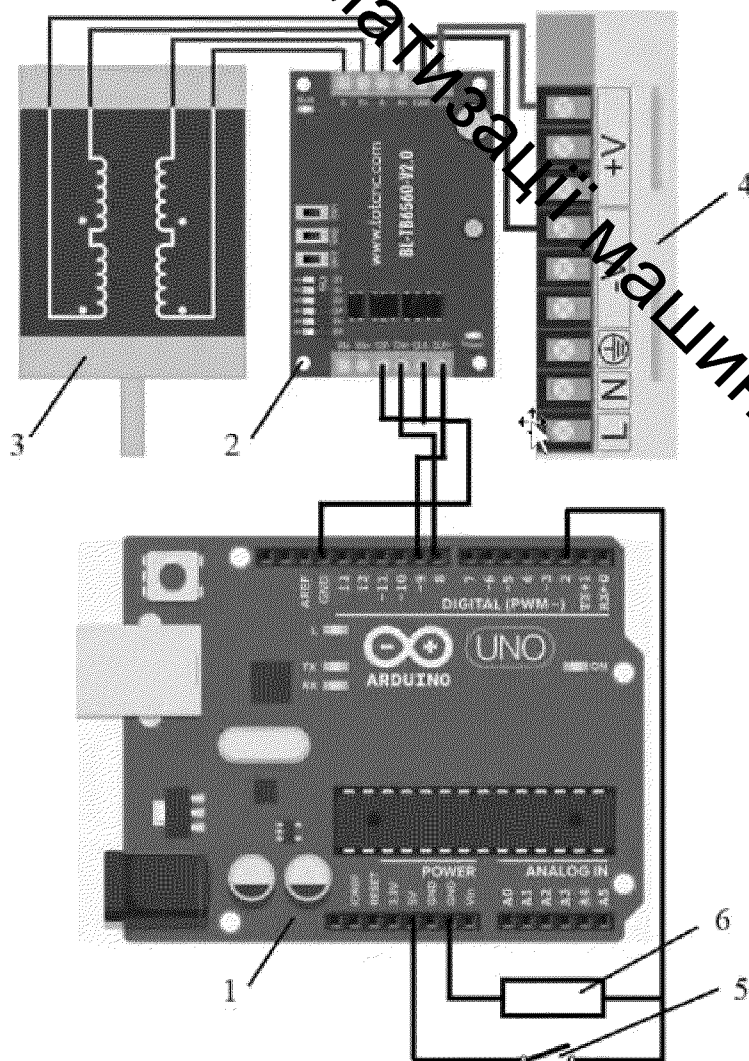


Рисунок 3.1 – Система керування зібраної схеми з кроковим двигуном

Від контролера 1 Arduino [15] сигнали керування з портів 8 та 9 подаються на драйвер 2 відповідно до входів CW+ та CLR+. Драйвер 2 підключений до джерела живлення 4 з напругою +24V. Виводи драйвера A+, A-, B+, B- підключений до обмоток крокового двигуна. Виводи драйвера CLK- та CW- підключені до порта GND контролера. Для запуску системи керування застосована кнопка 5, яка підключена до порта контролера з напругою 5 V, до порта 2 та через опір 6 до порта GND. При натисканні на кнопку 5 запускається двигун 3, який через зубчасту передачу приводить до руху каретки.

3.2 Аналіз графіку руху виконавчого органу виробу

Каретка рухається зі швидкістю v_1 із початкового положення до кінцевого, проходячи відстань $L_1 = 25\%$, а потім змінює швидкість на v_2 і проходить відстань $L_2 = 12,5\%$ і знову зі швидкістю v_1 проходить $L_3 = 25\%$, а потім змінює швидкість на v_2 і проходить відстань $L_4 = 12,5\%$ і знову зі швидкістю v_1 проходить $L_5 = 25\%$, далі змінює напрям руху на протилежній зі швидкістю v_3 на відстань $L_6 = 100\%$. Графік зміни величин і напрямків швидкості руху каретки в залежності від пройденого шляху представлено на рис. 3.2.

В приводі платформи використано кроковий двигун типу FL86STH118-4208A FULLING MOTOR. Крутний момент двигуна становить $M = 3,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при мінімальних числах оборотів. Кількість кроків двигуна на один оберт складає $n_0 = 200$, один крок становить $1,8^\circ$. Для роботи з двигуном застосовано драйвер TB6560. За розрахунками силових характеристик визначено, що при переміщенні мобільної платформи необхідно забезпечити максимальний крутний момент на двигуні $M_{\max} = 3,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Згідно механічної характеристики двигуна максимальне число обертів вала при моменті $M_{\max} = 3,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ не може перевищувати 350 об/хв.

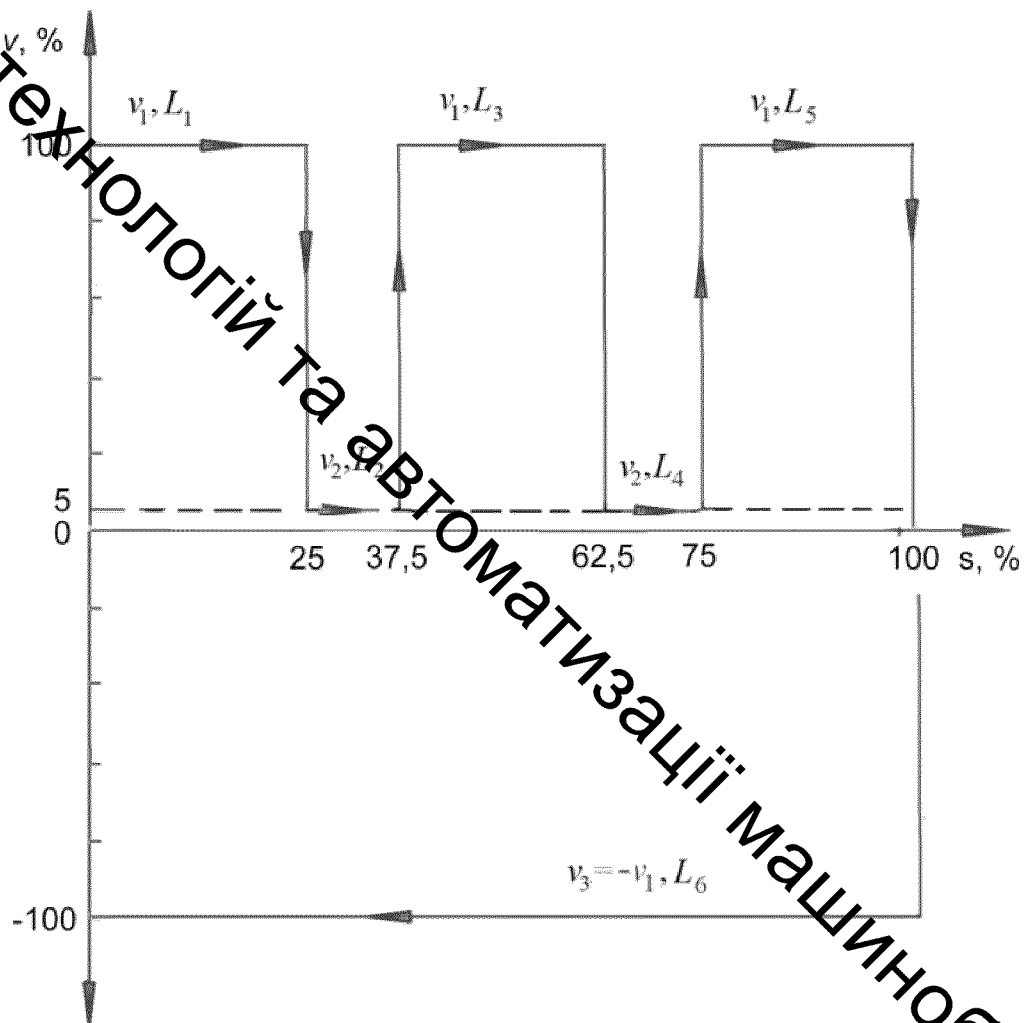


Рисунок 3.2 – Залежність величини швидкості і напрямку руху каретки в залежності від пройденого шляху

За рахунок налаштування драйвера можливо забезпечити роботу двигуна мікрокроком за один оберт до $N_{кр} = 1600$. Для забезпечення необхідної швидкості мобільної платформи на різних ділянках робочого ходу необхідно визначити її переміщення l_0 за один оберт двигуна:

$$l_0 = \pi D \text{ [мм]}, \quad (3.1)$$

де $D = 30$ мм діаметр ділительного кола зубчатого колеса на валу двигуна,

$$l_0 = 3,14 \cdot 30 = 94,2 \text{ (мм)}.$$

Визначимо кількість обертів валу двигуна N_i на ділянках довжиною $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6$:

$$N_i = \frac{L_i}{l_0} [\text{об}], \quad (3.2)$$

$$N_1 = N_3 = N_5 = \frac{L_1}{l_0} = \frac{625}{94,2} = 6,6 \text{ (об)};$$

$$N_2 = N_4 = \frac{L_2}{l_0} = \frac{312,5}{94,2} = 3,3 \text{ (об)};$$

$$N_6 = \frac{L_6}{l_0} = \frac{2567}{94,2} = 26,5 \text{ (об)}.$$

Кількість кроків N_{ki} на кожні з ділянок L_i складає

$$N_{ki} = 1600 \cdot N_i [\text{кроків}], \quad (3.3)$$

$$N_{k1} = N_{k3} = N_{k5} = 1600 \cdot N_1 = 1600 \cdot 6,6 = 10560 \text{ (кроків)};$$

$$N_{k2} = N_{k4} = 1600 \cdot N_2 = 1600 \cdot 3,3 = 5280 \text{ (кроків)};$$

$$N_{k6} = 1600 \cdot N_6 = 1600 \cdot 26,5 = 42400 \text{ (кроків)}.$$

Частота обертання валу двигуна під час руху по ділянкам L_i буде складати:

$$n_i = \frac{v_i}{\pi D} [\text{об/хв}], \quad (3.4)$$

$$n_1 = n_3 = n_5 = n_6 = \frac{v_1}{\pi D} = \frac{0,35}{3,14 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 3,7 \text{ (об/с)} = 222 \text{ (об/хв)};$$

$$n_2 = n_4 = \frac{v_2}{\pi D} = \frac{0,0225}{3,14 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 0,24 \text{ (об/с)} = 14,4 \text{ (об/хв)}.$$

При роботі крокового двигуна від контролера Arduino слід подавати на драйвер

імпульсний сигнал певної тривалості з напругою 5 В. Тривалість такого імпульсу визначає частоту обертання вала двигуна і визначається за формулою:

$$t_i = \frac{1}{2 \cdot N_{\text{кр}} \cdot n_i} \text{ [мкс]}, \quad (3.5)$$

де $N_{\text{кр}} = 1600$ – число кроків за один оберт вала двигуна;

n_i – частота обертання вала двигуна на різних ділянках руху платформи

$$t_1 = t_3 = t_5 = \frac{1}{2 \cdot 1600 \cdot 3,7} = 84 \text{ (мкс)};$$

$$t_2 = t_4 = \frac{1}{2 \cdot 1600 \cdot 0,24} = 1300 \text{ (мкс)}.$$

Час руху по ділянкам

$$t_{11} = t_{13} = t_{15} = \frac{L_1}{v_1} = \frac{0,625}{0,35} = 1,8 \text{ (с)} = 1800 \text{ (мс)};$$

$$t_{12} = t_{14} = \frac{L_2}{v_2} = \frac{0,3125}{0,0225} = 13,8 \text{ (с)} = 13800 \text{ (мс)};$$

$$t_{16} = \frac{L_6}{v_1} = \frac{2,5}{0,35} = 7,1 \text{ (с)} = 7100 \text{ (мс)}.$$

3.3 Написання керуючої програми

Розраховані значення кількості кроків N_{ki} на кожній з ділянок L_i руху мобільної платформи та відповідні величини тривалості імпульсів t_i напруги величиною 5 В використані при написанні програми роботи контролера Arduino.

Контролер 1 керує рухом каретки згідно з програмою, що представлена в Додатку Б.

Для керування кареткою будемо використовувати плату Arduino. Плата Arduino – це апаратна обчислювальна платформа для аматорського конструювання

основними компонентами якої є плата мікроконтролера з елементами вводу/виводу та середовище розробки Processing/Wiring на мові програмування, що є спрощеною підмножиною C/C++.

В програмі позначено:

imp – тривалість імпульсу (мкс);

col – кількість кроків на ділянках руху.

Під час розробки програми обов'язково перевіряємо її на правильність компілятором програмного забезпечення:

```
boolean butt_flag=0;
```

```
boolean butt;
```

```
boolean led_flag=0;
```

```
int imp;
```

```
unsigned int col;
```

Після розробки програми загрузаємо її в контролер та тестуємо каретку на правильність роботи.

4 ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ОПИС РОБОТИ ВИРОБУ

4.1 Обслуговування та обґрунтування мащення рухомих елементів виробу

Для забезпечення ефективності та тривалості роботи рухомих елементів виробу, таких як зубчасто-рейкова передача та лінійні підшипники, необхідно виконувати їхнє сервісне обслуговування та мащення. Мастило для зубчасто-рейкової передачі застосовується для зменшення тертя, захисту від корозії та забезпечення плавного руху. Щодо лінійних підшипників, мастило служить для зменшення тертя, видалення забруднень та захисту від зовнішніх впливів.

Вибір типу мастила, інтервалів змащення та методів нанесення повинні ґрунтуватися на умовах експлуатації, навантаженні та вимогах до надійності та тривалості виробу. Регулярне обслуговування, включаючи періодичну заміну мастила та змазки, перевірку рівня та якості мащення, є ключовим для підтримки оптимальної роботи рухомих елементів та запобігання можливих поломок.

Обслуговування лінійних напрямних слід проводити після кожної зміни. Цей процес включає наступні кроки:

1. Очищення: Використовуйте спеціальні засоби для чищення або м'яку тканину для видалення пилу, бруду та інших забруднень з лінійних напрямних.
2. Перевірка рівності та прямолінійності: Вимірювальні інструменти допомагають виявити будь-які відхилення від ідеальної прямої лінії.
3. Виправлення пошкоджень: Якщо виявлені пошкодження, їх слід виправити, включаючи виправлення деформацій, заміну пошкоджених ділянок або регулювання механізму.
4. Змащення: Завершальним етапом є змащення напрямних для запобігання зносу та забезпечення плавного руху механізму за допомогою відповідного мастила.

Змазування напрямних здійснюється через ніпелі, що розміщені безпосередньо на каретках. Виробник рекомендує використовувати для лінійних напрямних наступні

мастила [16]: LOAD150 (мінеральна олива) при експлуатаційній температурі від -50°C до $+140^{\circ}\text{C}$ або CLEAN-M (ефірна олива) при експлуатаційній температурі від -30°C до $+180^{\circ}\text{C}$.

Обслуговування зубчасто-рейкової передачі виконуємо також після кожної зміни за аналогічними етапами, як для лінійних напрямних. Найбільш ефективними мастилами для зубчасто-рейкової передачі є мастила, яка виготовлена на літієвої основі.

До цієї категорії продукції належать Літол-24, Фіоле, а для регіонів із сильними морозами чудово підходить Северол. Під час їх виготовлення до складу додають спеціальні присадки, які підвищують вогкостійкість, зносостійкість, запобігають окислювальним процесам та сприяють збереженню консервуючих властивостей..

Для змащування зубчасто-рейкової передачі в процесі експлуатації рекомендовано використовувати спеціальне пристосування з мастильною шестірнею (див. рис. 6.1).

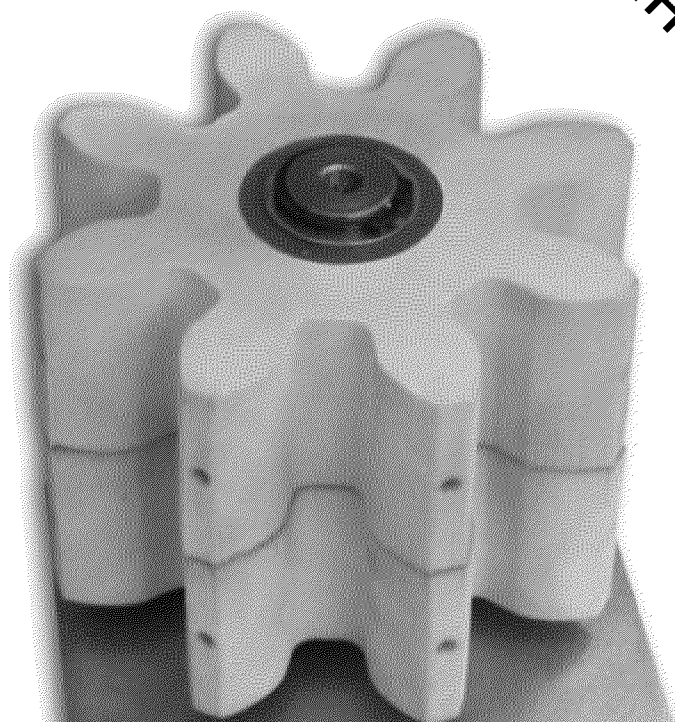


Рисунок 6.1 – Фото мастильної шестірні

Мастильну шестерню також можна інтегрувати з системою керування приводу для регулювання кількості мастила в залежності від режимів роботи.

4.2 Опис роботи спроектованого автоматизованого приводу

Конструктивно модуль складається з рами 1 (несучий силовий елемент у вигляді складальної одиниці) із встановлених на ній каретці 2 (див. рис. 8.1). В середині рами для зменшення габаритів, та компактності модуля лінійного переміщення розміщений кронштейн 6 з кроковим двигуном 7. Поступальний рух каретці 4 передається за допомогою зубчасто-рейкової передачі, яка складається з рейки 5 та шестірні 3. Під час обертання шестірні 3 відбувається обертовий рух у поступальний каретки 4. На рамі 1 приводу розташовані напрямні 4 по яким рухаються лінійні підшипники , які в свою чергу є основою для каретки 4. Лінії кабелів сховані, та рухаються кабел каналу 8. Також встановлено захист від вильоту каретки 9.

На наступному етапі передбачається дослідження динаміки модуля лінійних переміщень з врахуванням рівнянь електроприводу для моделювання різноманітних кінематичних характеристик рухомої каретки.

Таким чином отримано наступні технічні характеристики МЛП:

- габаритні розміри каретки (в плані) – 350x350 мм;
- вантажопідйомність – 110 кг;
- макс. швидкість переміщення – 0,35 м/с;
- хід каретки – 2,5 м;
- споживана потужність – 0,1 кВт.

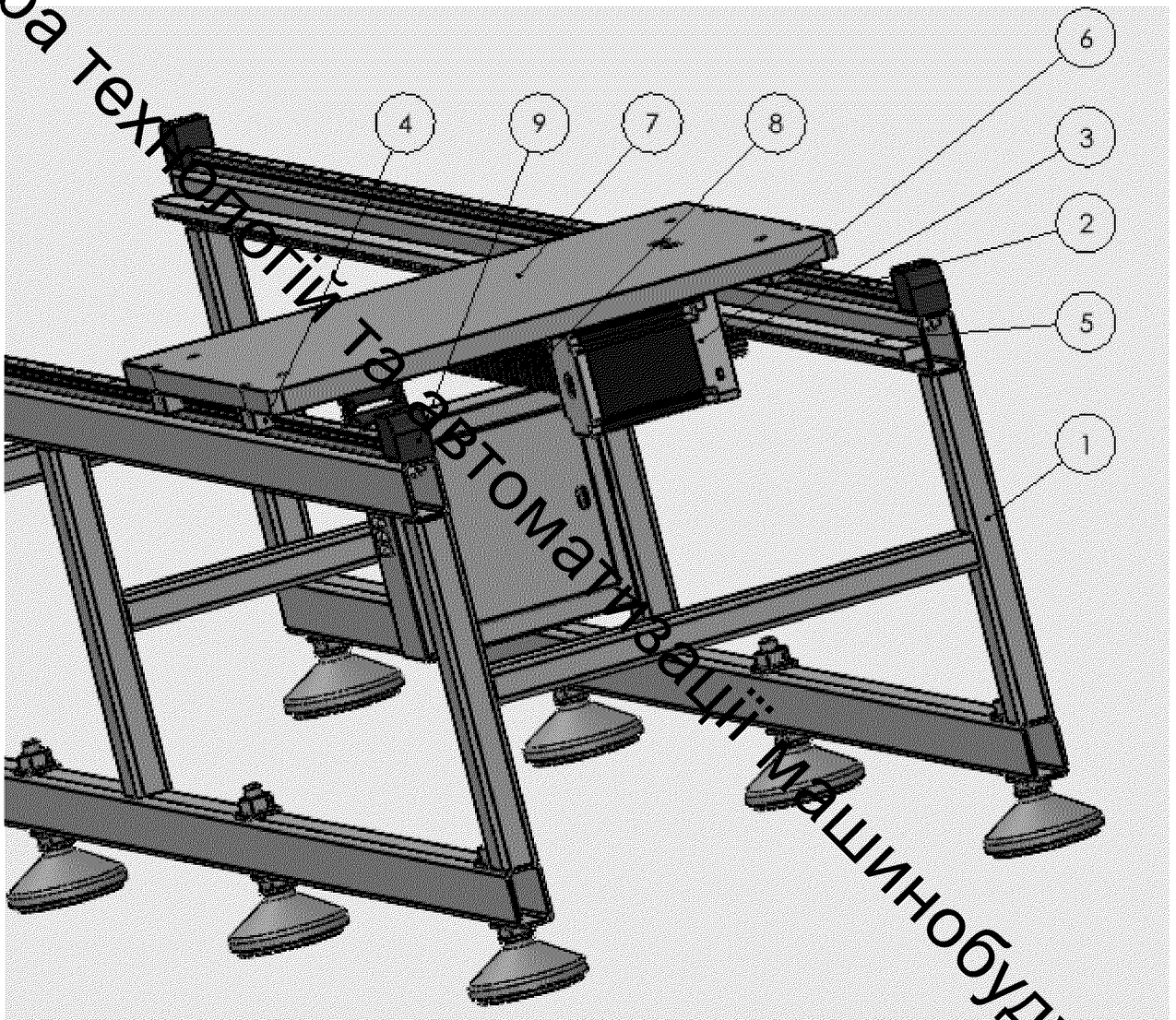


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд спроектованого автоматизованого приводу

1 – рама, 2 – каретка, 6 – кронштейн, 7 – кроковий двигун, 5 – рейка,
3 – шестірня, 4 – напрямні, 8 – кабель канал, 9 – демфер

Виконано проектні розрахунки щодо підбору рами, редуктора та підшипників. Описує процедури обслуговування рухомих елементів автоматизованих приводів. Ми розробили електричну схему та програму для керування автономним водінням.

Рама і каретка оснащені спеціальними технологічними елементами (різьбові отвори, монтажні пази), що спрощують процес складання і монтажу.

Використання модулів у поєднанні з програмою управління приводом

приводить до остаточної версії рішення з точною поведінкою. Програмований логічний контролер, вбудований у привід, дозволяє виконувати періодичні обчислення позиції за певними алгоритмами та обробляти сигнали з датчиків та виводити їх у контрольну точку без використання зовнішнього контролера.

Зусилля та швидкість руху регулюються шляхом програмування кінематики приводу та робочих характеристик. Програмне забезпечення, що входить до комплекту приводу, дозволяє контролювати, аналізувати та програмувати режими роботи.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

Історично склалося, що охорона праці як сфера науки виникла на перетині соціально-правових, технічних та медичних наук, науки про людину. Оскільки основним елементом охорони праці є саме людина в процесі праці, то під час розробки норм виробничої санітарії використовуються результати досліджень ряду медичних і біологічних галузей науки.

Завданням розділу є здійснення атестації робочого місця за умовами праці, що знаходиться в приміщенні, яке пов'язане з фахом майбутнього фахівця після завершення ВУЗу.

5.1 Причини виникнення, дія на організм людини та нормування шкідливих та небезпечних виробничих чинників у виробничому приміщенні

При роботі в даному приміщенні, виникає низка шкідливих та небезпечних виробничих чинників, що регламентуються [16].

Вказане приміщення характеризується небезпечними та шкідливими виробничими факторами фізичної, хімічної, біологічної та психофізіологічної груп [16, 17], які розподіляються так:

1) Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: підвищений рівень інфразвуку, шуму, ультразвуку та вібрації; підвищений рівень електромагнітних випромінювань; понижена або підвищена температура, вологість і рухливість повітря робочої зони; підвищена інтенсивність теплового випромінювання; недостатність або відсутність природного освітлення; недостатня освітленість робочої зони.

2) Хімічні небезпечні і шкідливі фактори – шкідливі хімічні речовини.

3) Біологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори – відсутні.

4) Психофізіологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

а) фізичні перевантаження – немає.

б) нервово-психічні перевантаження: перенапруження аналізаторів; монотонність праці.

Вкажемо імовірні підстави виникнення вказаних чинників і коротко опишемо їхню дію на організм працівника, оформивши їх в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Причини виникнення НШВФ та їхня дія на організм людини

НШВФ	Причини виникнення	Дія на організм людини
1	2	3
Підвищений рівень шуму і вібрації	наявність рухомих частин технологічного обладнання	психічні та фізіологічні порушення, що знижують працездатність і створюють передумови для загальних та професійних захворювань і виробничого травматизму
Підвищений рівень інфразвуку	інфразвукові складові, що як правило, присутні у спектрі шуму, який генерується промисловими установками і транспортними засобами	супроводжується відчуттям обертання, розкиткування, почуттям тривоги, страху, біллю у вухах, порушенням роботи органів рівноваги
Підвищений рівень ультразвуку	обладнанням, у якому генеруються ультразвукові коливання для виконання технологічних операцій, а також обладнання, при експлуатації якого ультразвук виникає як побічний фактор	функціональні порушення нервової системи, головний біль, зміну тиску, складу і властивостей крові, втрату слухової чутливості, підвищену втомлюваність

Продовження таблиці 5.1

1	2	3
Підвищений рівень електромагнітних випромінювань радіочастотного діапазону	вимірювальні та контролюючі пристрої, дослідницькі установки, а також ЕОМ	може викликати при постійному впливові стійкі функціональні зміни у центральній нервовій та серцево-судинній системах, а при тривалому впливі – підвищену стомлюваність, дратівливість, головний біль тощо
Підвищений рівень електромагнітних випромінювань промислової частоти	будь-які електроустановки та струмоведучі частини промислової частоти	може викликати злоякісні пухлини. Найбільш сильна дія цих полів виявляється на відстані до 30 см від екрана. Не меншої інтенсивності досягають ці поля із задньої сторони дисплея (джерело рядковий трансформатор) їхній шкідливий вплив поширюється на відстань до 0,7-1 м
Понижена або підвищена температура повітря робочої зони	спричиняється різкою зміною температури повітря навколишнього середовища тощо.	тепловий удар, який супроводжується втратою свідомості, блювотою, судомами

Продовження таблиці 5.1

	2	3
Понижена або підвищена відносна вологість повітря	різна кількість води, що випаровується у приміщенні, метеорологічні умови поза приміщенням	зменшення або збільшення тепловіддачі організмом людини, що сприяє його перегріванню або переохолодженню
Понижена або підвищена рухливість повітря робочої зони	нераціональні параметри системи вентиляції або її відсутність	порушення реакції терморегуляції організму працівника
Підвищена інтенсивність теплового випромінювання	тепло, що потрапляє у виробниче приміщення від обладнання, опалювальних приладів, людей тощо	перегрівання організму людини
Недостатність або відсутність природного освітлення	відсутність або недостатні розміри віконних проїм	ускладнює виконання роботи, може призвести до нещасного випадку та захворюванню органів зору працюючого
Недостатня освітленість робочої зони	відсутність або недостатність природного освітлення, нераціональне розташування світильників та ламп штучного освітлення тощо	важкі травми і смертельні випадки на виробництві

Продовження таблиці 5.1

	2	3
Шкідливі хімічні речовини в повітрі робочої зони	у приміщеннях із персональними комп'ютерами оператори підпадають впливу пилу, який притягається до працюючого і сильно наелектризованого обладнання	У деяких людей вплив сильної запиленості приміщення може викликати алергію
Перенапруження аналізаторів	постійною переадаптацією ока в умовах наявності в полі зору об'єкта і фону різної яскравості, недостатньою чіткістю і контрастністю зображення на екрані, рядковою структурою зображення, мерехтінням	швидка втома органів зору працівника, а часом погіршення зору
Монотонність праці	одноманітність роботи працюючого	призводить до швидкого розвитку втоми в зв'язку з локалізацією м'язових і нервових навантажень

Обґрунтуємо вибір нормованих значень небезпечних та шкідливих виробничих факторів. Відповідно до [18] для такої шкідливої речовини, як пил зерновий, встановлюємо, що вона відноситься до 2-го класу безпеки і має ГДК = 4 мг/м³. Враховуючи вид вібрації – локальна, вибираємо нормований еквівалентний рівень віброприскорення 76 дБ [19]. Враховуючи призначення приміщення – проектування і

вид шуму – постійний, встановлюємо нормований еквівалентний рівень шуму 50 дБА [20]. Згідно рекомендацій [23] нормований загальний рівень інфразвуку 110 дБ, нормований рівень ультразвуку 110 дБ.

При частоті електричного поля радіочастотного діапазону 238,518 МГц нормована напруженість електричного поля 8-ми годинного робочого дня становить 10 В/м відповідно до [21]. Нормована напруженість електричного поля промислової частоти для восьмигодинного робочого дня становить 5 кВ/м [16].

За показником енерговитрат 203 Вт відповідно до [22] вибираємо категорію важкості робіт за фізичним навантаженням – Па, для якої в холодний період року для постійних робочих місць допустима температура повітря складає 17...23 °С, допустима швидкість руху повітря 0,3 м/с, а допустима відносна вологість повітря не повинна перевищувати 75 %. Інтенсивність теплового випромінювання допускається не більше ніж 140 Вт/м².

За найменшим розміром об'єкта розрізнення 0,62 мм, встановлюємо розряд зорових робіт – 4, для якого нормоване КПО для бокового освітлення становить 1,5% [24]. Так як приміщення знаходиться в м. Вінниця (2-га група забезпеченості природним світлом), а світлові пройми орієнтовані за азимутом 350°, то для таких умов нормоване КПО перераховуватиметься за формулою [25]:

$$e_N = e_n m_N [\%];$$

$$e_N = 1,5 \cdot 0,9 = 1,4 (\%),$$

де e_n – табличне значення КПО для бокового освітлення, %;

m_N – коефіцієнт світлового клімату;

N – порядковий номер групи забезпеченості природним світлом.

За співвідношенням контрасту (середній) та фону (темний), встановлюємо підрозряд зорових робіт – б, в межах якого встановлюємо нормовану освітленість для загального штучного освітлення – 200 лк.

5.2 Карта умов праці

Таблиця 5.2 містить оцінку факторів трудового та виробничого процесів [24].

Таблиця 5.2 – Оцінка факторів трудового та виробничого процесів

Номер	Фактори виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення (ГДР, ГДК)		Фактичне значення	Ступені 3-го класу: шкідливі умови і характер праці		
		ни-жнє	вер-хнє		I	II	III
1	Шкідливі хімічні речовини:						
	1-й клас небезпеки		—	—			
	2-й клас небезпеки		4	5,6	+		
	3-й, 4-й класи небезпеки		—	—			
2	Вібрація		76	11			
3	Шум		89	89			+
4	Інфразвук		110	107			
5	Ультразвук		110				
6	Неіонізуючі випромінювання:						
	- радіочастотний діапазон		10	126			
	- діапазон промислової частоти		5	2,72			
	- оптичний діапазон		0,0	0			
7	Мікроклімат у приміщенні:						
	- температура повітря, °C	17	23	33			
	- швидкість руху повітря, м/с		0,3	0,3			
	- відносна вологість повітря, %		75	92			
	- інтенсивність теплового випромінювання, Вт/м ²		140	1969		+	
8	Виробниче освітлення:						
	- розряд зорових робіт	4		4			
	- КПО для природного освітлення, %	1,4		1,8			
	- освітленість для штучного освітлення, лк	200		1147			
	Кількість факторів	—	—	—	2	1	1

Підвищена концентрація шкідливої хімічної речовини 2-го класу небезпеки – 1 ст.

Підвищений рівень шуму – 3 ст.

Підвищений рівень неіонізуючих випромінювань радіочастотного діапазону – 1 ст.

Підвищена інтенсивність теплового випромінювання – 2 ст.

Технічний рівень робочого місця не відповідає нормативним вимогам.

Робоче місце атестовано за третім ступенем шкідливості.

З метою забезпечення чистоти повітря робочої зони потрібно доповнити природну вентиляцію механічною.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в приміщенні потрібно проводити постійне змащування підшипників вентиляторів системи вентиляції.

Для забезпечення допустимих параметрів неіонізуючих випромінювань радіочастотного діапазону в приміщенні потрібно екранувати джерела випромінювання.

Для забезпечення нормованих параметрів інтенсивності теплового випромінювання в приміщенні потрібно використати кондиціонування повітря.

5.3 Пожежна безпека

Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій приміщення, що розглядається наведені в таблиці 5.3.

В таблиці 5.4 наведено протипожежні норми проектування будівель і споруд.

Таблиця 5.3 – Мінімальні межі вогнестійкості приміщення [20]

Ступінь вогнестійкості будівлі	Стіни				Колони	Східчасті майданчики	Плити та інші несучі конструкції	Елементи покриття	
	Несучі та східчасті клітинні	Самонесучі	Зовнішні несучі	Перегородки				Плити, прогони	Балки, ферми
5	не нормується								

Таблиця 5.4 – Протипожежні норми проектування будівель і споруд [26]

Об'єм приміщення, тис. м ³	Категорія пожежної небезпеки	Ступінь вогнестійкості			Відстань між будівлями та спорудами, м, при ступені їх вогнестійкості	Кількість людей на 1 м ширини евакуиходу	Відстань між будівлями та спорудами, м, при ступені їх вогнестійкості			Найбільша кількість поверхів	Максимально допустима площа поверху, м ² , для числа поверхів		
		до 1	2-3	4-5			I, II	III	IV, V		1	2	більше
до 15	B	5	50	30	20	55	12	15	18	1	1200	—	—

В результаті написання даного розділу було розглянуто такі питання охорони праці, як аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів у виробничому приміщенні; карта умов праці (обґрунтування вибору нормованих значень небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оцінка факторів виробничого і трудового процесів, гігієнічна оцінка умов праці, оцінка технічного і організаційного рівня, атестація робочого місця); рекомендації щодо поліпшення умов праці, а також наведено протипожежні норми.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи було спроектовано та запрограмовано модуль лінійних переміщень для промислового робота вантажопід'ємністю 110 кг. Модуль лінійних переміщень забезпечує виконання зварювальних робіт за допомогою транспортування робота.

На основі індивідуальності та технічного завдання описано службове призначення виробу та виконати аналіз кінематичної схеми, розраховано розрахункове навантаження в 1569,7 Н та прийнято потужність приводу в 100 Вт.

Розроблено конструкцію рами з труб прямокутного профілю 30x50 мм товщиною стінки 2,0 мм. Забезпечено коефіцієнт запасу міцності 4.

Підібрано кроковий двигун FL8637H118-4208A FULLING MOTOR. Розраховано зубчасто-рейкову передачу з модулем 1,25 мм, ділильний діаметр шестерні 30 мм, а довжина рейки – 2500 мм.

Вибрано підшипники KUV15-B-EC із запасом по вертикальному зусиллю понад 6 разів, а також має запас по статичному моменту в 1,3 рази.

Обґрунтовано обслуговування та мащення рухомих елементів виробу. Розроблено та запрограмовано систему керування модулем лінійних переміщень на базі контролера Arduino. Описано роботу спроектованого модуля лінійних переміщень та його технічні характеристики.

Проведено аналіз стану охорони праці під час роботи модуля лінійних переміщень. Прийняті показники по мікроклімату, освітленню, шумо- та звукоізоляції. Розроблено рекомендації по техніці безпеки: електробезпеці та пожежній безпеці для створення безпечних умов роботи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. SolidWorks 2022 Step-By-Step Guide: Part, Assembly, Drawings, Sheet Metal, & Surfacing, 5th Edition / Amit Bhatt, Mark Wiley. India : CADFolks, 2022. 438p.
2. Каталог фірми Filling Motor на сайті українських експортерів [Електронний ресурс]: <https://cnc-market.in.ua/> (дата звернення 28.02.2025р.)
3. Проектування промислових роботів та маніпуляторів: навч. посіб. / Ю. А. Ковальов, С. О. Кошель, О. П. Митнойленко. Київ: Центр навчальної літератури, 2019. 256 с.
4. Introduction to Finite Element Analysis Using SolidWorks Simulation 2021 / Randy H. Shih. USA : SDC Publications, 2021. 551 p.
5. Кузьменко П. А., Побережець В. Я., Василюшен Б. В., Піонткевич О. В. Сучасне інструментальне забезпечення для фрезерних операцій. Матеріали LIV науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 24-27 березня 2025 р. Електрон. текст. дані. 2025. С. 3. URI: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2025/paper/view/24161>.
6. CAD/CAE аналіз елементів фрезерно-гравірувального верстата з ЧПК [Електронний ресурс] / І. В. Буткалюк, А. М. Гуцалюк, Б. В. Василюшен, О. В. Піонткевич // Матеріали LII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 21-23 червня 2023 р. Електрон. текст. дані. 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2023/paper/view/17391>.
7. Покращення фізико-механічних характеристик елементів приводу подрібнювача за допомогою CAD/CAE-систем [Електронний ресурс] / А. Д. Барановський, А. М. Гуцалюк, Б. В. Василюшен, О. В. Піонткевич // Матеріали LI науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 31 травня 2022 р. Електрон. текст. дані. 2022. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2022/paper/view/15983>.
8. Маркевич М. В., Василюшен Б. В., Козлов Л. Г., Снігур А. К. Гідросистема

з електрогідравлічним керуванням розподілом потоків. Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2023), Електрон. текст. дані. 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2023/paper/view/16959>

9. Маркєвич, М. В., Васи́лишен, Б. В., Козлов, Л. Г. Міні-техніка: маленькі машини для великих робіт Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2023). Електрон. текст. дані. 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2023/paper/view/18940>

10 Деталі машин. Курсове проектування: навч. посіб. / В. О. Малащенко, В. В. Янків. Львів: Новий Світ, 2004. 232 с.

11 Веб-сайт для генерації зубчастих передач [Електронний ресурс]: <https://evolventdesign.com/pages/spur-gear-generator>

12 Каталог фірми Schaeffler на сайті [Електронний ресурс]: <https://medias.schaeffler.com/medias/lin/dimension.de>

13 Веб-сайт для уточнення параметрів лінійних напрямних [Електронний ресурс]: <https://bearinx-online-easy-linear.schaeffler.com/>

14 Рекомендації по вибору мастила для лінійних напрямних [Електронний ресурс]: <https://medias.schaeffler.de/en/greaseselection>

15 Офіційний сайт продуктів та підтримки Arduino [Електронний ресурс]: <https://www.arduino.cc/>

16 ДСТУ 2293-99. Охорона праці. Терміни і визначення.

17 Віштак І. В. Охорона праці в галузях механічної інженерії та транспорту: навчальний посібник / І. В. Віштак, О. В. Березюк. – Вінниця : ВНТУ, 2023. – 195 с.

18 МОЗ України. Наказ № 1596 від 14.07.2020 "Про затвердження гігієнічних регламентів допустимого вмісту хімічних і біологічних речовин у повітрі робочої зони". 81 с.

19 ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої та загальної вібрацій.

20 ДСН 3.3.6-037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.

21 ДСанПіН 3.3.6-096-2002. Державні санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів.

22 ДСН 3.3.6-042-99. Державні санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.

23 ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.

24 Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи "Атестація робочих місць за умовами праці" з дисципліни "Охорона праці в галузі" для студентів усіх спеціальностей / Уклад. О.В. Березюк, М.С. Лемешев. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 21 с.

25. ДБН В.1.1.7–2002. Пожежна безпека об'єктів будівництва.

26. СНіП 2.09.02-85. Протипожежні норми проектування будівель і споруд.

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

ДОДАТКІ

ДОДАТОК А

Перевірка на антиплагіат

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Проектування модуля лінійних переміщень для промислового робота з використанням CAD/CAE-систем

Тип роботи: Бакалаврська кваліфікаційна робота

Підрозділ кафедра технологій та автоматизації машинобудування

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі
системою StrikePlagiarism 35,12 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

- ☐ Запозичення, виявлені у роботі, є законними і не містять ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту
- ☐ У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання
- ☐ У роботі виявлено ознаки плагіату та/або текстових маніпуляцій як спроб укриття плагіату, фабрикації, фальсифікації, що суперечить вимогам законодавства та нормам академічної доброчесності. Робота до захисту не приймається.

Експертна комісія:

Леонід КОЗЛОВ, завідувач кафедри ТАМ, гарант ОПП _____
(ім'я, прізвище, посада) (підпис)

Дмитро ЛОЗІНСЬКИЙ, доцент кафедри ТАМ _____
(ім'я, прізвище, посада) (підпис)

Особа, відповідальна за перевірку _____ Дмитро ЛОЗІНСЬКИЙ
(підпис) (ім'я, прізвище)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник _____ Олег ПОНТКЕВИЧ, доцент кафедри ТАМ
(підпис) (ім'я, прізвище, посада)

Здобувач _____ Богдан ВАСИЛИШЕН
(підпис) (ім'я, прізвище)

Додаток Б. Керуюча програма для контролера

```

boolean butt_flag=0;
boolean butt;
boolean led_flag=0;
int imp;
unsigned int col;

void ffl(int imp, unsigned int
col) {
    for( unsigned int i=0;
i<col;i++)
    {
        digitalWrite(9,HIGH);
        delayMicroseconds(imp);
        digitalWrite(9,LOW);
        delayMicroseconds(imp);
    }
}

void setup(){
    pinMode(2, INPUT);
    pinMode(8, OUTPUT);
    pinMode(9, OUTPUT);
}

void loop()
{
    digitalWrite(8, LOW);
    digitalWrite(9, LOW);
    butt=digitalRead(2);

    if(butt==1 && butt_flag==0)
    {
        butt_flag==1;
        led_flag=!led_flag;
        delay(50);
        ffl(60, 9280);
        delay(1100);
        ffl(1200, 4640);
        delay(1100);
        ffl(60, 9280);
        delay(1100);
        ffl(1200, 4640);
        delay(1100);
        ffl(60, 9280);
        delay(1100);
        digitalWrite(8, HIGH);
        ffl(60, 37120);
        delay(4440);
        if(butt==0 && butt_flag==1) {
            butt_flag=0;}
    }
}

```

Додаток В.

Графічна частина

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

КІНЕМАТИКА СХЕМИ ПРИВОДУ

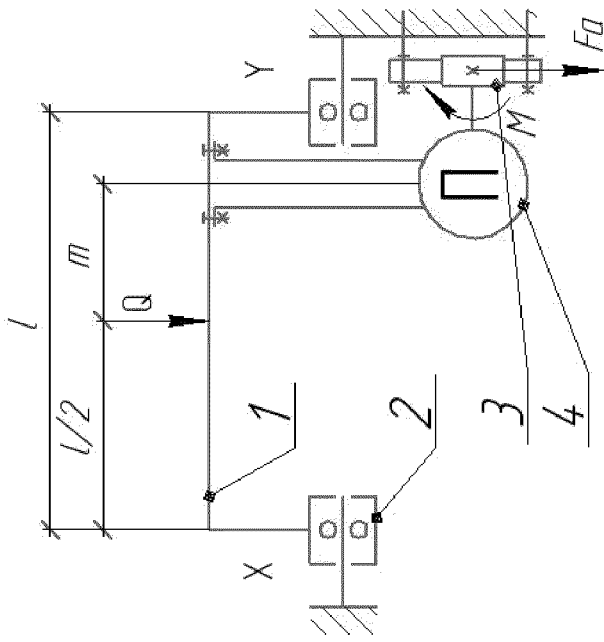


Рисунок 1 – Запропонована кінематична схема модуля лінійного переміщення:

- 1 – каретка, 2 – опора кочення,
- 3 –зубчато-рейкова передача,
- 4 – електродвигун

- Для проектування даного механізму використано вихідні дані:
- габаритні розміри каретки (в плані) – 350x350 мм;
 - вантажопідйомність – 110 кг;
 - максимальна швидкість переміщення – 0,43 м/с;
 - хід каретки – 2,0 м.

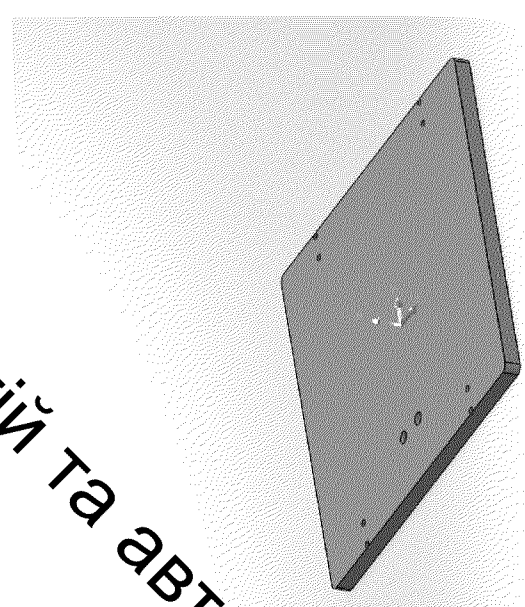
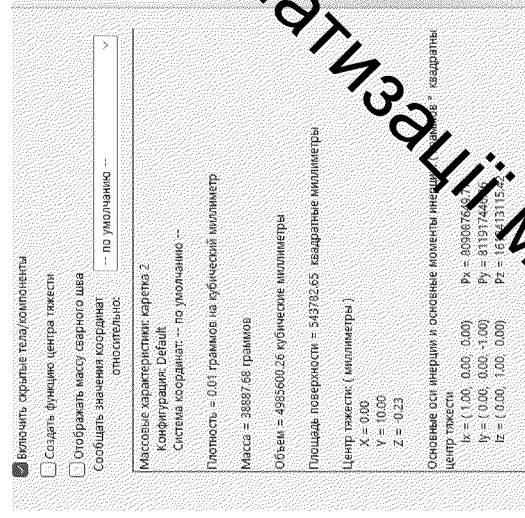


Рисунок 1.2 – Визначення маси каретки модуля лінійних переміщень

Результати розрахунку:

Розрахункове навантаження на платформу $Q=1569,6$ Н.

Попередньо прийнято розрахункову потужність крокового електродвигуна приводу $P_1=87$ Вт.

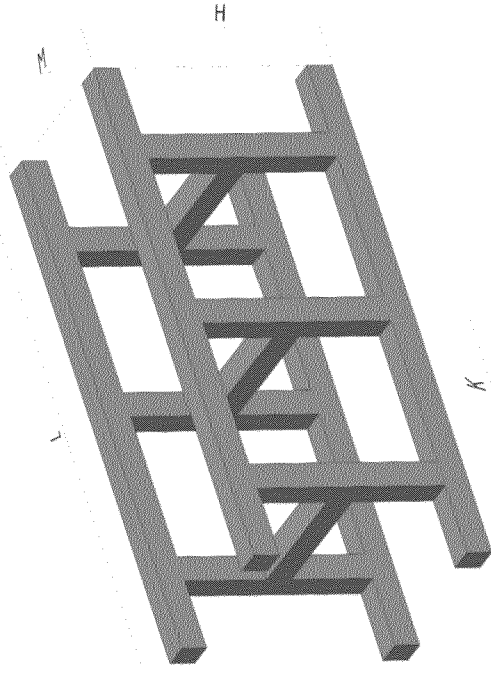


Рисунок 1 – Конструктивне рішення рами приводу

Вихідними даними для розробки несучої конструкції виробу є наступні параметри згідно рисунку 1:

$K=1250$ мм,

$M=350$ мм,

$H=400$ мм,

$L=2500$ мм.

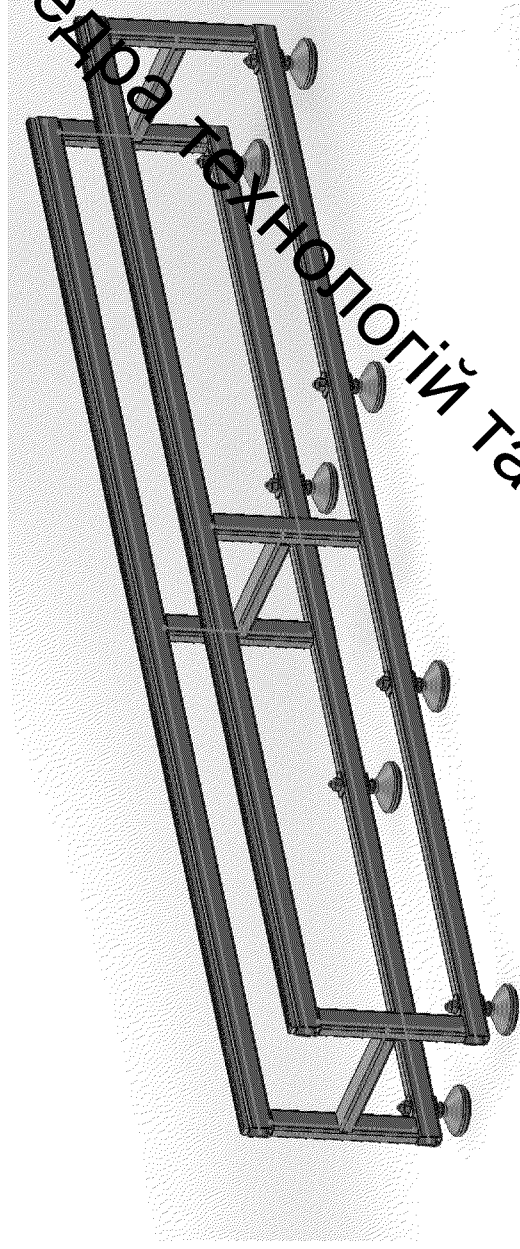


Рисунок 2 – Прототип конструкції рами приводу

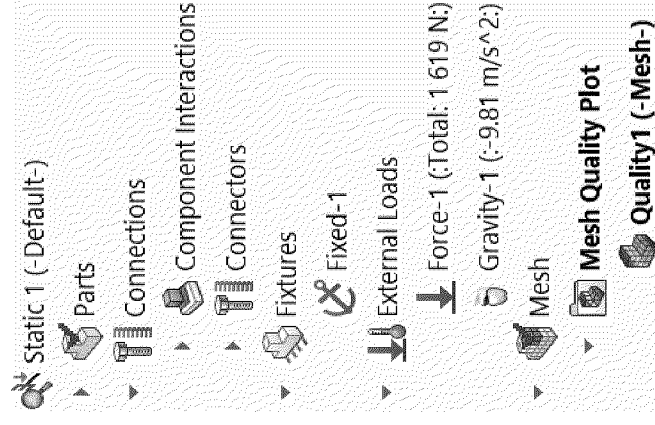
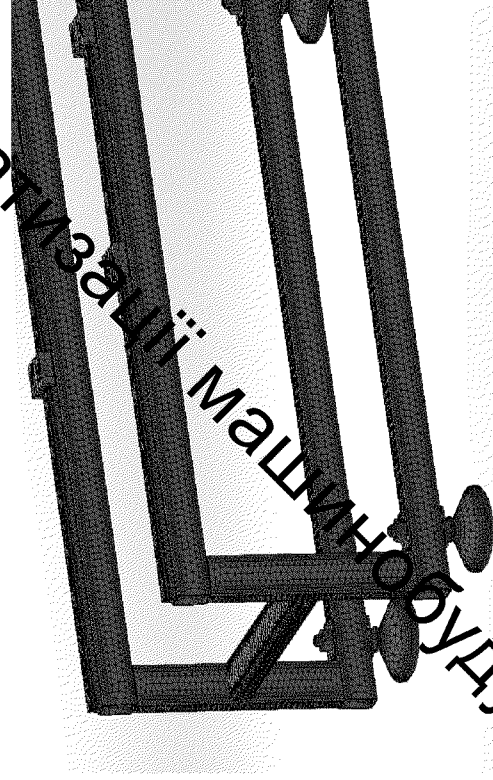


Рисунок 3 – Налаштування для імітаційного моделювання рами

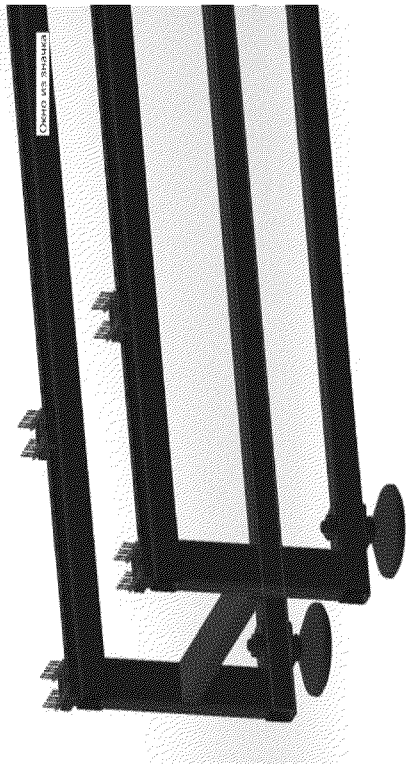


Рисунок 1 – Схема навантаження в лівій позиції рами

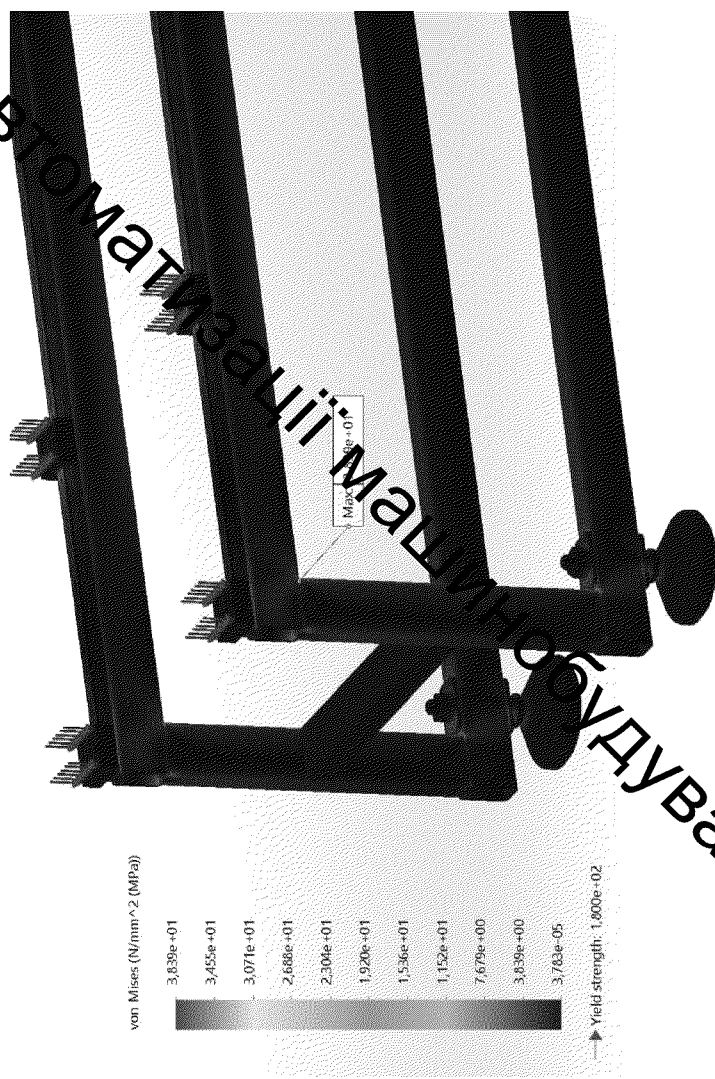


Рисунок 2 – Напруження, що виникають в конструкції рами

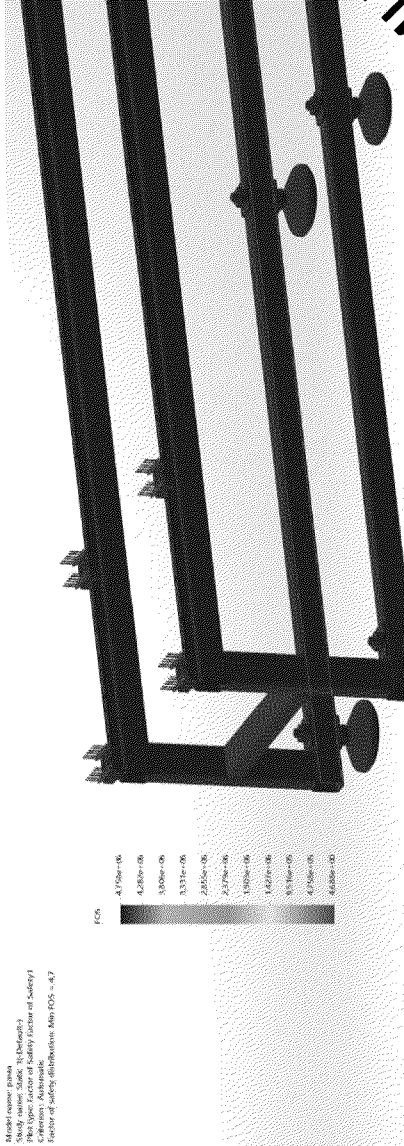


Рисунок 1 – Розрахований коефіцієнт запасу міцності

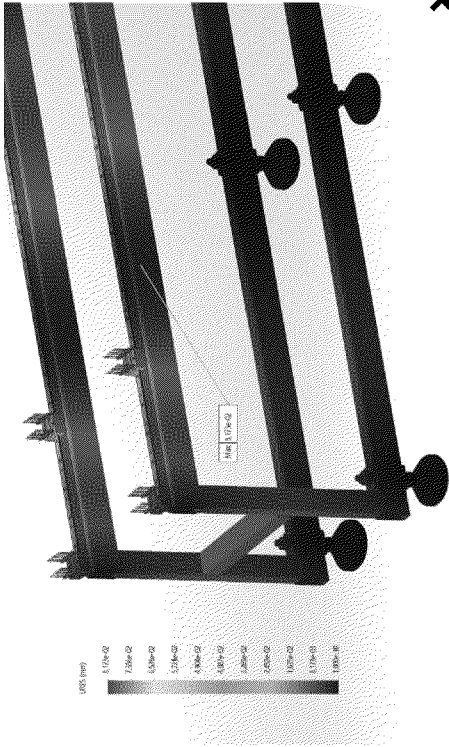


Рисунок 2 – Максимальна деформація, що виникає в конструкції рами

Виходячи з отриманих результатів можна сказати, що при застосуванні труб прямокутного профілю 30x50 мм з товщиною стінки 2,0 мм досягається мінімальний запас міцності який виходить більшим за 4.

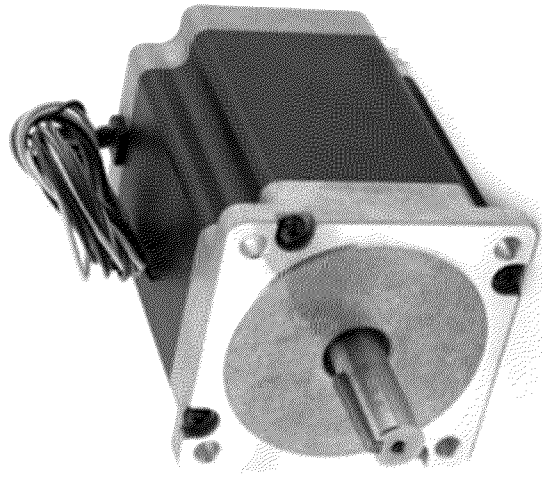


Рисунок 1 крокового двигуна
FL86STH118-4208A FULLY
MOTOR

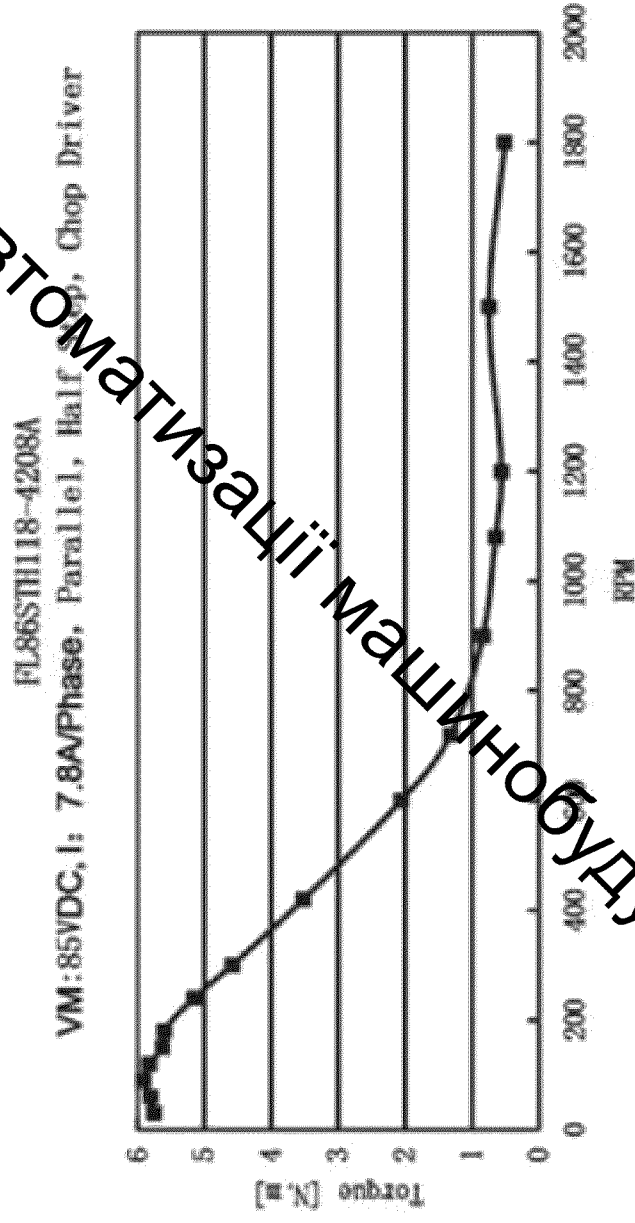


Рисунок 3 – Паспортні дані відповідності крутного моменту до частоти обертання валу крокового двигуна

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ІНШИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

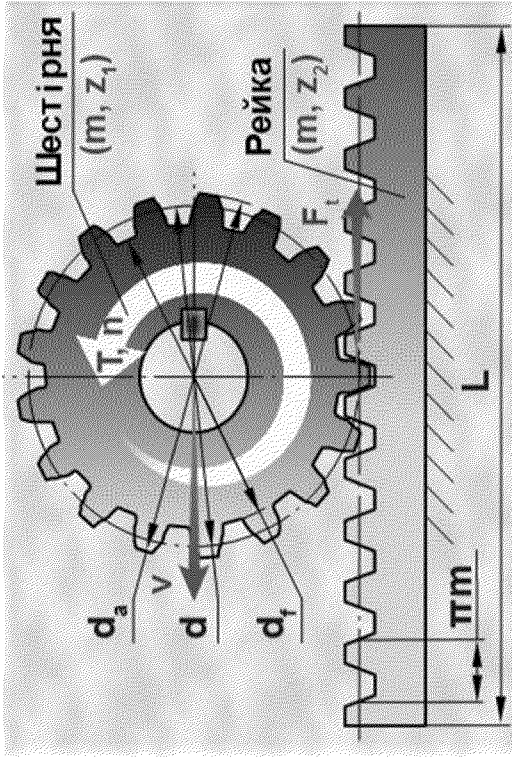


Рисунок 1 – Схема зубчато-рейкової передачі

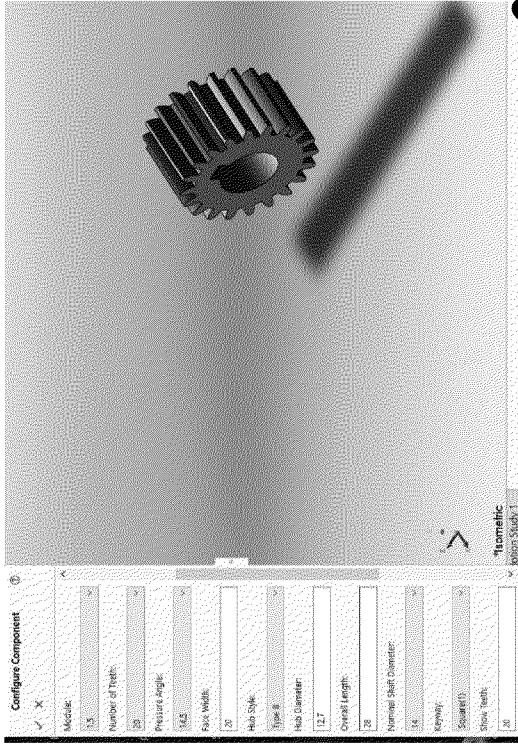


Рисунок 2 – Вибір параметрів для проектування шестерні

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку зубчато-рейкової передачі

№	Параметр	Позначення	Величина	Розмірність
1	Допустимі контактні напруження	$[\sigma_H]$	500	МПа
2	Розрахунковий ділительний діаметр шестерні	$d_p \geq$	22,6	mm
3	Розрахунковий модуль зацеплення	$d_p \approx$	1,33	mm
4	Назначаєм модуль зубчатого зацеплення	m	1,5	mm
5	Розрахункове число зубів шестерні	$Z_{1p} \geq$	17	шт
6	Призначаємо число зубів шестерні	Z_1	20	шт
7	Ділительний діаметр шестерні	d	30	mm
8	Діаметр вершин зубів шестерні	d_a	33	mm
9	Діаметр впадіння шестерні (довідково)	d_f	26,25	mm
10	Ширина зубчатого вінця шестерні	$b_1 \approx$	21	mm
11	Ширина зубів рейки	$b_2 \approx$	18	mm
12	Контактна сила на шестерні (сила на рейці)	F_t	353	H
13	Потужність на валу шестерні	P	141	Вт
14	Частота обертання валу шестерні	n	254,648	об/хв

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ІНШИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

✓ 1/1
Systemanordnung
Starten Sie die Konfiguration mit einem Klick auf ein Bild

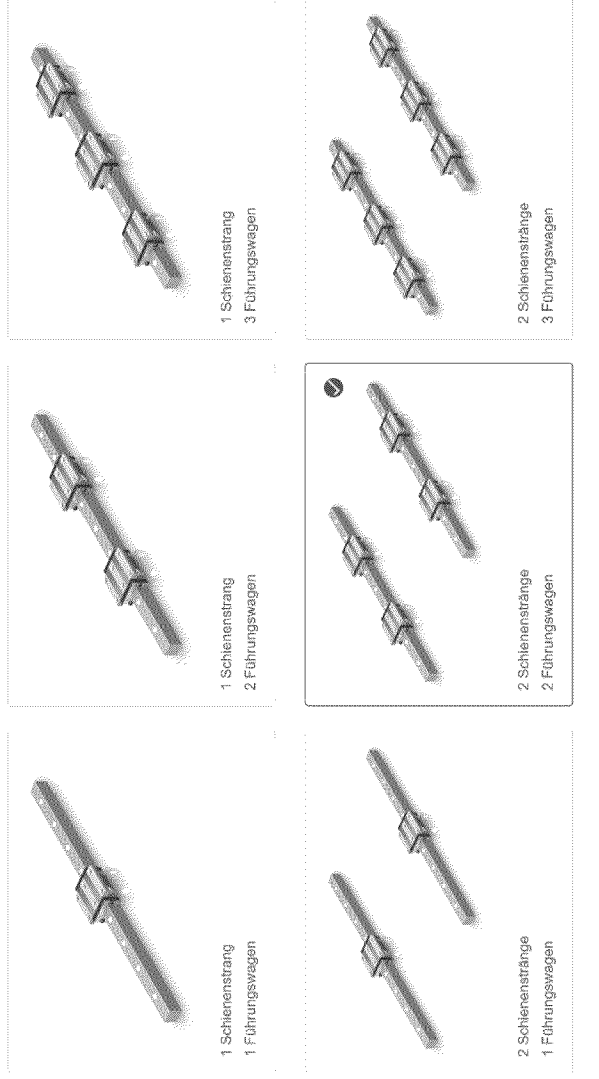


Рисунок 1 – Обираємо схемне рішення по кількості лінійних підшипників та напрямних

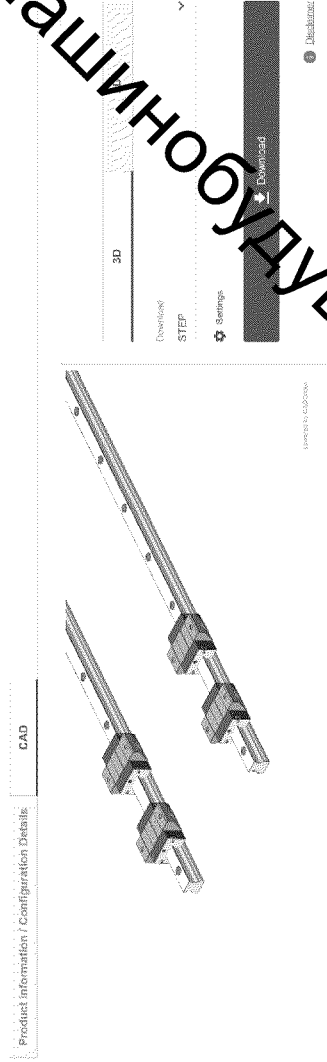


Рисунок 2 – Скачування привимірної моделі напрямних

Вибраний тип напрямних

KUVE15-B-EC

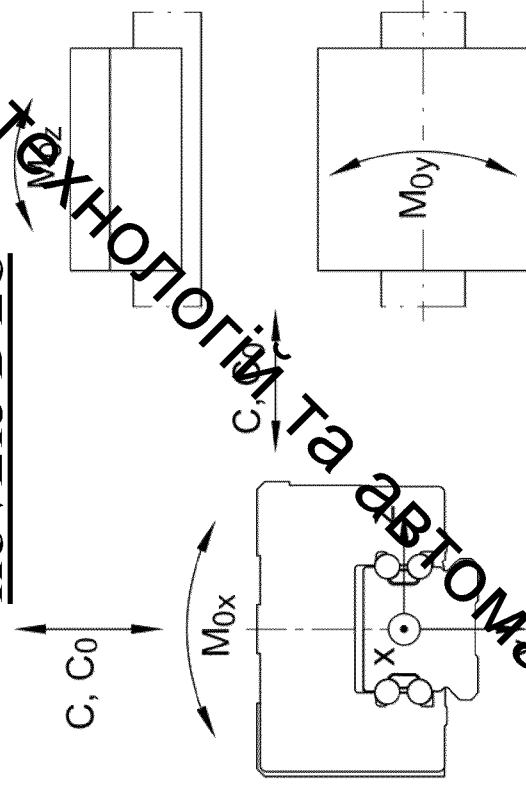


Рисунок 3 – Напрямки дії динамічних навантажень на підшипники

Умови сприйняття навантаження

$$C > R_{ay}, M_{0x} > M_a \quad (1)$$

Вибрані напрямні KUVE15-B-EC

мають запас по вертикальному зусиллю понад 6 разів, а також має запас по статичному моменту в 1,3 рази.

РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МОДУЛЕМ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ

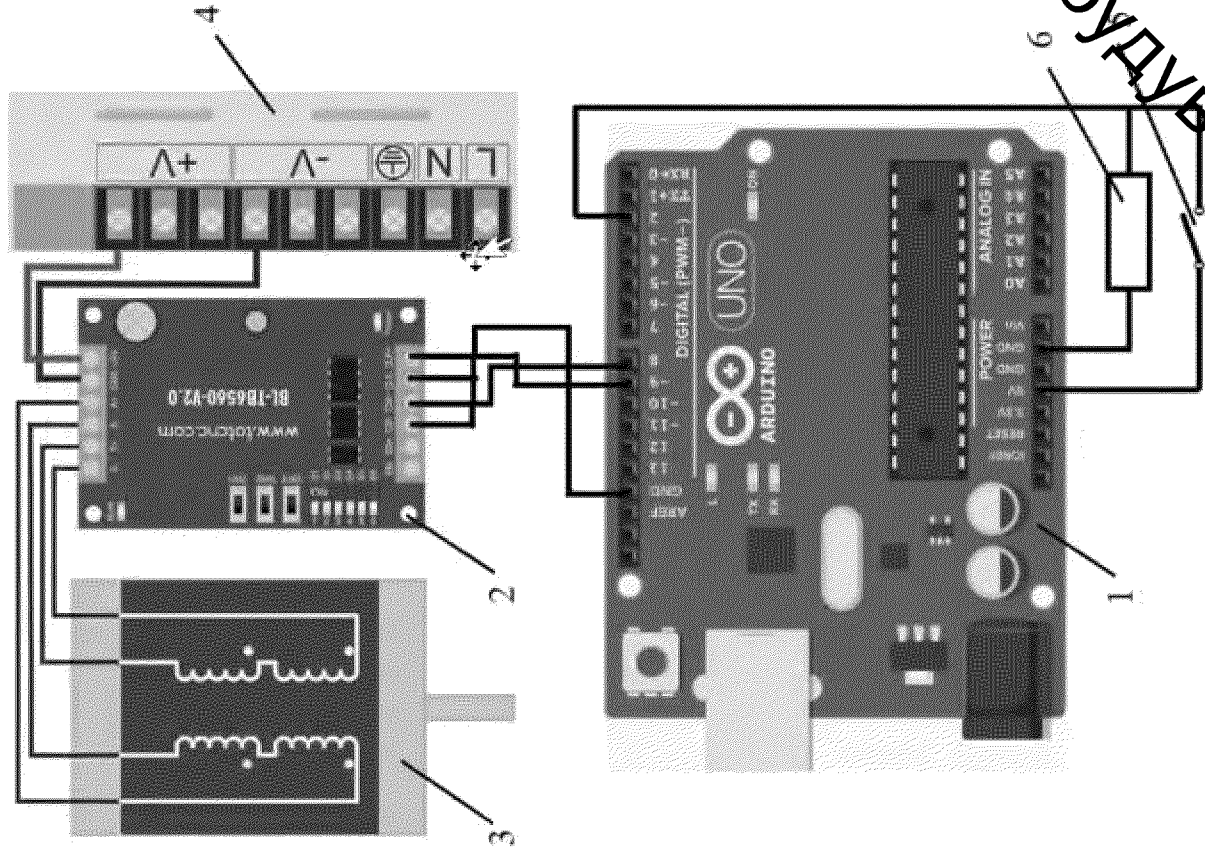


Рисунок 1 – Система керування
зібраної схеми з кроковим двигуном

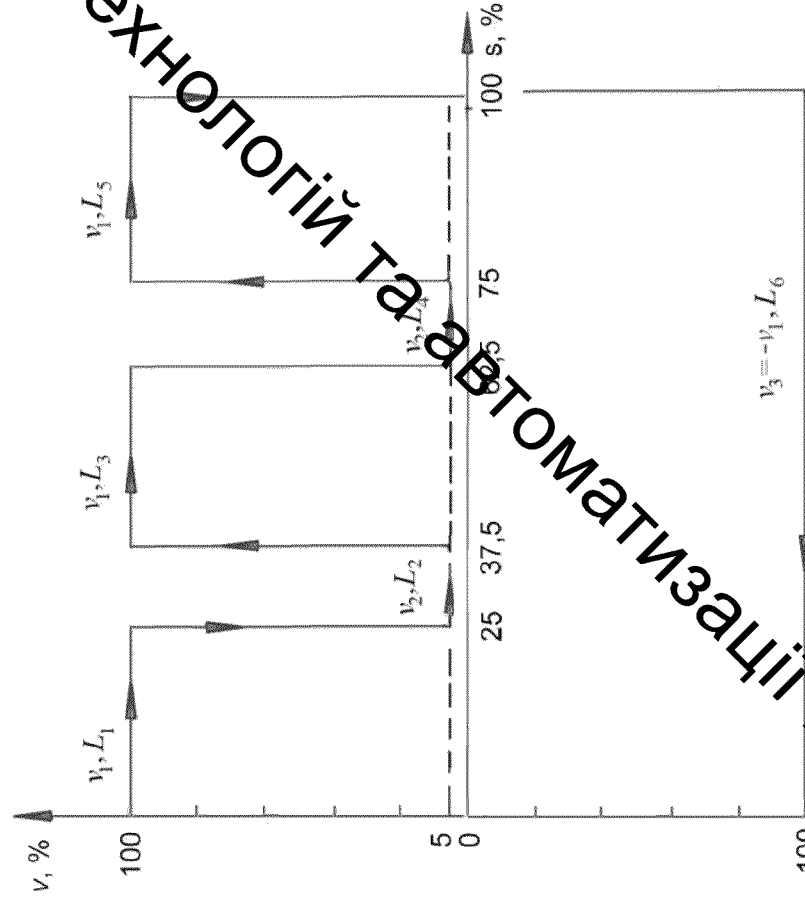


Рисунок 2 – Залежність величини швидкості
і напрямку руху платформи в залежності від
пройденого шляху

РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МОДУЛЕМ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ

Програму керування платформу:

```
boolean butt_flag=0;
boolean butt;
boolean led_flag=0;
int imp;
unsigned int col;

void ff1(int imp, unsigned int
col) {
    for( unsigned int i=0;
i<col;i++)
    {
        digitalWrite(9,HIGH);
        delayMicroseconds(imp);
        digitalWrite(9,LOW);
        delayMicroseconds(imp);
    }
}

void setup(){
    pinMode(2, INPUT);
    pinMode(8, OUTPUT);
    pinMode(9, OUTPUT);
}

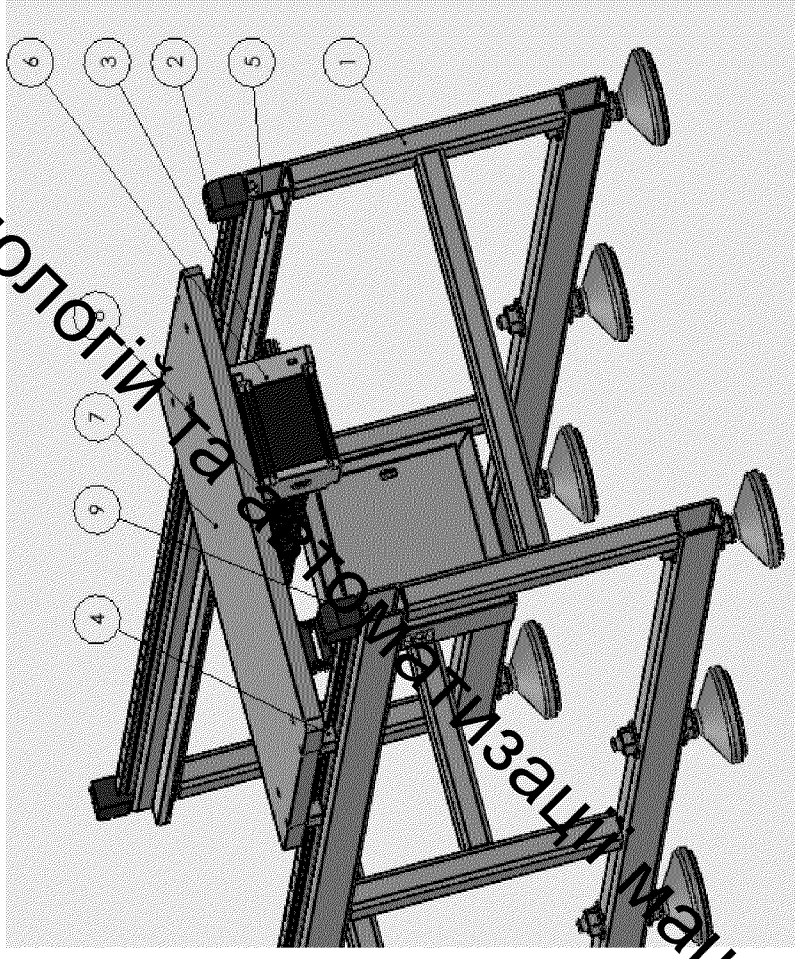
void loop()
{
    digitalWrite(8, LOW);
    digitalWrite(9, LOW);
    butt=digitalRead(2);

    if(butt==1 && butt_flag==0)
    {
        butt_flag=1;
        led_flag=!led_flag;
        delay(50);
        ff1(60, 9280);
        delay(1100);
        ff1(1200, 4640);
        delay(1100);
        ff1(60, 9280);
        delay(1100);
        ff1(1200, 4640);
        delay(1100);
        ff1(60, 9280);
        delay(1100);
        digitalWrite(8, HIGH);
        ff1(60, 37120);
        delay(4440);
        if(butt==0 && butt_flag==1) {
            butt_flag=0;}
    }
}
```


СПРОЄКТОВАНИЙ АВТОМАТИЗОВАНИЙ ПРИВОД МОДУЛЯ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ

Технічні характеристики модуля лінійних переміщень:

- габаритні розміри каретки (в плані) – 350x350мм;
- вантажопідйомність – 110 кг;
- макс. швидкість переміщення – 0,35 м/с;
- хід каретки – 2,0 м.
- споживана потужність – 0,1 кВт.



- 1 – рама, 2 – каретка, 5 – кронштейн, 7 – кроковий двигун, 8 – кабель канал, 9 – демфер

1. Габаритні розміри каретки, мм.	350х350
2. Вантажопідйомність, кг	110
3. Максимальна швидкість м/с	0.35
4. Хід каретки, мм	2000

1. Масщення виконується через ніпель, що знаходиться на підшипниках.

2. Машиння зубчато-рейкової передачі виконуються мастилами на літійовій основі.

[illegible]

Висновки

В результаті виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи було спроектовано та запрограмовано модуль лінійних переміщень для промислового робота вантажопід'ємністю 10 кг. Модуль лінійних переміщень забезпечує виконання зварювальних робіт за допомогою транспортування робота.

На основі індивідуального та технічного завдань описано службове призначення виробу та виконати аналіз кінематичної схеми, розраховано розрахункове навантаження в 1569,7 Н та прийнято потужність приводу в 100 Вт.

Розроблено конструкцію рами із труб прямокутного профілю 30x50 мм товщиною стінки 2,0 мм. Забезпечено коефіцієнт запасу міцності 4.

Підібрано кроковий двигун FL86STH118-4208A FULLING MOTOR. Розраховано зубчасторейкову передачу з модулем 1,25 мм, ділильний діаметр шестерні 30 мм, а довжина рейки – 2500 мм.

Вибрано підшипники KUV15-B-EC із запасом по вертикальному зусиллю понад 6 разів, а також має запас по статичному моменту в 1,3 рази.

Обґрунтовано обслуговування та мащення рухомих елементів виробу. Розроблено та запрограмовано систему керування модулем лінійних переміщень на базі контролера Arduino. Описано роботу спроектованого модуля лінійних переміщень та його технічні характеристики.

Проведено аналіз стану охорони праці під час роботи модуля лінійних переміщень. Прийняті показники по мікроклімату, освітленню, шумо- та звукоізоляції. Розроблено рекомендації по техніці безпеки: електробезпеці та пожежній безпеці для створення безпечних умов роботи.