

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
Приладобудівний факультет
Кафедра автоматизації та систем неруйнівного контролю**

До захисту допущено:

Завідувач кафедри

_____ Юрій КИРИЧУК

« ___ » _____ 2023

Дипломний проєкт

на здобуття ступеня бакалавра

**за освітньо-професійною програмою «Комп'ютерно - інтегровані
технології проєктування приладів»**

**спеціальності 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані
технології»**

**на тему: «Автоматизована система ергономічного налаштування
велосипеда»**

Виконав (-ла):

студент (-ка) IV курсу, групи ПМ-91

Нестерук Єгор Іванович _____

Керівник:

доцент, кандидат технічних наук

Нечай Сергій Олексійович _____

Рецензент:

доктор технічних наук, професор

Шевченко Костянтин Леонідович _____

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

Студент _____

Київ – 2023

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість Листів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проєкт	2	
2	A4	ДПБ ПМ-91.17.1760.001ПЗ	Пояснювальна записка	63	
3	A1	ДПБ ПМ-91.17.1760.002		1	
4	A1	ДПБ ПМ-91.17.1760.003 СК		1	
5	A4	ДПБ ПМ-91.17.1760.004 СК		1	
6	A3	ДПБ ПМ-91.17.1760.005 СК		1	
7	A3	ДПБ ПМ-91.17.1760.006 СК		1	
8	A3	ДПБ ПМ-91.17.1760.007		1	
9	A4	ДПБ ПМ-91.17.1760.008		1	
10	A4	ДПБ ПМ-91.17.1760.009		1	
11	A4	ДПБ ПМ-91.17.1760.010 СП		2	
12	A4	ДПБ ПМ-91.17.1760.011 СП		2	
13	A1	ДПБ ПМ-91.17.1760.012 СхЕ		1	
14	A4	ДПБ ПМ-91.17.1760.013 СП		1	
15	A4	ДПБ ПМ-91.17.1760.014 СП		1	

				ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ		
	ПБ	Підп.	Дата			
Розробн.	Нестерук Є.І.			Відомість дипломного проєкту	Лист	Листів
Керівн.	Нечай С.О.					
Консульт.						
Н/контр.						
Зав.каф.	Киричук Ю.В.					
				КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. 1760 Гр. ПМ-91		

Пояснювальна записка
до дипломного проєкту
на тему: «Автоматизована система ергономічного
налаштування велосипеда»

Виконав :
студент IV курсу, групи ПМ-91
Нестерук Єгор Іванович

Керівник:
доцент, кандидат технічних наук
Нечай Сергій Олексійович

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**

Приладобудівний факультет

Кафедра автоматизації та систем неруйнівного контролю

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»

Освітньо-професійна програма «Комп'ютерно – інтегровані технології проектування приладів»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Юрій КИРИЧУК

«__» _____ 2023

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Нестеруку Єгору Івановичу

1. Тема проєкту «Автоматизована система ергономічного налаштування велосипеда», керівник проєкту Нечай Сергій Олексійович, доцент, кандидат технічних наук, затверджені наказом по університету від 30 » травня 2023 р. № 2057-с
2. Термін подання студентом проєкту 16 червня 2023
3. Вихідні дані до проєкту: Має змогу підбору налаштувань для людей зростом від 140 см до 220 см, та вагою до 150 кг, діапазон регулювання має складати по вертикальній осі: для сідла 420 мм, для керма 585 мм, по горизонтальній осі для сідла 265 мм, для керма 370 мм; Габаритні розміри не перевищувати 1,5м x 0,5 м x 1,5 м.
4. Зміст пояснювальної записки: Перелік позначень та скорочень; Вступ; Огляд існуючих систем автоматизованого налаштування велосипеда та основних їх складових; Основні точки; Основні параметри велосипеда; Аналіз параметрів представлених на ринку велосипедів; Існуючі системи ергономічного налаштування велосипеда; Принцип роботи тензодатчиків ваги; Огляд існуючих типів конструкції тензодатчиків; Дослідження принципу переміщення частин системи; Створення системи ергономічного налаштування велосипеда; Розрахунок діапазонів регулювань для верхньої точки сідла; Розрахунок

діапазонів регулювань для точки затиску керма; Розрахунок передачі гвинт-гайка; Розробка електричної схеми; Моделювання основних компоненті; Висновок; Список літератури.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо) Презентаційний плакат 1 аркуш А1; складальний кресленик системи 1 аркуш А1; складальний кресленик механізму регулювання сидла 1 аркуш А1; деталювання 1 аркуш А1; Схема електрична принципова 1 аркуш А1. Загалом 5 аркушів А1.

6. Консультанти розділів проєкту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Здання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1	Одержання затвердженого завдання до дипломного проєкту	14.02.2023	
2	Аналіз параметрів, що впливають на ергономіку велосипеда.	15.02.2023-25.02.2023	
3	Огляд і аналіз технічних характеристик систем ергономічного налаштування велосипеда	25.02.2023-01.03.2023	
4	Опис принципу роботи та існуючих типів тензорезисторних перетворювачів.	01.03.2023-07.03.2023	
5	Дослідження принципу переміщення частин системи оснований на передачі гвинт-гайка	08.03.2023-15.03.2023	
6	Розрахунок діапазонів регулювання системи для забезпечення покриття більшості геометрій велосипедів.	16.03.2023-31.03.2023	
7	Розрахунок передачі гвин-гайка.	01.04.2023-14.04.2023	
8	Аналіз та підбір електрокомпонентів та розробка електричної принципової схеми.	15.04.2023-30.04.2023	
9	Конструювання системи в програмному пакеті SolidWorks	01.05.2023-16.05.2023	
10	Розробка та оформлення графічного матеріалу	17.05.2023-31.05.2023	
11	Висновки та оформлення пояснювальної записки	01.06.2023-07.06.2023	

Студент

Єгор НЕСТЕРУК

Керівник

Сергій НЕЧАЙ

АНОТАЦІЯ

Темою дипломного проекту є дослідження та створення автоматизованої системи ергономічного налаштування велосипеда з метою підвищення швидкості підбору найкращих налаштувань посадки велосипедиста з урахуванням його антропометричних даних для збільшення комфорту та запобіганню травмувань суглобів під час педалювання.

В ході виконання буде проведено огляд існуючих автоматизованої системи ергономічного налаштування велосипеда, огляд принципу роботи та тензодатчиків, їх основних типів конструкції. Огляд передачі гвин-гайка, її характеристик, переваг та недоліків. Розглянуто сучасну електротехнічну базу, на основі якої побудовано електричну принципову схему системи.

Проведені розрахунки необхідних діапазонів регулювання системи. Розраховані основні компоненти механізмів переміщення. Проведено вибір матеріалів та розроблені конструкції частин стенду.

На основі розглянутого матеріалу було спроектовано конструкцію власної автоматизованої системи ергономічного налаштування велосипеда, проведено її моделювання в програмному пакеті Solidworks.

Ключові слова: налаштування велосипеда, ергономічна посадка, діапазони регулювань, механізм переміщення, Solidworks моделювання.

ANNOTATION

The topic of the thesis project is the research and development of an automated bicycle ergonomic adjustment system to increase the speed of selecting the best cyclist's seating position based on anthropometric data to increase comfort and prevent joint injuries during pedaling.

In the course of the work, an overview of existing automated systems for ergonomic adjustment of the bicycle will be conducted, an overview of the principle of operation and load cells, their main types of construction. An overview of the screw-nut transmission, its characteristics, advantages and disadvantages. The modern electrical engineering base is considered, on the basis of which the electrical schematic diagram of the system is built.

Calculations of the required control ranges of the system are carried out. The main components of the movement mechanisms are calculated. The materials were selected and the designs of the stand parts were developed.

Based on the material considered, the design of our own automated system for ergonomic bicycle adjustment was designed and modeled in the Solidworks software package.

Keywords: bicycle adjustment, ergonomic fit, adjustment ranges, movement mechanism, Solidworks modeling.

ЗМІСТ

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	10
ВСТУП.....	11
1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЗОВАНОГО НАЛАШТУВАННЯ ВЕЛОСИПЕДА ТА ОСНОВНИХ ЇХ СКЛАДОВИХ.....	12
1.1 Існуючі системи ергономічного налаштування велосипеда.....	12
1.2 Основні точки.....	14
1.3 Основні параметри велосипеда.....	16
1.4 Аналіз параметрів представлених на ринку велосипедів.....	17
1.5 Принцип роботи тензодатчиків ваги.....	19
1.6 Огляд існуючих типів конструкції тензодатчиків.....	23
1.7 Дослідження принципу переміщення частин системи.....	24
1.7.1 Проектний розрахунок передачі гвинт – гайка.....	24
1.7.2 Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків.....	28
1.7.3 Розрахунок гвинта на міцність.....	28
2. СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ ЕРГОНОМІЧНОГО НАЛАШТУВАННЯ ВЕЛОСИПЕДА.....	30
2.1 Розрахунок діапазонів регулювань для верхньої точки сидла	30
2.1.1 По вертикальній осі.....	30
2.1.2 По горизонтальній осі.....	32
2.2 Розрахунок діапазонів регулювань для точки затиску керма.....	33
2.2.1 По вертикальній осі.....	33

					<i>ДПБ ПМ91.17.1760.001 ПЗ</i>		
Змін.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Нестерук Є.І.			Автоматизована система ергономічного налаштування велосипеда	Арк.	Аркуш	Аркушів
Перевірів					8	63	
Реценз.	Шевченко К.Л.				ПБФ, каф. АСНК, гр.		
Н. Контр.					ПМ-91		
Затвердив	Нечай С.О.						

2.2.2 По горизонтальній осі.....	36
2.3 Розрахунок передачі гвинт-гайка.....	38
2.3.1 По вертикальній осі ВТС.....	38
2.3.2 По вертикальній осі ТЗК.....	42
2.4 Розробка електричної схеми.....	45
2.4.1 Контроль ваги.....	45
2.4.2 Контроль кутів нахилу суглобів велосипедиста.....	47
2.4.3 Приводи для регулюючих механізмів.....	50
2.5 Моделювання основних компонентів.....	55
2.5.1 Механізм регулювання.....	55
2.5.2 Кріплення.....	58
ВИСНОВОК.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	58

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- ВТС – верхня точка сідла;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
ТЗК – точка затиску керма;
ТП – тензометричні перетворювачі;
ЦАП – цифро аналоговий перетворювач;
 F_a – осьова сила;
Н – висота гайки;
К - коефіцієнт пропорційності;
Р – крок різьби;
[р] – допустимий питомий тиск;
l - довжина провідника тензодатчика;
R - опір;
 ΔR - зміна величини опору при деформації;
 r_{1-4} – опір тензорезисторів;
S - поперечний переріз провідника тензодатчика;
U – напруга на вході;
 $U_{\text{вих}}$ – вихідна напруга;
z – число заходів різьби;
 ε – коефіцієнт висоти гайки;
 λ – коефіцієнт висоти наріз;
f – коефіцієнти тертя;
 $\sigma_{\text{ст}}$ – допустимі напруження;
 σ_T – границя текучості матеріалу
[τ]_{зр} – допустиме напруження.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

ВСТУП

На сьогоднішній день велокультура в Україні набула великої популярності. По результатам опитувань, вже у 2019 році 42% населення України мало велосипед у своєму розпорядженні. За останні роки, у зв'язку з розвитком інфраструктури доставки та будучи більш безпечним транспортом під час пандемії велосипед набув ще більшої популярності, як більш екологічний та економічний вид транспорту та став використовуватись ще більшою кількістю людей на постійній основі. В зв'язку з цим питання ергономічної посадки стало ще гострішим, адже неправильна посадка на велосипеді крім дискомфорту при їзді також може призвести до проблем зі здоров'ям.

Одним з варіантів вирішення питання в підборі ергономічного налаштування велосипеда є система її автоматизованого підбору. Система, що дозволить правильно і швидко підібрати налаштування, які будуть підходити людині в залежності від її антропометричних даних та від її цілей, таких як наприклад повсякденна їзда, велотуризм чи спортивні дисципліни.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
						11
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЗОВАНОГО НАЛАШТУВАННЯ ВЕЛОСИПЕДА ТА ОСНОВНИХ ЇХ СКЛАДОВИХ

1.1 Існуючі системи ергономічного налаштування велосипеда

Найпростішим варіантом підбору ергономічних налаштувань велосипеда є самостійне налаштування велосипеда основане на власних відчуттях. Цей варіант хоч і є найпопулярнішим серед інших, однак має низку недоліків, найбільшим з них є підбір хоч і камфорних налаштувань, але які можуть призвести до розвинення вад суглобів нижніх кінцівок.

Ще одним варіантом підбору налаштувань є їх підбір з участю кваліфікованої людини. Підбір налаштувань відбувається на велосипеді, встановленому на стенді. Цей варіант вже виключає нанесення шкоди здоров'ю велосипедиста, але все ще залишається довгим та дорогим.



Рисунок 1.1.1 – Підбор налаштувань з участю спеціаліста.[1]

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Останнім варіантом підбору ергономічним характеристик є системи підбору ергономічних налаштувань. Одним з варіантів такої системи є система «Байк фіт» від бренду Shimano.



Рисунок 1.1.2 – Система підбору ергономічних налаштувань «Байк фіт».[2]

Система представляє собою стенд, що імітує посадку на велосипеді та дозволяє змінювати характеристики його геометрії під час безпосереднього прevalювання на ньому. Механізм регулювання оснований на переміщення елементів стенду за рахунок сили оператора стенду. Така система підвищує швидкість підбору налаштувань, виключає необхідність часткового розбирання велосипеда учасника підбору, в результаті зменшується як і час який витрачається на підбір ергономічних налаштувань, так і ціна.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Ще одним варіантом такої системи є система «Retul fit», розробленим у співпраці з велосипедним брендом Specialized.



Рисунок 1.1.3 – система підбору ергономічних налаштувань «Retul fit».[3]

Система є аналогічною до першої, але має трохи змінену геометрію регулювань, та вже використовує датчики що кріпляться на велосипедиста, та відео фіксацію з відстеженням роботи суглобів під час педалювання, для більш швидкого визначення антропометричних даних велосипедиста.

1.2 Основні точки

Для налаштування велосипеда, необхідно обрати основні точки, від яких будемо відштовхуватись та вести виміри. Точки мають бути безпосередньо пов'язані з місцями взаємодії людини з велосипедом, та в місцях по яким можна характеризувати геометрію рами в не залежності від призначення

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

велосипеда та його розмірів. Тому було обрано наступні точки, представлені на рисунку 1.2.



Рисунок 1.2 – Основні точки.

Основні точки, що використовуються при налаштуванні велосипеда:

- Центр каретки (вісь каретки велосипеда, до якої кріпляться шатуни);
- Верхня центральна точка кермового стакану;
- Точка затиску керма (вісь керма, знаходиться в центрі затиску керма у виносі);
- Верхня центральна точка підсідельної труби;
- Верхня точка сідла.

1.3 Основні параметри велосипеда

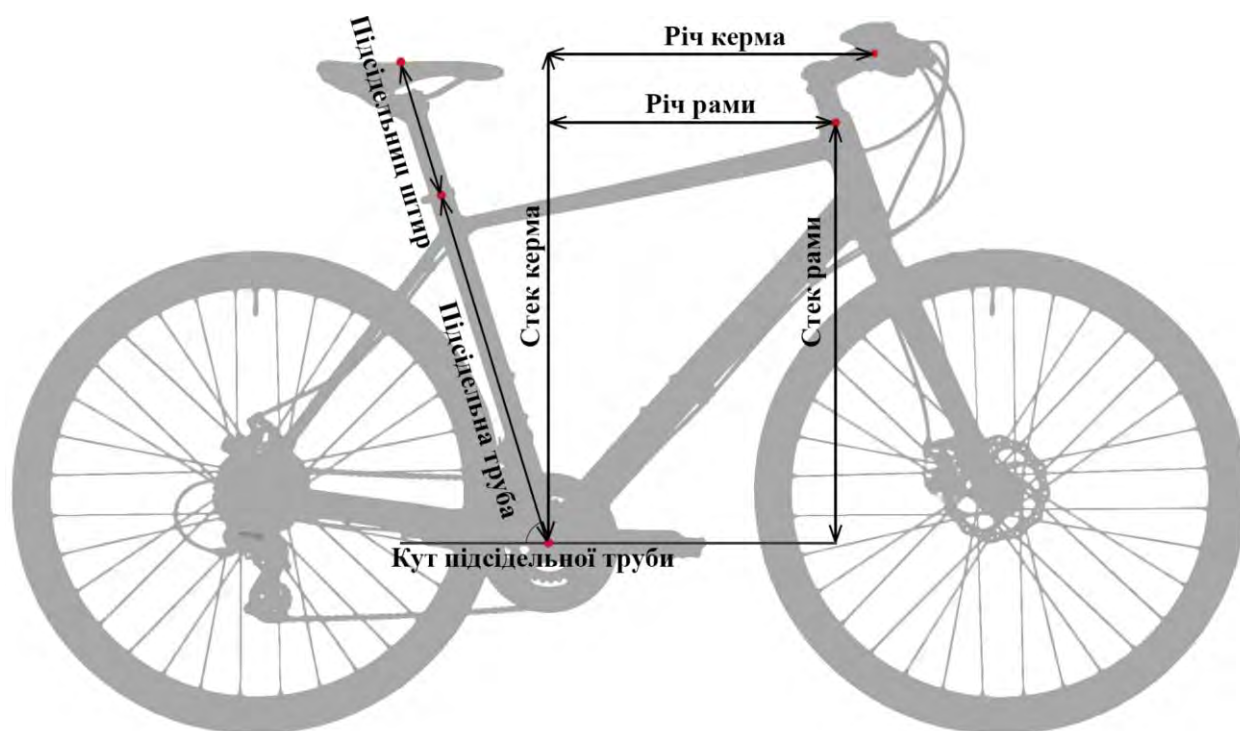


Рисунок 1.3 – Основні параметри велосипеда.

Виробниками велосипеда надаються наступні параметри, що нас цікавлять:

Річ рами (від англ. Frame reach) – це відстань від центра каретки до уявної прямої, що йде з верхньої центральної точки кермового стакану вертикально вниз;

Стек рами (від англ. Frame stack) - це відстань від центральної точки кермового стакану до уявної прямої, що йде горизонтально з центра каретки.

Довжина підсідельної труби – відстань від центра каретки до верхньої центральної точки підсідельної труби;

Кут підсідельної труби – кут між віссю підсідельною трубою та уявною горизонтальною прямою;

Кут кермового стакану - кут між віссю кермового стакану та уявною горизонтальною прямою;

1.4 Аналіз параметрів представлених на ринку велосипедів

Аналіз параметрів рам на прикладі велосипедів різного призначення українського бренду «PRIDE BIKES»

Зібрано дані про 21-у модель велосипедів бренду, в усіх представлених на ринку розмірах (від XS до XL).

Таблиця 1.1 Основні параметри велосипедів.

	Назва моделі	Річ рами (Frame reach)		Стек рами (Frame stack)	
		min	max	min	max
1	Pride ROCX 8.3	384	427	557	609
2	Pride ROCX DIRT Tour	366	398,5	570	630
3	Pride ROCX 8.1	360	411	559	601
4	Pride T-ROCX	383	415,5	547	603,5
5	Pride SPROCKET 8.1	357	408	568	611
6	Pride ROCX 8.1 FLB	400	442,5	573	630
7	Pride JET ROCX	375	394	557,5	609
8	Pride JET ROCKET	364	398	545	630
9	Pride ROCKSTEADY 7.1	405	453	602	635
10	Pride STELLA 6.1	360	420	557	588
11	Pride MARVEL 7.1	401	418,5	604	614,5
12	Pride MARVEL 7.2	379	418	610	628
13	Pride MARVEL 9.2	390	424	651	670
14	Pride STELLA 7.3	384	397,5	599	603,5
15	Pride REBEL 9.1	381	423	653	672
16	Pride REBEL 9.2	381	423	653	672
17	Pride REVENGE 9.1	430	480	620	630
18	Pride REVENGE 9.2	430	480	620	630
19	Pride MUTE	378	378	759,5	759,5
20	Pride CAFERACER	367	408	582	611
21	Pride SAVAGE	430	439,5	628	646,5

Таблиця 1.1 Продовження.

	Назва моделі	Довжина підсідельної труби		Кут кервомого стакану	Кут підсідельної труби
		min	max		
1	Pride Rocx 8.3	480	555	71,5	73
2	Pride Rocx Dirt Tour	480	540	70,5	73
3	Pride Rocx 8.1	480	555	71,5	74
4	Pride T-rocx	480	540	70,5	73,5
5	Pride Sprocket 8.1	480	555	71,5	74
6	Pride Rocx 8.1 flb	505	555	71,5	73
7	Pride Jet rocx	520	580	72	73
8	Pride Jet rocket	470	560	72	72
9	Pride Rocksteady 7.1	410	510	70	72
10	Pride Stella 6.1	340	505	71	73
11	Pride Marvel 7.1	430	480	70,5	73
12	Pride Marvel 7.2	380	480	73	73
13	Pride Marvel 9.2	430	530	70,5	72,5
14	Pride Stella 7.3	406	457	71	73
15	Pride Rebel 9.1	430	530	70,5	72,5
16	Pride Rebel 9.2	430	530	70,5	72,5
17	Pride Revenge 9.1	430	530	66,5	73,5
18	Pride Revenge 9.2	430	530	66,5	73,5
19	Pride Mute	470	470	69	69
20	Pride Caferacer	505	555	71,5	73
21	Pride Savage	430	480	68	74

1.5 Принцип роботи тензодатчиків ваги

Як варіант покращення за для збільшення інформативності, та можливості оцінки розподілення ваги велосипедиста під час безпосереднього педалювання, що є важливим для збільшення комфорту та вибору правильних характеристик в залежності від виду велосипеда є встановлення тензодатчиків ваги під сідло та кермо станду.

Тензодатчики є основним базовим пристроєм для перетворення фізичного значення ваги в нормований електричний сигнал. Потім сигнал від тензодатчика обробляється вторинними перетворювачами (ваговим індикатором, ваговим процесором, аналого-цифровим перетворювачем тощо).

Тензодатчики вагові - прилад для вимірювання деформацій різних конструкцій, заснований на визначенні переміщення (або зсуву) пружного елемента. Датчики переміщення можуть вимірювати як лінійне зміщення (під час поступального руху), так і кут повороту (під час обертання). Існує багато способів вимірювання деформації відповідно до використовуваних принципів перетворення: тензорезистивна деформація, оптична поляризація, п'єзорезистивна, волокно-оптичне або просто знімання показань із серії механічних тензодатчиків. Серед електронних тензодатчиків найбільшого поширення набули тензорезистивні тензодатчики.[4]

Тензорезистор є основою тензодатчика. Він згинається при механічному тиску на підкладку, що призводить до розтягування плівки, фольги або дроту. Змінюється площа поперечного перерізу, в розтягнутому стані підвищується опір. Резистивний шар і підкладка повертаються у свої попередні положення, коли тиск падає, а опір резистивного шару починає падати та повертається до номінального.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

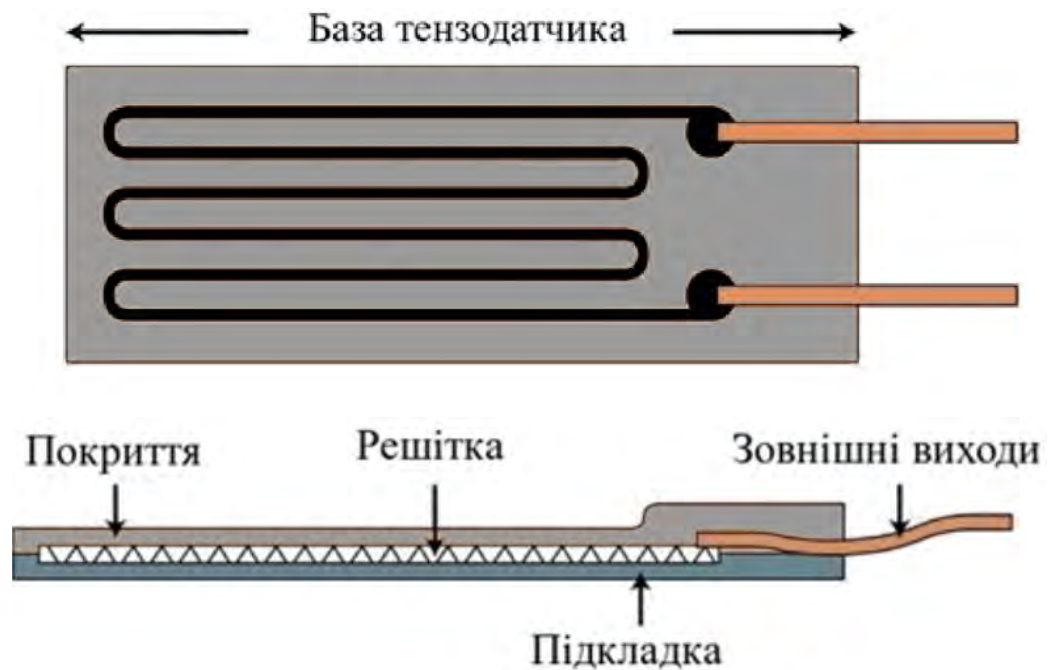


Рисунок 1.4.1 - Схема тензорезистора.

В основі роботи тензорного резистора лежить закон Гука, який говорить, що зміна електричного опору щодо початкового розташування елемента пропорційна подовженню або стисненню датчика. Ця ідея служить орієнтиром при визначенні коефіцієнта пропорційності:

$$K = \Delta l / l = \Delta R / R; \quad (1.1)$$

де K - коефіцієнт пропорційності;

l - довжина вимірюваного елемента в стані спокою;

ΔR - зміна величини опору при деформації;

R - значення опору тензорезистора в нормальному положенні.

При знаходженні в стані спокою доріжки тензорезистора мають певну товщину і довжину провідника. Опір всього резистивного елемента тензодатчика визначається за формулою:

$$R = (\rho * l) / S; \quad (1.2)$$

де ρ - питомий опір матеріалу, як правило, в якості металу з постійним питомим опором використовують константан;

l - довжина провідника тензодатчика;

S - поперечний переріз провідника тензодатчика.[5]

У таблиці 1.2 наведено характеристики найчастіше використовуваних тензочутливих матеріалів.

Таблиця 1.2 Характеристики тензочутливих матеріалів[5]

Матеріал	S	d , мкм	ρ , Ом·мм ² /м	$\alpha_R \cdot 10^{-6}$, 1/°C	
Константан МНМЦ-40-1,5	2,1	10; 20; 30	0,46...0,52	-20...110	
Сплав НМ23ХЮ	2,2±0,05	10;20; 30	1,45...1,60	<35	
Матеріал	E , Па	σ_B , Па	$\varepsilon_{l_{max}}$, %	$\alpha_1 \cdot 10^6$, 1/°C	t_{max} , °C
Константан МНМЦ-40-1,5	$1,48 \cdot 10^{11}$	$65 \cdot 10^7$	-	14...15	500
Сплав НМ23ХЮ	$2,1 \cdot 10^{11}$	$(130-150) \cdot 10^7$	>18	11,5	500

Тензорезистори з'єднуються мостовою системою в одне, два або чотири плеча. При цьому в двох протилежних плечах вмикаються перетворювачі, що реагують на однакову деформацію, а в двох інших - ті, що реагують на однакову деформацію, але з протилежним знаком. Міст з двома, чотирма ТП має чутливість в 2 і 4 рази вище, ніж міст з одним ТП відповідно.[6]

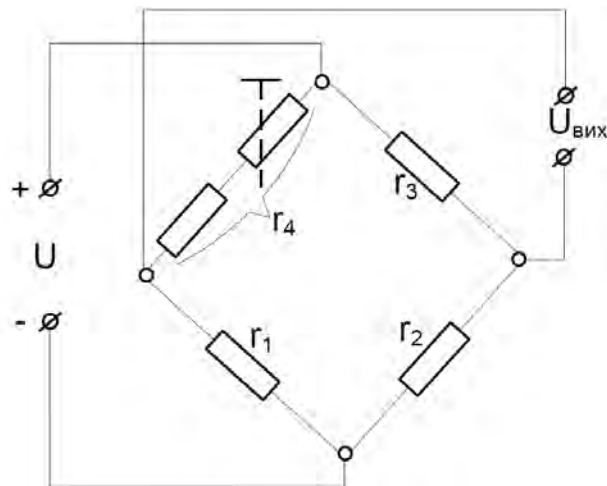


Рисунок 1.4.2 - Мостова схема ввімкнення тензоперетворювачів.

Вихідна напруга у цьому випадку знаходиться за формулою:

$$U_{\text{вих}} = U \frac{r_1 r_3 - r_2 r_4}{(r_1 + r_4)(r_2 + r_3)} ; \quad (1.3)$$

де U – напруга на вході;

$U_{\text{вих}}$ – вихідна напруга;

r_{1-4} – опір тензорезисторів.

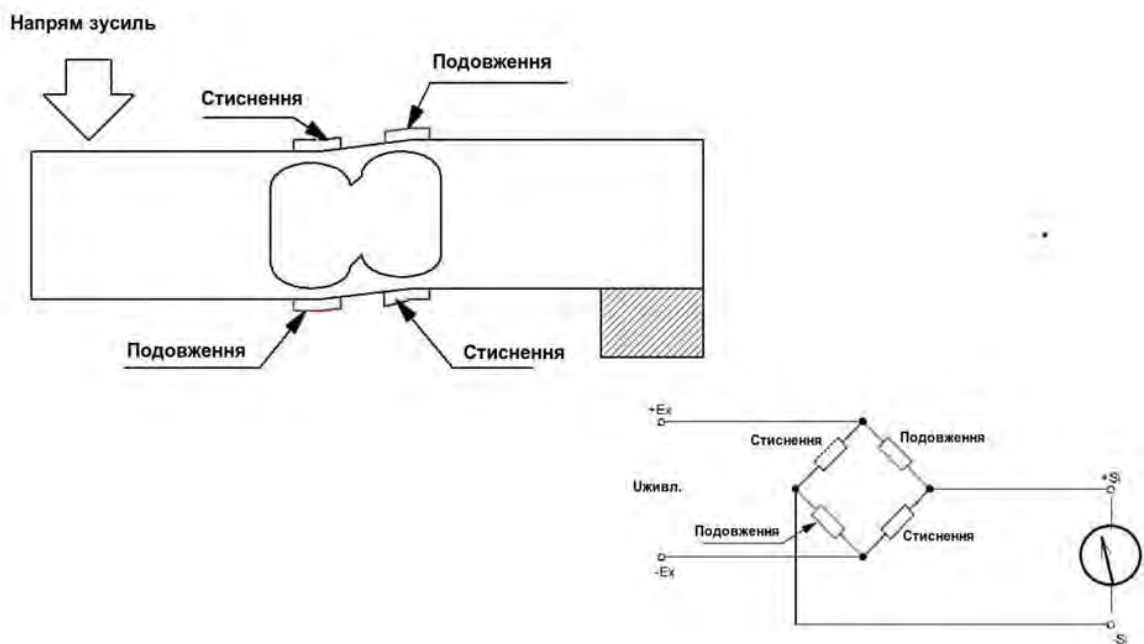


Рисунок 1.4.3 – Вплив навантажень на тензодатчик.

Згідно з рисунком 1.4.3, можна спостерігати затискання двох резисторів та розтягування інших двох, що призводить до порушення рівноваги в електричному колі, і через вихід тензодатчика починає протікати струм. Вимірювальний пристрій реагує на зміну різниці потенціалів. Припинивши вплив навантаження на тензодатчик, пластина повернеться у початковий стан, а міст знову перейде в рівноважний стан.

1.6 Огляд існуючих типів конструкції тензодатчиків

Тензодатчики, чутливим елементом котрих є тензорезистор, можуть мати різноманітну будову, залежно від кількості та будови чутливих елементів.



Рисунок 1.5.1 –Тензодатчики ваги різних конструкцій: а - міні-сенсор, б – колона, в - S-подібний, г - Single-point, г - балка зрізу, д - двостороння балка зрізу

1.7 Дослідження принципу переміщення частин системи

Для роботи стенду необхідно забезпечити можливість переміщення його складових частин. Для вирішення цієї задачі можна використати механізм на основі передачі гвинт-гайка.

Переваги передачі: висока несуча здатність, великий вигреш у силі, дозволяє реалізувати повільні переміщення і досягти високу точність переміщення, простота конструкції, плавність і безшумність роботи велика несуча здатність при малих габаритних розмірах.

Недоліки передачі: великі втрати на тертя, значне спрацювання елементів передачі, низький ККД.

Гвинт у передачі гвинт - гайка складається з циліндричної деталі, яка має значну довжину в порівнянні з діаметром. На певній ділянці цієї деталі є різьба. У передачах використовуються різні типи різьби. Наприклад, трикутна різьба згідно з ГОСТ 9150-81 застосовується в кінематичних передачах приладів через її низький коефіцієнт корисної дії (ККД). У трикутній різьбі кут профілю різьби α становить 60° . Для передач силового характеру використовуються трапецеїдальні різьби згідно з ГОСТ 9484-81, а також упорні різьби згідно з ГОСТ 10177-82 і прямокутні різьби.[7]

1.7.1 Проектний розрахунок передачі гвинт – гайка.

Для гвинта основними критерії працездатності якого є міцність, стійкість, зносостійкість, необхідно визначити внутрішнього діаметра нарізки за умови міцності по напруженням стискання з урахуванням крутіння.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		24

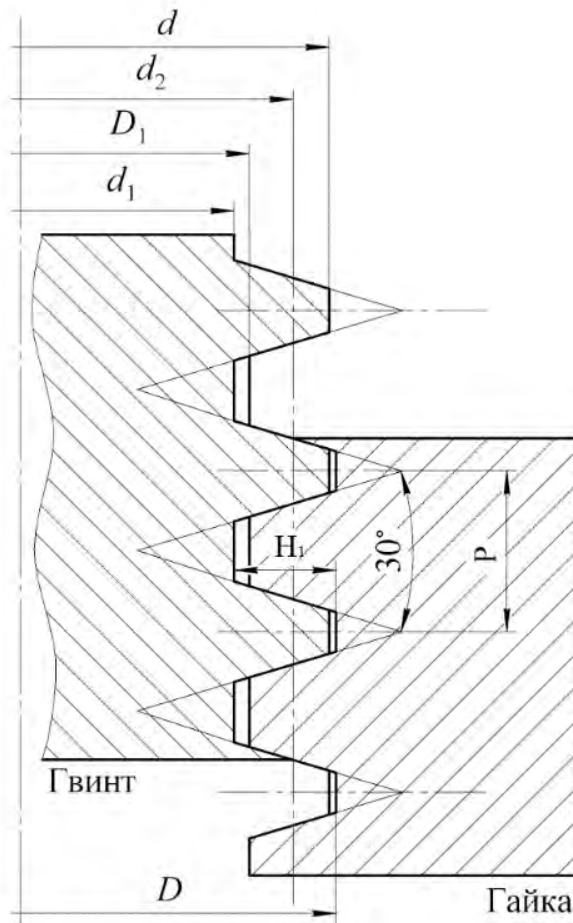


Рисунок 1.6.1 – Трапецевидний профіль нарізи.

Основні параметри різьб такі (див. рис. 1.6.1): зовнішній діаметр різьби d , внутрішній діаметр d_1 , середній діаметр d_2 , крок різьби P , робоча висота профілю різьби H_1 , кут профілю α . [8]

У розрахунках передач гвинт – гайка використовується і такий параметр, як кут ψ підйому витків різьби по її середньому діаметру, який визначається за формулою

$$\operatorname{tg}\Psi = \frac{P_z}{\pi d_2} = \frac{P \cdot z}{\pi d_2}; \quad (1.4)$$

де z – число заходів різьби.

Та φ' – зведений кут тертя у різьбі, який визначається за співвідношенням

$$\operatorname{tg}\varphi' = \frac{f}{\cos\delta}; \quad (1.5)$$

де δ – при малих кутах підйому витків можна брати для трикутних та трапецеїдальних різьб $\delta \approx 0,5\alpha$, для упорних різьб $\delta \approx 30$, а для прямокутних різьб $\delta = 0$, f – коефіцієнт тертя, де $f = 0,05$ для змащених деталей, $f = 0,1$ для мало змащених деталей.

Фактичний коефіцієнт корисної дії передачі гвинт – гайка при підніманні вантажу визначається за формулою

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg}\Psi}{\operatorname{tg}(\Psi + \varphi')}; \quad (1.6)$$

Середній діаметр нарізі гвинта d_2 за умови зносостійкості обчислюють за формулою

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \varepsilon \lambda [p]}}; \quad (1.6)$$

де F_a – осьова сила, що діє гвинт, ε – коефіцієнт висоти гайки, який приймають за конструктивним розумінням у межах від 1,2 до 2,5; λ – коефіцієнт висоти нарізі, що становить 0,5 – для трапецеїдальної різьби; $[p]$ – допустимий питомий тиск, приймають з умов роботи та матеріалів гвинта і гайки, наступним чином, для пари загартована сталь – бронза беруть $[p] = (12...15)$ МПа, для незагартованої сталі і бронзи від 8 до 10 МПа, для незагартованої сталі і чавуна від 4 до 6 МПа.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

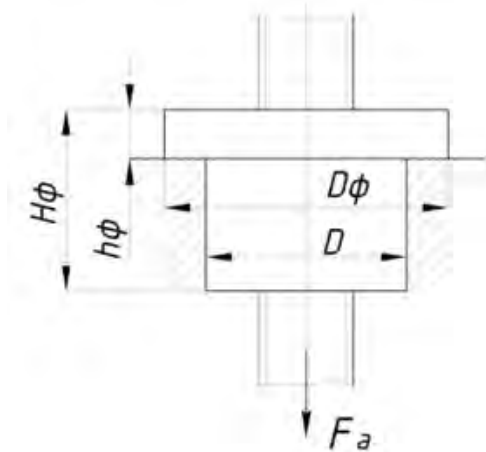


Рисунок.1.6.2 – Розрахункова схема гайки.

Висота гайки розраховується за формулою

$$H = \varepsilon d_2; \quad (1.7)$$

Кількість витків визначають за формулою

$$z_B = \frac{H}{P}; \quad (1.8)$$

де H – висота гайки; P – крок різьби.

Зовнішній діаметр гайки визначаємо із умови міцності на розтяг:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_a\beta}{\pi[\sigma_{ст}]} + d^2}; \quad (1.9)$$

де $\beta = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує закручування гайки, $\sigma_{ст}$ – допустимі напруження: для бронзи 35 - 45 МПа, для чавуну 20-25 МПа;

Діаметр фланця визначаємо із умови міцності на зминання:

$$D_\phi \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma_{ст}]} + D^2}; \quad (1.10)$$

Висоту фланця визначаємо із умови міцності на зріз:

$$h \geq \frac{F_a}{\pi D [\tau]_{зр}}; \quad (1.11)$$

де $[\tau]_{зр}$ – допустиме напруження $[\tau]_{зр} = (25...30)$ МПа – для гайки із бронзи і $[\tau]_{зр} = (45...50)$ МПа – для чавунних гайок.

1.7.2 Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків.

Робоча висота витків різьби розраховується за формулою

$$H_1 = \lambda P; \quad (1.12)$$

Тиск у контакті витків передачі з вибраними розмірами при робочій висоті витків розраховується за формулою

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z_B}; \quad (1.13)$$

Стійкість витків проти спрацювання забезпечується за умови, що $p < [p]$.

1.7.3 Розрахунок гвинта на міцність.

Нормальне напруження розтягу (стиску) визначається за формулою

$$\sigma_p = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}; \quad (1.14)$$

Запас міцності гвинта за границею текучості визначається за співвідношенням

$$s = \frac{\sigma_T}{\sigma_p}; \quad (1.15)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу, при $s > 1$ забезпечується достатня міцність.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Дотичне напруження кручення визначається з співвідношення

$$\tau = \frac{16T_s}{\pi d_0^3}; \quad (1.16)$$

Де момент сил тертя у різьбі співвідношення визначається за формулою

$$T_s = F \frac{d}{2} d_2 \operatorname{tg}(\Psi + \varphi'); \quad (1.17)$$

Гвинти у більшості випадків підлягають деформаціям розтягу або стиску від дії осьової сили F_a та деформаціям кручення за рахунок дії моменту T_s від сил тертя в різьбі та в опорах. Тому міцність гвинтів перевіряють за умовою

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]; \quad (1.18)$$

де допустиме напруження для сталевих гвинтів $[\sigma] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T [6]$

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
						29
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ ЕРГОНОМІЧНОГО НАЛАШТУВАННЯ ВЕЛОСИПЕДА

2.1 Розрахунок діапазонів регулювань ВТС:

2.1.1 По вертикальній осі

Для визначення діапазону регулювання по вертикальній осі ВТС (верхньої точки сідла) в таблиці 1.1 знаходимо довжини підсідельної труби. Мінімальна довжина становить від 340мм до 580мм.

Також враховуємо довжину підсідельного штиря, яка досягає 400мм в довжину, але мінімум 100мм з них мають затискатися у підсідельній трубі. Тому враховуємо 300 мм. Також необхідно врахувати габарити механізму фіксації сідла, що становлять до 40мм та сідла від 40мм до 100мм відповідно.

За мінімальну довжину від центра каретки до ВТС візьмемо:

$$l_{1_min} = l_{п_min} + h_{фс} + h_{с_min}; \quad (2.1)$$

де l_{1_min} - мінімальна довжина від центра каретки до ВТС;

$l_{п_min}$ – мінімальна довжини підсідельної труби;

$h_{фс}$ – висота механізму фіксації сідла;

$h_{с_min}$ – мінімальна висота сідла.

$$l_{1_min} = 340 + 40 + 40 = 420\text{мм};$$

За максимальну:

$$l_{1_max} = l_{п_max} + h_{фс} + h_{с_max}; \quad (2.2)$$

де l_{1_max} - максимальна довжина від центра каретки до ВТС;

$l_{п_max}$ – максимальн довжини підсідельної труби;

$h_{фс}$ – висота механізму фіксації сідла;

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
						30
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

h_{c_max} – максимальн висота сідла.

$$l_{1_max} = 580 + 300 + 40 + 100 = 1020 \text{ мм};$$

Враховуючи, що кут підсідельної труби становить $69^\circ - 74^\circ$, розраховано діапазон можливих регулювань по вертикальній осі для ВТС.

$$l_{\alpha_min} = l_{1_min} \cdot \sin\alpha; \quad (2.3)$$

де l_{α_min} – проекція мінімальної довжини від центра каретки до ВТС на вертикальну вісь;

α – кут нахилу підсідельної труби велосипеда.

$$l_{\alpha1_min} = 420 \cdot \sin 69^\circ \approx 392,1 \text{ мм};$$

$$l_{\alpha_max} = l_{1_max} \cdot \sin\alpha; \quad (2.4)$$

де l_{α_max} – проекція максимальної довжини від центра каретки до ВТС на вертикальну вісь.

$$l_{\alpha1_max} = 1020 \cdot \sin 74^\circ \approx 980,49 \text{ мм};$$

Але навіть при можливості налаштування деяких велосипедів до настільки високих показників, вважається не доцільним їх використання, адже довжина ноги від сідничної кістки до п'ятки складає 44% від її зросту. Тому вважається доцільнішим взяти 968мм (при зрості людини 2,2м) за довжину від ВТС до педалі у нижньому положенні шатуна. Тоді для діапазону регулювань ВТС по вертикальній осі за максимальне її положення відносно центру каретки з урахуванням довжини шатуна, що при зрості 2,2м буде складати 180мм тому за $l_{\alpha_max} = 788\text{мм}$:

Отже діапазон регулювань ВТС по вертикальній осі складає:

$$\Delta l_1 = l_{\alpha1_max} - l_{\alpha1_min}; \quad (2.5)$$

де Δl_1 – діапазон регулювань ВТС по вертикальній осі.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$\Delta l_1 = 788 - 392,1 = 395,9 \approx 400 \text{ мм};$$

2.1.2 По горизонтальній осі

Для визначення діапазону регулювання ВТС по горизонтальній осі за умови, що кут підсідельної труби становить $69^\circ - 74^\circ$, розраховано:

$$l_{\alpha 2_min} = l_{1_min} \cdot \cos \alpha; \quad (2.6)$$

де $l_{\alpha 2_min}$ – проекція мінімальної довжини від центра каретки до ВТС на горизонтальну вісь;

$$420 \cdot \cos 74^\circ \approx 115,77 \text{ мм};$$

$$l_{\alpha 2_max} = l_{1_max} \cdot \cos \alpha; \quad (2.7)$$

де $l_{\alpha 2_max}$ – проекція мінімальної довжини від центра каретки до ВТС на горизонтальну вісь;

$$788 \cdot \cos 69^\circ \approx 282,39 \text{ мм};$$

Також враховано можливе зміщення кріплення назад на підсідельному штирі $0 - 20$ мм, та діапазон можливого вертикального налаштування сідла велосипеда 25 мм в кожну сторону відносно центра кріплення.

Отже діапазон регулювань ВТС по горизонтальній осі складає:

$$\Delta l_2 = l_{\alpha 2_max} + \Delta l_{шт} + \Delta l_c - l_{\alpha 2_min}; \quad (2.8)$$

де Δl_2 – діапазон регулювань ВТС по горизонтальній осі;

$\Delta l_{шт}$ – діапазон можливого зміщення підсідельного штиря;

Δl_c – діапазон регулювання сідла в кріплення по горизонтальній осі.

$$\Delta l_2 = 282,39 + 20 + 50 - 115,77 = 243,62 \approx 250 \text{ мм};$$

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

2.2 Розрахунок діапазонів регулювань для точки затиску керма

2.2.1 По вертикальній осі

В діапазон регулювання по вертикальній осі ТЗК (точки затиску керма) в таблиці 1.1 знаходимо стек рами, що становить від 545мм до 759,5мм. Для діапазону буде враховуватись:

$$\Delta l_{\text{стек}} = l_{\text{стек_max}} - l_{\text{стек_min}}; \quad (2.9)$$

де $\Delta l_{\text{стек}}$ – діапазон стека рами;

$l_{\text{стек_max}}$ – максимальний стек рами;

$l_{\text{стек_min}}$ – мінімальна стек рами.

$$\Delta l_{\text{стек}} = 759,5 - 545 = 214,5 \text{ мм};$$

Довжина кермової колонки досягає 100мм, з урахуванням висоти кріплення виносу (приблизно 40 мм) до кермової колонки, його зміщенням на 3-5мм вище її краю та нахилом кермового стакану у $66,5^\circ - 73^\circ$ відносно горизонтальної осі.

У мінімальному положенні, коли кріплення виносу лежить на рольовому стакані:

$$l_{p_min} = \frac{h_{\text{КВ}}}{2} \cdot \sin\beta; \quad (2.10)$$

де l_{p_min} – проекція мінімальної довжини рульової колонки на вертикальну вісь;

$h_{\text{КВ}}$ – висота механізму кріплення виносу на кермовій колонці;

β – кут нахилу кермового стакану.

$$l_{p_min} = \frac{40}{2} \cdot \sin 66,5^\circ \approx 18,34 \text{ мм};$$

У максимально високому положенні кріплення виносу:

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$l_{p_max} = (l_{кк} - \frac{h_{кв}}{2} + h_{зк}) \cdot \sin\beta; \quad (2.11)$$

де l_{p_max} – проекція максимальної довжини рульової колонки на вертикальну вісь;

$l_{кк}$ – максимальна довжина рульової колонки;

$h_{зк}$ – зміщення кріплення над кермовою колонкою.

$$l_{p_max} = \left(100 - \frac{40}{2} + 5\right) \cdot \sin 73^\circ \approx 81,23;$$

Довжина виносу становить від 0мм (умовно, залежить від діаметрів кермової колонки та керма) до 180мм. Кут нахилу до $\pm 60^\circ$ відносно перпендикуляру до осі кермової колонки.

Довжина виносу, що впливає на діапазон регулювань:

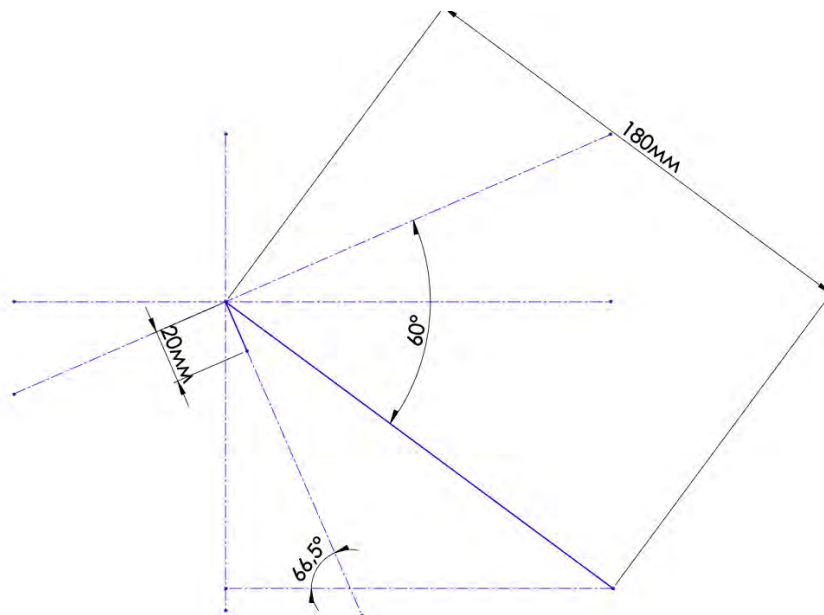


Рисунок 2.1.1 – Найнижче положення ТЗК.

$$l_{в_min} = 180 \cdot \cos(90^\circ - 60^\circ + 90^\circ - 66,5^\circ) = 180 \cdot \cos 53,5^\circ \approx 107,07 \text{ мм};$$

де $l_{в_min}$ – проекція виносу у найнижчому положенні на вертикальну вісь;

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

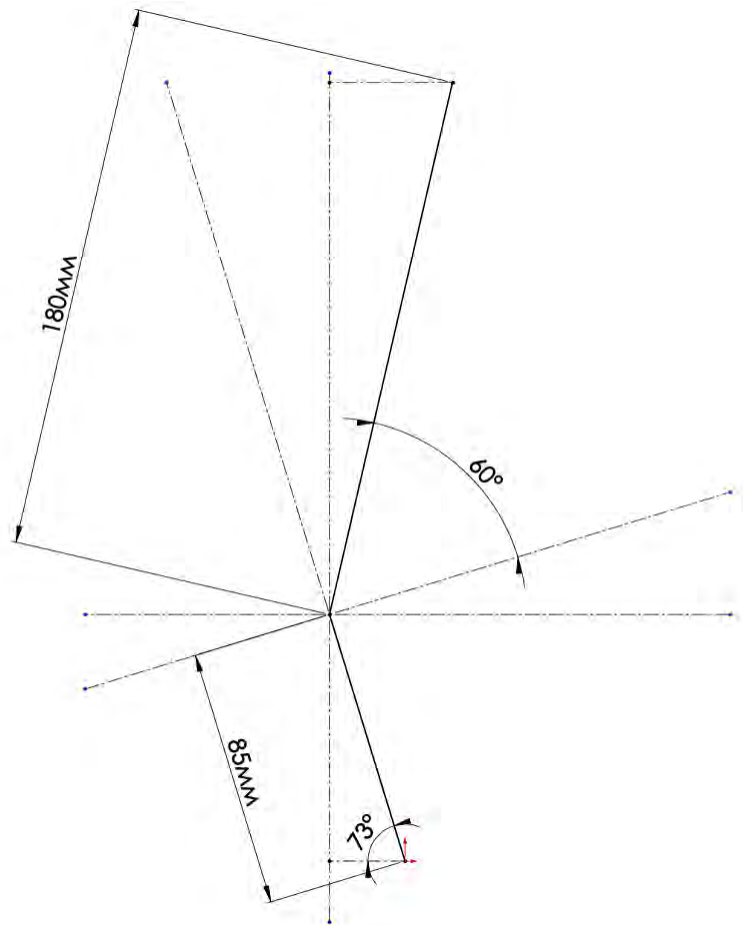


Рисунок 2.1.2 – Найвище положення ТЗК.

$$l_{в_max} = 180 \cdot \cos(90^\circ - 60^\circ - (90^\circ - 73^\circ)) = 180 \cdot \cos 13^\circ \approx 172,14 \text{ мм};$$

де $l_{в_min}$ – проекція винусу у найвищому положенні на вертикальну вісь;

Отже з урахуванням стеку рами, довжин кермової та винусу у мінімально та максимально високих конфігураціях розраховується діапазон по вертикальній осі для ТЗК:

$$\Delta l_3 = \Delta l_{стек} + l_{р_max} + l_{в_max} + l_{в_min} - l_{р_min}; \quad (2.12)$$

де Δl_3 – діапазон регулювань ТЗК по вертикальній осі;

$$\Delta l_3 = 214,5 + 81,23 + 172,14 + 107,07 - 18,34 = 556,6 \approx 560 \text{ мм};$$

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

2.2.2 По горизонтальній осі

В діапазон регулювання по горизонтальній осі для ТЗК в таблиці 1.1 знаходимо річ рами, що становить від 357мм до 480мм. В діапазон буде враховувано:

$$\Delta l_{річ} = l_{річ_max} - l_{річ_min}; \quad (2.13)$$

де $\Delta l_{річ}$ – діапазон стека рами;

$l_{річ_max}$ – максимальний стек рами;

$l_{річ_min}$ – мінімальна стек рами.

$$\Delta l_{річ} = 480 - 357 = 123 \text{ мм};$$

За умов описаних у пункті 3.2.1 кермова колонка має наступний вплив на горизонтальний діапазон ТЗК.

Мінімальне відхилення по горизонтальній осі:

$$l_{рг_min} = \frac{h_{кв}}{2} \cdot \sin\beta; \quad (2.14)$$

де $l_{рг_min}$ – проекція мінімальної довжини рульової колонки на горизонтальну вісь.

$$\frac{40}{2} \cdot \cos 73^\circ \approx 5,85;$$

Максимальне відхилення по горизонтальній осі:

$$l_{рг_max} = (l_{кк} - \frac{h_{кв}}{2} + h_{зк}) \cdot \sin\beta; \quad (2.15)$$

де $l_{рг_max}$ – проекція максимальної довжини рульової колонки на горизонтальну вісь.

$$l_{рг_max} = \left(100 - \frac{40}{2} + 5\right) \cdot \cos 66,5^\circ \approx 33,89;$$

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Вплив виносу на діапазон регулювання по горизонтальній осі для ТЗК у випадку коли його довжина дорівнює 0мм, тобто ТЗК знаходиться на осі кермової колонки, вище від її краю, залежить від діаметру керма, що досягає 35мм:

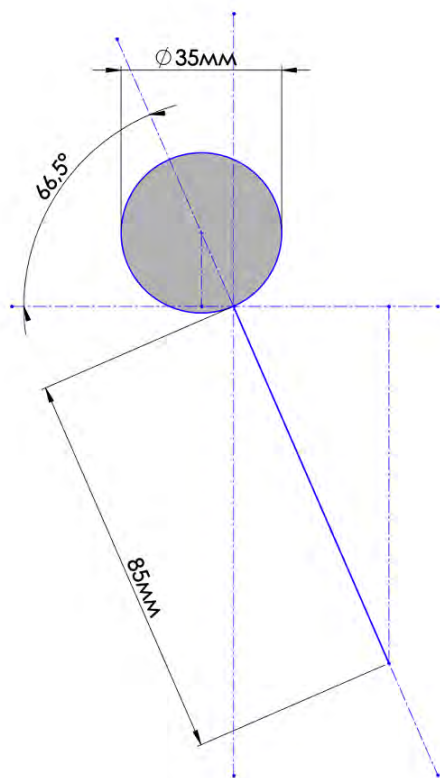


Рисунок 2.1.3 – Схема розміщення керма на осі кермової колонки.

$$l_R = \frac{35}{2} \cdot \cos 66,5^\circ \approx 6,68;$$

де l_R – вплив радіусу керма на діапазон регулювань.

У випадку, коли винос лежить на вертикальній осі, його вплив на діапазон регулювання по горизонтальній осі для ТЗК дорівнює $l_{\text{вв_max}} = 180\text{мм}$.

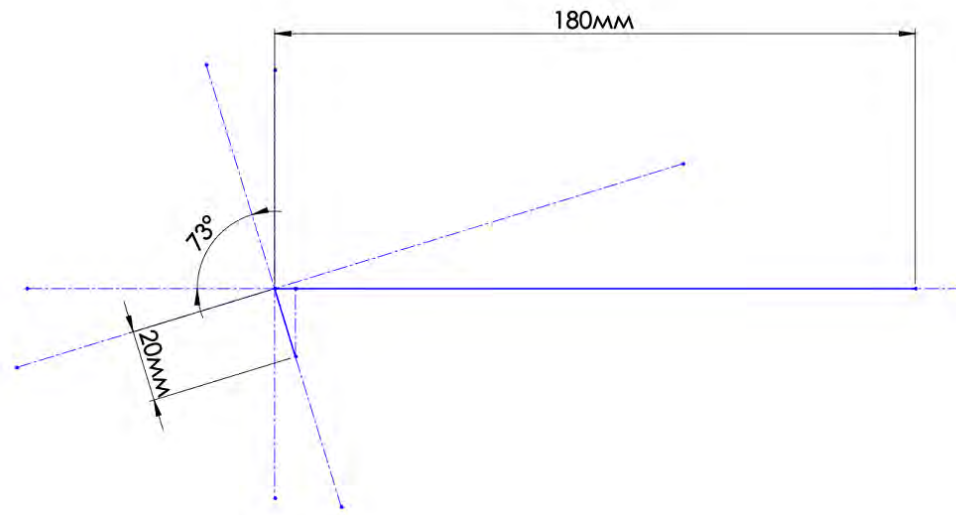


Рисунок 2.1.4 – Схема максимального віддалення ТЗК від на осі кермової колонки.

Отже з урахуванням річу рами, довжин кермової, її нахилу та виносу у конфігураціях з максимальним відхиленням від вертикальної осі розраховується діапазон по горизонтальній осі для ТЗК.

$$\Delta l_4 = \Delta l_{річ} + l_R + l_{рг_max} + l_{вв_max} - l_{рг_min}; \quad (2.16)$$

де Δl_4 – діапазон регулювань ТЗК по горизонтальній осі;

$$\Delta l_4 = 123 + 6,68 + 33,89 + 180 - 5,85 = 337,72 \approx 340 \text{ мм};$$

2.3 Розрахунок передачі гвинт-гайка

2.3.1 По вертикальній осі ВТС

За умови, що вага механізму регулювання ВТС разом з людиною не перевищуватиме 150кг, розраховується вага F .

$$F = 150 \cdot 9.81 = 1471,5 \text{ Н};$$

Виходячи з умови, що передача гвинт гайка має витримувати осьове навантаження 1471,5Н, а швидкість піднімання нехай становить $v = 0,05$ м/с.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Проектний розрахунок передачі гвинт – гайка.

Для виготовлення передачі обрано наступні матеріали: гвинт – з С45 (сталь 45), характеристики якої $\sigma_B = 598$ МПа, а $\sigma_T = 355$ МПа; гайка із бронзи (GB-Cu Sn5 Zn5 Pb DIN 17656). Допустимий тиск у контакті витків сталевого гвинта і бронзової гайки становить $[p] = 8$ МПа.

Для передачі гвинт – гайка обрано трапецевидну різьбу, $\varepsilon = H/d_2 = 1,2$ і $\lambda = H/P = 0,5$ (для трапецевидної різьби) та розрахується середній діаметр різьби гвинта d_2 за формулою 1.6.1.

$$d_2 = \sqrt{\frac{1471,5}{3,14 \cdot 1,2 \cdot 0,5}} = 12,493 \text{ мм};$$

В результаті вибрано найбільш близьку стандарту трапецевидну різьбу параметри якої: крок різьби $P = 3$ мм, номінальний діаметр $d = 14$ мм, внутрішній діаметр $d_1 = 10,5$ мм, середній діаметр $d_2 = 12,5$ мм.

Визначається висота гайки H за формулою 1.7.

$$H = 1,2 \cdot 12,5 = 15 \text{ мм};$$

Визначається число витків у гайці z_B за формулою 1.8.

$$z_B = \frac{15}{3} = 5;$$

Розраховується зовнішній діаметр гайки D за формулою 1.9 та діаметр фланця D_ϕ за формулою 1.10.

$$D \geq \sqrt{\frac{1471,5 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 35} + 14^2} = 16,3 \text{ мм};$$

$$D_\phi \geq \sqrt{\frac{1471,5}{3,14 \cdot 35} + 16,3^2} = 17,87 \text{ мм};$$

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Розраховується висота фланця h визначається за формулою 1.11.

$$h \geq \frac{1471,5}{3,14 \cdot 16,3 \cdot 25} = 1,15 \text{ мм};$$

Розраховується кут підйому витків різьби Ψ за її середнім діаметром d_2 за формулою 1.4.

$$\operatorname{tg}\Psi = \frac{3 \cdot 1}{3,14 \cdot 12,5} = 0,076433;$$

$$\Psi = 4,37079^\circ;$$

Знаходиться зведений кут φ' тертя у різьбі для слабо змащених деталей коефіцієнт тертя якого становить $f = 0,1$ та при $\delta = 15^\circ$ за формулою 1.5.

$$\operatorname{tg}\varphi' = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,103528;$$

$$\varphi' = 5,91066^\circ;$$

Умова самогальмування передачі гвинт – гайка виконується, оскільки виконується умова $\varphi' > \psi$. Визначається ККД передачі гвинт – гайка при підніманні вантажу за формулою 1.6.2.

$$\eta_1 = \frac{0,10352}{\operatorname{tg}(4,37079^\circ + 5,91066^\circ)} = 0,57;$$

Потрібна потужність електродвигуна $P_{ДР}$ розраховується.

$$P_{ДВ} = \frac{1471,5 \cdot 0,05}{0,57} = 128,871 \text{ Вт};$$

Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків.

З урахуванням обраних розмірів, розраховується тиск у контактні витків передачі p за формулою 1.13, при висоті витка H_1 , що розраховується за формулою 1.12.

$$H_1 = 0,5 \cdot 3 = 1,5 \text{ мм};$$

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$p = \frac{1471,5}{3,14 \cdot 12,5 \cdot 1,5 \cdot 5} = 4,99 \text{ МПа};$$

Умова стійкості витків на спрацювання забезпечується, оскільки $p < [p]$.

Розрахунок гайки на міцність за напруженнями зрізу у витках.

Визначається напруження на зріз $\tau_{зр}$.

$$\tau_{зр} = \frac{1471,5}{3,14 \cdot 14 \cdot 0,65 \cdot 15} = 3,43 \text{ МПа};$$

Допустиме напруження на зріз для витків бронзових гайок $[\tau]_{зр} = 25 \text{ МПа}$.

Умова міцності витків на зріз забезпечується, оскільки $\tau < [\tau]_{зр}$.

Розрахунок гвинта на міцність.

Розраховується нормальне напруження розтягу (стиску) σ_P за формулою 1.14.

$$\sigma_P = \frac{4 \cdot 1471,5}{3,14 \cdot 10,5^2} = 16,997 \text{ МПа};$$

Верхня частина гвинта (над гайкою) знаходиться тільки під дією кручення від моменту T_S сил тертя у різьбі, що визначається за формулою 1.17.

$$T_S = 0,5 \cdot 12,5 \cdot \text{tg}(4,37079^\circ + 5,91066^\circ) = 1,668 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Розраховується дотичне напруження кручення τ за формулою 1.6.

$$\tau = \frac{16 \cdot 1,668}{3,14 \cdot 10,5^3} = 7,341 \text{ МПа};$$

Для перевірки гвинта на міцність розрахуємо його напруження σ_E за формулою 1.18.

$$\sigma_E = \sqrt{16,997^2 + 4 \cdot 7,341^2} = 22,46 \text{ МПа};$$

Допустиме напруження для сталевих гвинтів $[\sigma] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$, тому отримуємо

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$[\sigma] = 0,3 \cdot 355 = 71 \text{ МПа};$$

Умова $\sigma_E \leq [\sigma]$ виконується, що означає, що гвинт має достатню міцність.

2.3.2 По вертикальній осі ТЗК

За умови, що вага механізму регулювання ТЗК разом з навантаженням, що створюється людиною не перевищуватиме 100кг, розраховується осьова сила.

$$F = 100 \cdot 9,81 = 980,67 \text{ Н};$$

Виходячи з умови, що передача гвинт гайка має витримувати осьове навантаження 980,67 Н, а швидкість піднімання нехай становить $v = 0,05$ м/с.

Проектний розрахунок передачі гвинт – гайка.

Для виготовлення передачі обрано наступні матеріали: гвинт – з С45 (сталь 45), характеристики якої $\sigma_B = 598$ МПа, а $\sigma_T = 355$ МПа; гайка із бронзи (GB-Cu Sn5 Zn5 Pb DIN 17656). Допустимий тиск у контактні витків сталевго гвинта і бронзової гайки становить $[p] = 8$ МПа.

Для передачі гвинт – гайка обрано трапецевидну різьбу, $\varepsilon = H/d_2 = 1,2$ і $\lambda = H/P = 0,5$ (для трапецевидної різьби) та розрахується середній діаметр різьби гвинта d_2 за формулою 1.6.1.

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{980,67}{3,14 \cdot 1,2 \cdot 0,5 \cdot 5}} = 10,203 \text{ мм};$$

В результаті вибрано найбільш близьку стандарту трапецевидну різьбу параметри якої: крок різьби $P = 3$ мм, номінальний діаметр $d = 14$ мм, внутрішній діаметр $d_1 = 10,5$ мм, середній діаметр $d_2 = 12,5$ мм.

Визначається висота гайки H за формулою 1.7.

$$H \geq 1,2 \cdot 10,5 = 12,6 \text{ мм};$$

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Визначається число витків у гайці z_B за формулою 1.8.

$$z_B \geq \frac{12,6}{3} = 4,2;$$

Розраховується зовнішній діаметр гайки D за формулою 1.9 та діаметр фланця D_ϕ за формулою 1.10.

$$D \geq \sqrt{\frac{980,67 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 35} + 12^2} = 13,8 \text{ мм}$$

$$D_\phi \geq \sqrt{\frac{980,67}{3,14 \cdot 35} + 13,8^2} = 15,04 \text{ мм}$$

Розраховується висота фланця h визначається за формулою 1.11.

$$h \geq \frac{980,67}{3,14 \cdot 13,8 \cdot 25} = 0,905 \text{ мм};$$

Розраховується кут підйому витків різьби Ψ за її середнім діаметром d_2 за формулою 1.4.

$$\operatorname{tg}\Psi = \frac{3 \cdot 1}{3,14 \cdot 10,5} = 0,090992;$$

$$\Psi = 5,19914^\circ$$

Знаходиться зведений кут φ' тертя у різьбі для слабо змащених деталей коефіцієнт тертя якого становить $f = 0,1$ та при $\delta = 15^\circ$ за формулою 1.5.

$$\operatorname{tg}\varphi' = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,10352;$$

$$\varphi' = 5,91066^\circ;$$

$$\varphi' = 5,91066^\circ;$$

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
						43
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умова самогальмування передачі гвинт – гайка виконується, оскільки виконується умова $\varphi' > \psi$. Визначається ККД передачі гвинт – гайка при підніманні вантажу за формулою 1.6.2.

$$\eta_1 = \frac{0,10352}{\operatorname{tg}(5,19914^\circ + 5,91066^\circ)} = 0,53$$

Потрібна потужність електродвигуна $P_{ДР}$ розраховується.

$$P_{ДВ} = \frac{980,67 \cdot 0,05}{0,53} = 129,08 \text{ Вт}$$

Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків.

З урахуванням обраних розмірів, розраховується тиск у контактні витків передачі p за формулою 1.13, при висоті витка H_1 , що розраховується за формулою 1.12.

$$H_1 = 0,5 \cdot 3 = 1,5 \text{ мм};$$

$$p = \frac{980,67}{3,14 \cdot 10,5 \cdot 1,5 \cdot 5} = 3,97 \text{ МПа};$$

Умова стійкості витків на спрацювання забезпечується, оскільки $p < [p]$.

Розрахунок гайки на міцність за напруженнями зрізу у витках.

Визначається напруження на зріз $\tau_{зр}$.

$$\tau_{зр} = \frac{980,67}{3,14 \cdot 12 \cdot 0,65 \cdot 12,6} = 3,18 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зріз для витків бронзових гайок $[\tau]_{зр} = 25 \text{ МПа}$.

Умова міцності витків на зріз забезпечується, оскільки $\tau < [\tau]_{зр}$.

Розрахунок гвинта на міцність.

Розраховується нормальне напруження розтягу (стиску) σ_P за формулою 1.14.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 980,67}{3,14 \cdot 8,5^2} = 17,291 \text{ МПа}$$

Верхня частина гвинта (над гайкою) знаходиться тільки під дією кручення від моменту T_S сил тертя у різьбі, що визначається за формулою 1.17.

$$T_S = 0,5 \cdot 980,67 \cdot 10,5 \cdot tg(5,19914^\circ + 5,91066^\circ) = 1,011 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розраховується дотичне напруження кручення τ за формулою 1.6.

$$\tau = \frac{16 \cdot 1,011}{3,14 \cdot 8,5^3} = 8,389 \text{ МПа}$$

Для перевірки гвинта на міцність розрахуємо його напруження σ_E за формулою 1.18.

$$\sigma_E = \sqrt{17,291^2 + 4 \cdot 8,389^2} = 24,092 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження для сталевих гвинтів $[\sigma] = (0,2...0,3)\sigma_t$, тому отримуємо

$$[\sigma] = 0,3 \cdot 355 = 71 \text{ МПа}$$

Умова $\sigma_E \leq [\sigma]$ виконується, що означає, що гвинт має достатню міцність.

2.4 Розробка електричної схеми

Для автоматизованої системи ергономічного налаштування велосипеда необхідний постійний контроль і ваги та кутів нахилу в поясниці, згину колінних та ліктьових суглобів. Також необхідно забезпечити переміщення

2.4.1 Контроль ваги

Для контролю розподілення ваги між сідлом та кермом, обрані одно точкові тензодатчики Keli UDB номіналом 100кг та 150кг. Перевагою датчиків цієї конструкції є те, що ексцентричне навантаження не призводить до похибки вимірів.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45



Рисунок 2.2.1 – Тензодатчик Keli UDB.

Ці тензодатчики мають максимальний розмір платформи 400х400мм, що повністю задовольняє умови використання в системі. Датчик має відносно не великі габаритні розміри і легко кріпиться до механізмів регулювання.

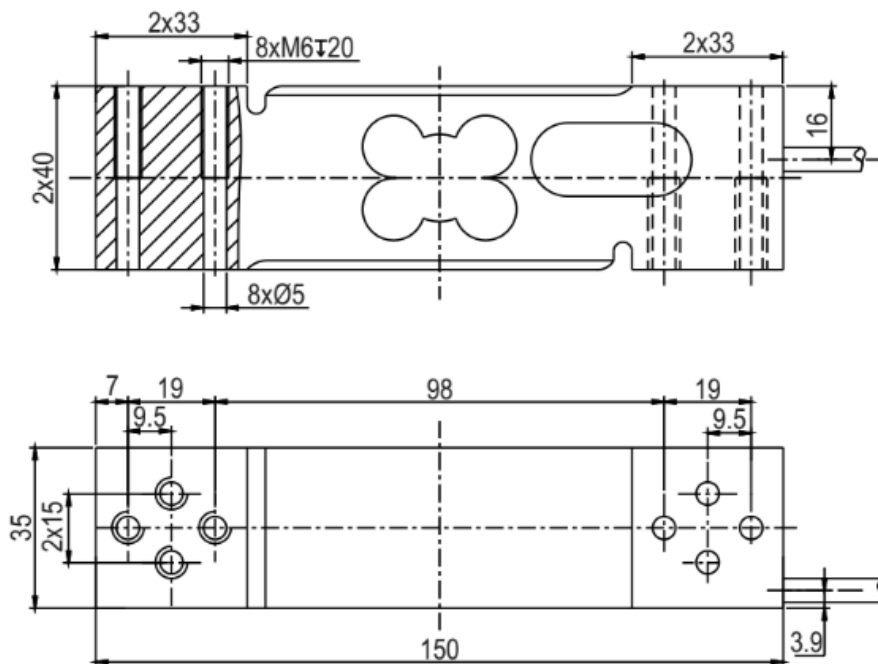


Рисунок 2.2.2 – Креслення тензодатчику Keli UDB.

Підключення тензодатчиків до комп'ютера з обробляючим дані програмним забезпеченням відбувається за допомогою модуля ЦАП (цифро аналогового перетворювача) ICP-CON I-7016.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Клас точності	C3
Чутливість	2.0 ± 0.2mV/V
Вхідний опір	404 ± 150м
Вихідний опір	350±30м
Клас захисту	IP65
Максимальний розмір платформи	400x400 мм
Матеріал	Алюміній



Рисунок 2.2.3 – Модуль аналогового вводу ICP-CON I-7016.

2.4.2 Контроль кутів нахилу суглобів велосипедиста

Необхідно забезпечити контроль нахилу в поясниці, згину колінних та ліктьових суглобів. Для цього можна використати систему оптичного відстеження на основі маркерів.

Прикладом готового рішення, яке можна використати для розробляємої автоматизованої системи ергономічної налаштування велосипеда є Retul Vantage 3D Motion Capture System.

Система має кутове поле зору. Чим далі ви від датчика Vantage, тим ширше й вище він може бачити. Робочий діапазон калібрування становить від 1,5 м до 3,5 м відстані від датчика.



2.2.4 – Модуль Vantage.

Система окремо відстежує до 15 маркерів без втрати швидкості передачі даних. Наразі він відстежує 8 маркерів на тілі велосипедиста та 4 маркери на велосипедному вимірювальному інструменті. Кожен із цих світлодіодних маркерів можна знайти в 3D-просторі з точністю 0,4 мм (0,016 дюйма) RMS (середня) і 1,0 мм (0,039 дюйма) з максимальною похибкою. Система фіксує

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

всі 8 маркерів велосипедистів і надає тривимірні координати з часовими мітками 18 разів на секунду (18 Гц).



Рисунок 2.2.5 – Маркери.



Рисунок 2.2.6 – Кріплення маркерів на тілі.

Завдяки 3D-даним із мітками часу, які надає Retül, певні ключові події руху, такі як положення стопи вперед і максимальне розгинання ноги, можна інтерполювати для підвищення точності вимірювань. Це дозволяє системі знаходити ці події, навіть якщо збір даних не точно узгоджується з подією. Для

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

вирішення цих позицій використовується алгоритм інтерполяції часу вищого порядку.

2.4.3 Приводи для регулюючих механізмів

Згідно з розрахунками необхідно забезпечити крутний момент $1.67 \text{ N}\cdot\text{m}$ обрано кроковий двигун з енкодером, замкнутого типу NEMA23 57HSE2N-D25.



Рисунок 2.2.7 – Кроковий двигун NEMA23 57HSE2N-D25. [10]

Він представляє собою 2х фазний DC двигун з енкодером, працює плавно з дуже низьким рівнем шуму і нагріву. Головною особливістю двигуна 57HSE2N-D25 є швидка реакція і відсутність нерівномірної роботи. Крокові двигуни з енкодером працюють без втрати кроків у порівнянні зі звичайними кроковими двигунами не замкнутого типу. Енкодер дозволяє відслідковувати положення та кількість обертів валу, що дозволяє оцінити положення механізму регулювання в системі координат.[10]

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Характеристики:

- Струм фази 4.2А;
- Діаметр валу 8 мм;
- Макс. швидкість: 2000 об./хв.
- Номінальна швидкість: 1000 об./хв.
- Максимально крутний момент: 2 N.m
- Робочий діапазон температур від -20°C до +50°C
- Роздільна здатність енкодера: 1000 PRR
- Довжина двигуна: 76 мм
- Вага: 1,15 кг [10]

Максимальна ефективна робота двигуна з енкодером забезпечується спільним використанням із гібридними серводрайвером HSS57.

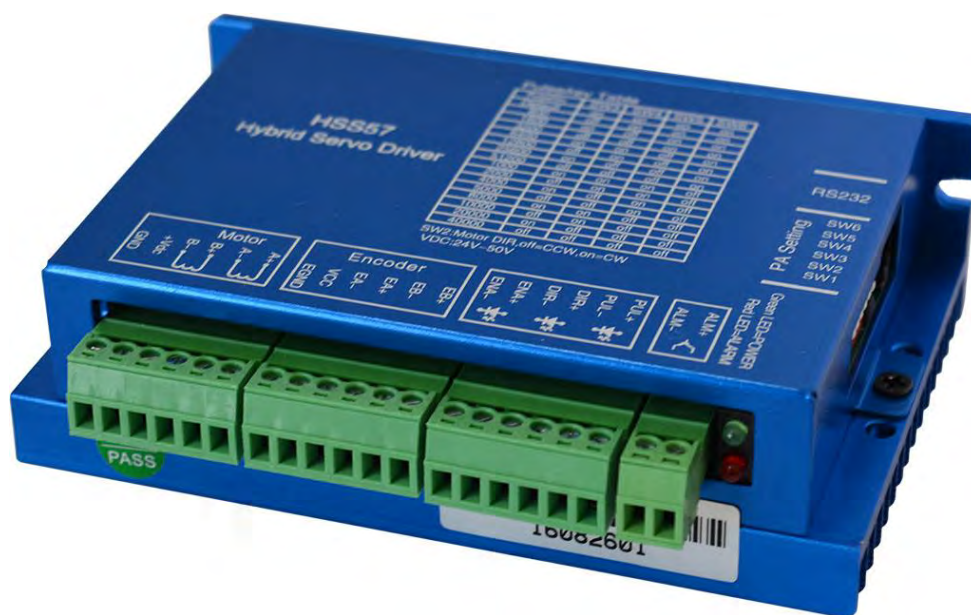


Рисунок 2.2.8 – Драйвер HSS57. [11]

Драйвер HSS57 є 2-фазним драйвером крокового двигуна, оснащеним енкодером. Драйвер розроблений на 32-бітної технології DSP, підтримує керування сигналами PUL/DIR (CP/CW). Драйверів дозволяє уникнути втрат кроків і забезпечує високу точність руху двигуна. За величиною зменшення крутного моменту при збільшенні швидкості значно переважають звичайні

крокові двигуни. Замкнута система, що включає енкодер, є ідеальним покращенням і доброю альтернативою відкритій системі. [11]

Таблиця 2.1 Характеристики драйвер HSS57[11]

Діапазон напруги	DC24~50V
Максимальний струм	6.0A (зміна струму в залежності від навантаження)
Вхідний струм	7~20mA
Частота	0~200KHz
Сумісність	NT57STH, NT60STH
Енкодерні лінійки	1000

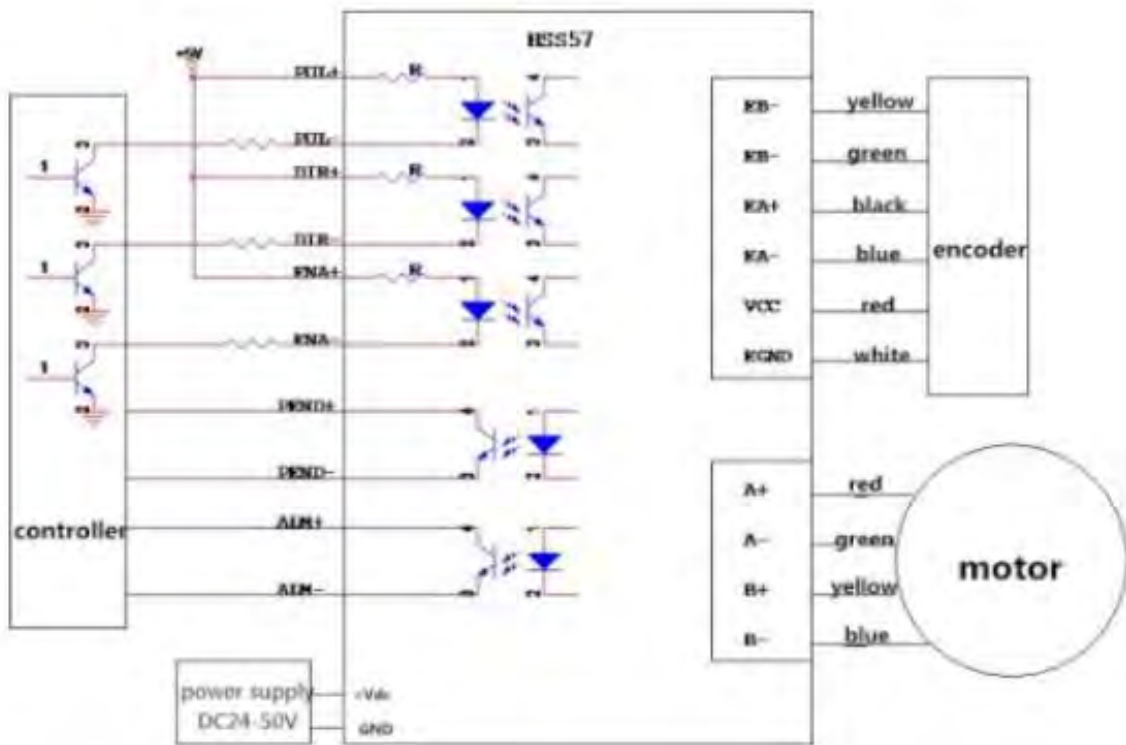


Рисунок 2.2.9 – Схема підключення драйвера HSS57. [11]

Для забезпечення контролю у крайніх положеннях механізму регулювання, необхідно застосувати кінцеві вимикачі. Кінцеві вимикачі

служать засобом безпеки, зупиняючи рух механізму, якщо відбувається небажаний рух або перевищено встановлені межі.

На механізмах регулювання встановлюються в крайніх положеннях регулювання.



Рисунок 2.2.10 – Механічний кінцевий вимикач.

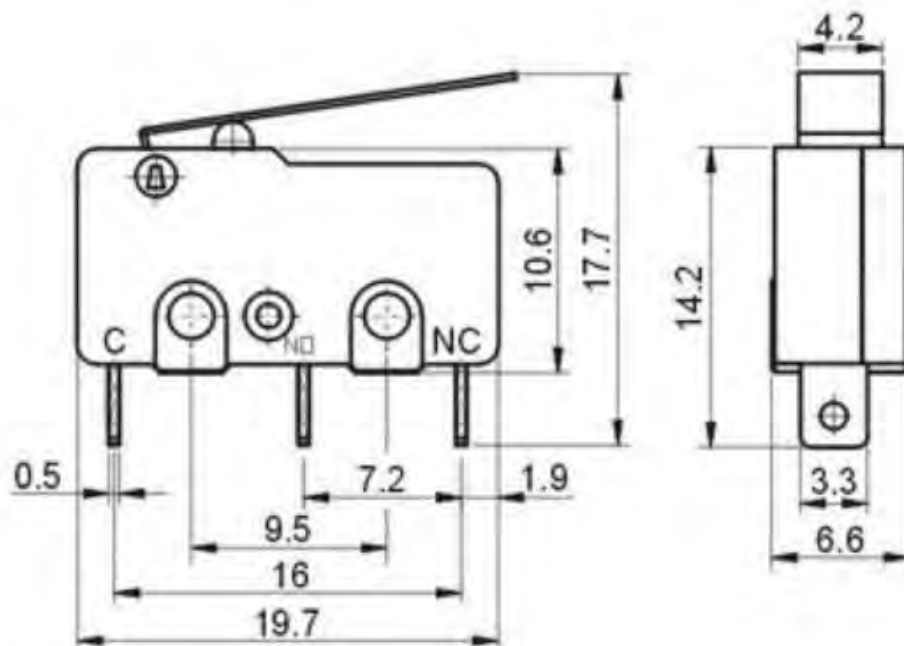


Рисунок 2.2.11 – Креслення механічного кінцевого вимикача.

Кінцеві вимикачі NC (нормально закритий) типу підключаються до контактів драйвер HSS57, та разом з кнопкою аварійною зупинки керують двома чотирьохканальними реле модулями.



Рисунок 2.2.12 – Кнопка аварійної зупинки.

Чотирьохканальний реле модуль призначений для запуску, зупинки електродвигунів. Чотирьохканальний реле модуль низької напруги представляє собою поширений засіб захисту і комутації електричних двигунів.



Рисунок 2.2.13 – Чотирьохканальний реле модуль

На основі підібраних елементів розроблено електричну принципову схему автоматизованої системи налаштування велосипеда у якій чотири крокові двигуни 57HSE2N-D25 з енкодерами які переміщуються осі регулюючих механізмів системи. Вони з'єднані з інтерфейсною платою CNC Breakout Board V3 через гібридні драйвери HSS57, що дозволяють на підставі цифрових сигналів керування, керувати високтоковими обмотками крокового двигуна і дозволяє кроковому двигуну робити кроки (обертатися). Інтерфейсна плата CNC Breakout Board V3 комутує відправляє керуючий сигнал на драйвери крокових двигунів, та отримує з них дані про кількість кроків та оборотів двигунів за рахунок влаштованого в них енкодерів, також до інтерфейсною плати під'єднані кінцеві вимикачі та кнопка аварійної зупинки, які у разі необхідності дадуть сигнал на зупинку, тоді сигнал поступить на два чотирьохканальних реле модуля, які розірвуть контакти живлення крокових двигунів. Інтерфейсна плата зв'язується з комп'ютером, та відправляє данні про крокових двигунів, де програмне забезпечення розраховує та відслідковує положення основних точок, та враховує ці дані при налаштуваннях. Також в системі, для визначення розподілу маси в системі передбачено два тензодатчики, встановлені під сідлом та кермом. Вони з'єднуються з комп'ютером через модуль аналогового вводу ICP-CON I-7016, та надсилають програмному забезпеченню данні, які враховуються при налаштуваннях велосипеда.

2.5 Моделювання основних компонентів

2.5.1 Механізм регулювання

Проаналізувавши потреби системи та з урахуванням проведених розрахунків було обрано та спроектовано конструкцію механізмів регулювання на основі передачі гвинт – гайка.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Були знайдені існуючі бронзові гайки з фланцем, внутрішнім діаметром 12мм та 14мм та розроблені їх 3Д моделі.

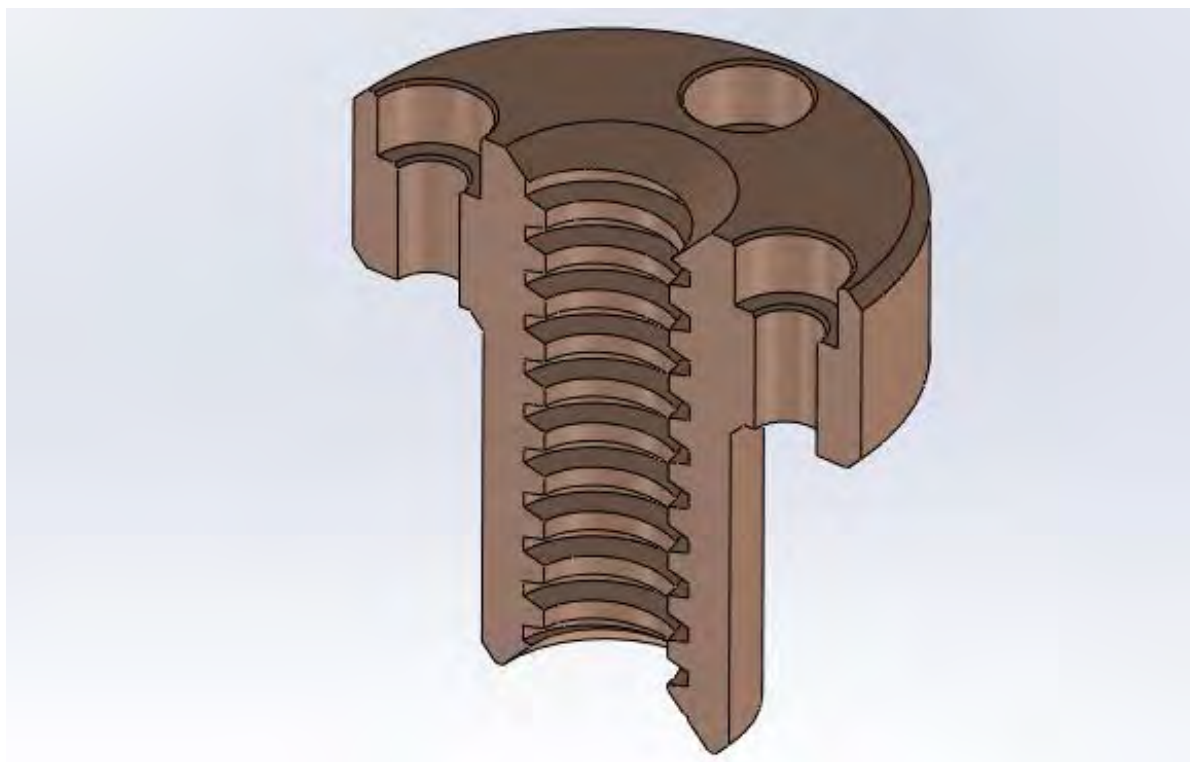


Рисунок 2.3.1 – Механізмів регулювання по осям.

Для забезпечення жорсткості конструкцій та плавності їх роботи, було вирішено встановити направляючі вали закріплені за допомогою опорів валів та лінійних підшипників з фланцем.

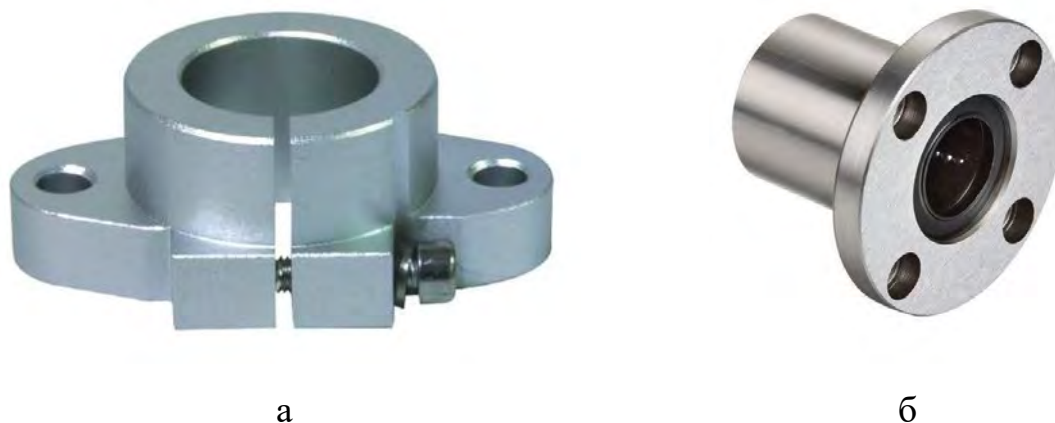


Рисунок 2.3.2 а – Опора валу; б – Лінійних підшипників з фланцем.

Для кріплення гайки з лінійними підшипниками розроблено кріплення.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

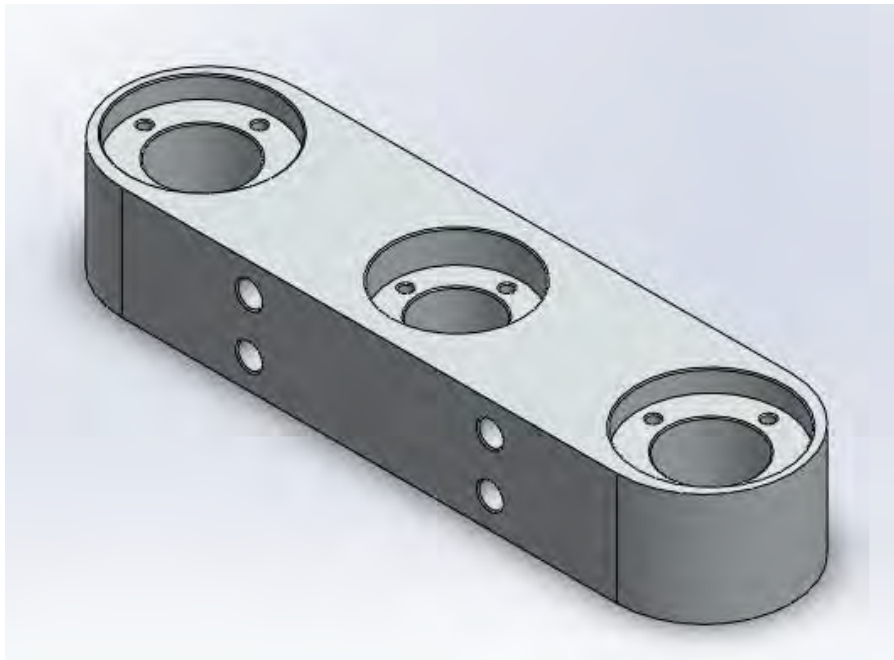
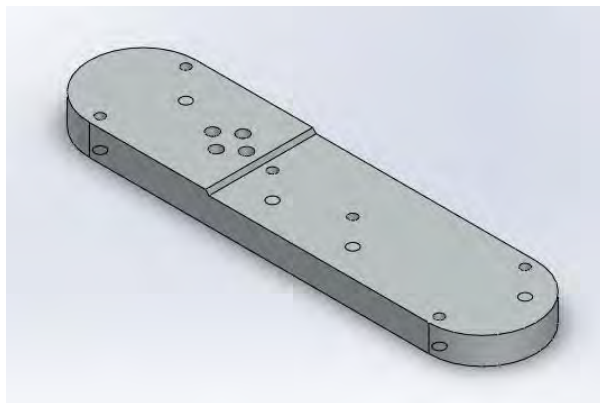
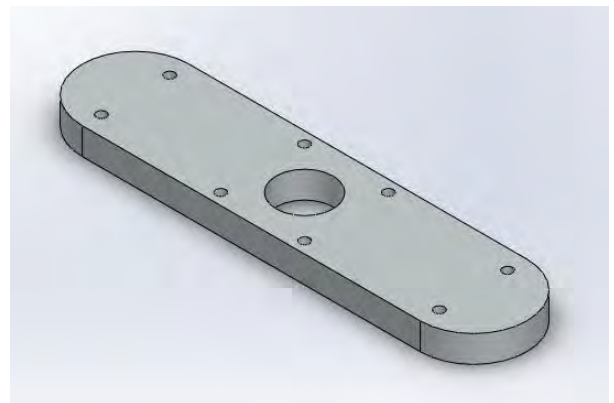


Рисунок 2.3.2 – Кріплення гайки з лінійними підшипниками.

Також зроблені верхня і нижня пластини механізму, верхня забезпечує кріплення тензодатчику, а до нижньої через перехідник кріпиться кроковий двигун, що з'єднаний з трапецевидним валом через гнучку з'єднувальну муфту. Гнучка муфта необхідна для з'єднання та компенсації невеликих відхилення від вирівняної позиції.



а



б

Рисунок 2.3.3 а – Верхня пластина; б – Нижня пластина.

В результаті створена 3Д модель механізму переміщення з встановленим на ньому тензодатчиком.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

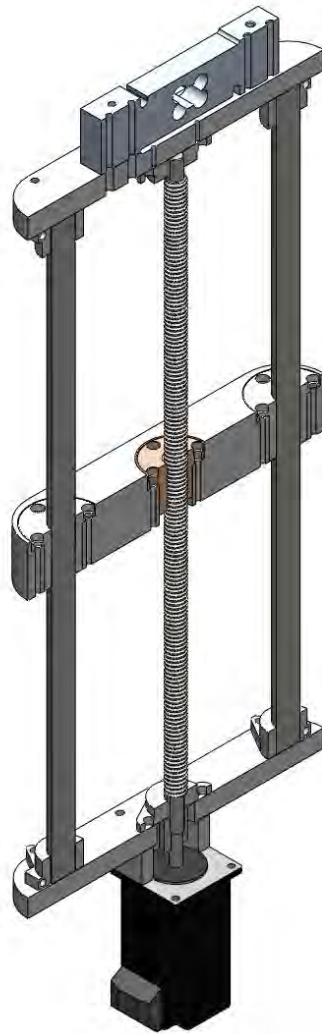


Рисунок 2.3.4 Механізм регулювання

2.5.2 Кріплення

Також були проаналізовані конструкції сидл та їх різновиди. Розроблений механізм їх фіксації з можливістю регулювання нахилу та повздовжнього переміщення. Конструкцією передбачено кріплення механізму до тензодатчику. На основі чого створено 3Д модель.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

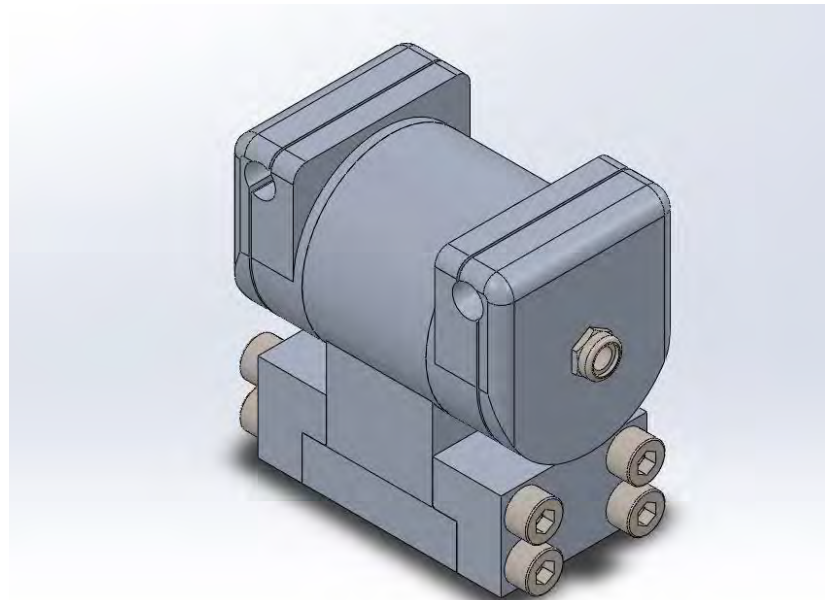


Рисунок 2.3.5 – Механізм фіксації сидла.

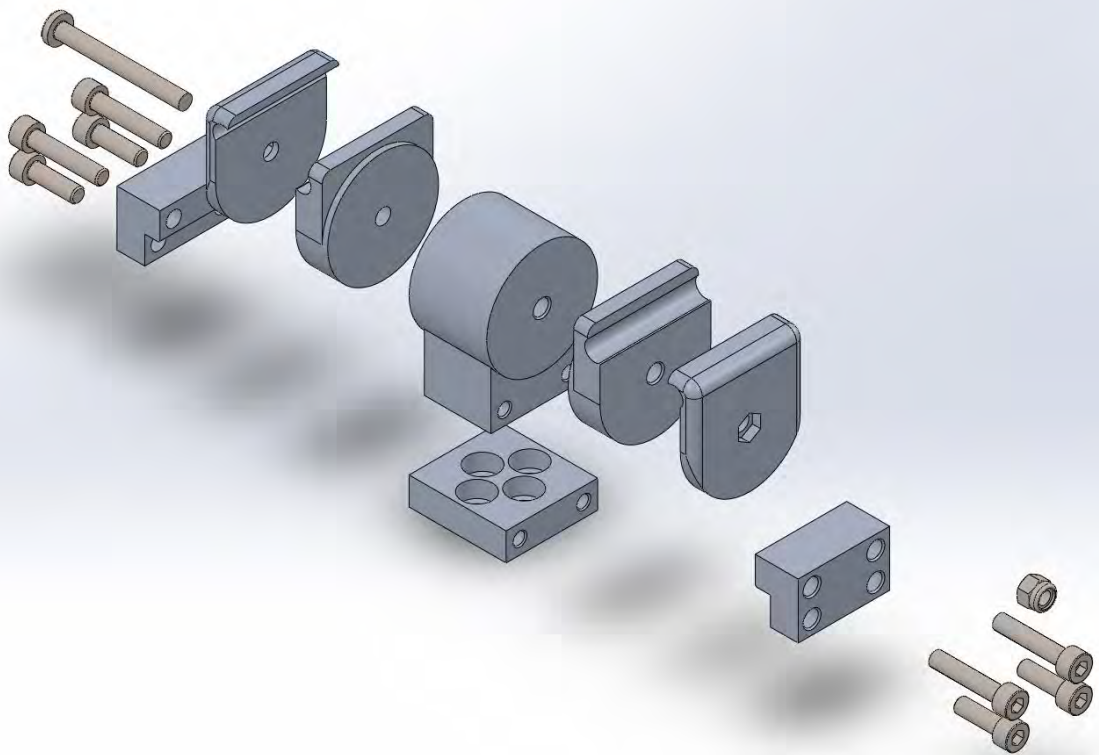


Рисунок 2.3.6 – Механізм фіксації сидла рознесений вид.

Проаналізовані геометрія керма. Розроблений механізм його затиску
 Конструкцією передбачено кріплення механізму до тензодатчику. На основі
 чого створено 3Д модель.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

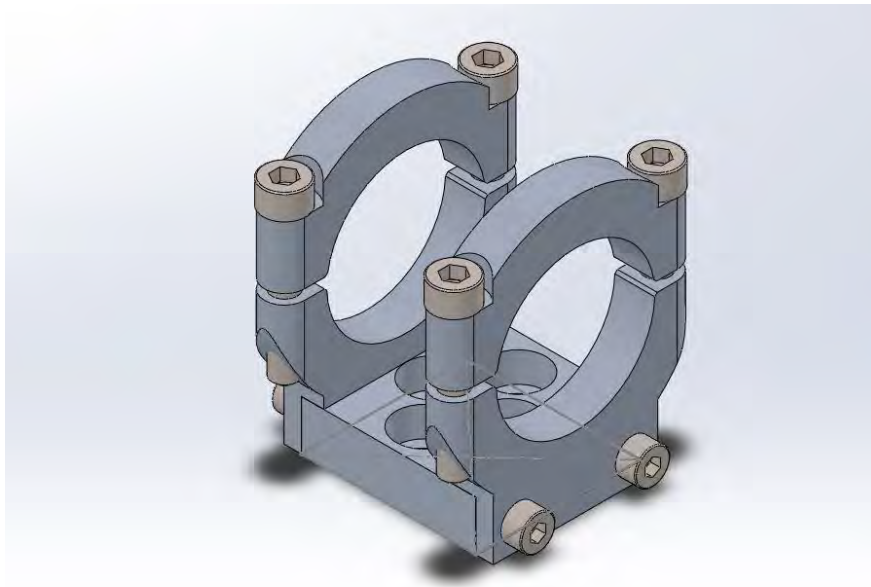


Рисунок 2.3.7 – Механізму затиску керма .

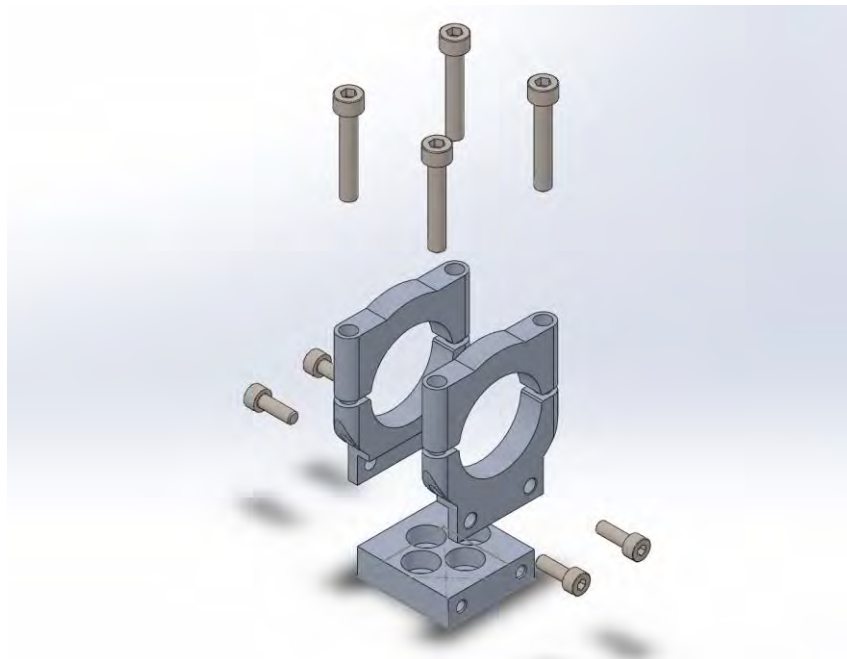


Рисунок 2.3.8 – Механізму затиску керма рознесений вид.

В результаті роботи розроблена 3Д модель всього стенду, що включає вищезазначені рішення, що включає 2 осі регулювання для кожної з ключових точок, кріплення керма та сідла, закріплених на тензодатчиках, кареточний вузол.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

ВИСНОВОК

Результатом даного дипломного проєкту є створення автоматизованої системи ергономічного налаштування велосипеда.

У ході роботи проведено огляд існуючих автоматизованих системи ергономічного налаштування велосипеда, також було розглянуто структура різновиди тензодатчиків, розібраний принцип роботи його чутливого елементу тензорезистора, в результаті чого обрані датчики, які задовольняє вимоги системи, а саме надійності, точності та максимально допустимих навантажень.

Було проаналізовано геометрії та можливості налаштувань велосипедів представлених на ринку, на основі чого зроблені розрахунки необхідних діапазонів регулювань.

Для забезпечення регулювання було розроблено механізм на основі передачі гвинт-гайка, розглянуто її характеристики, переваги та недоліки. Були проведені розрахунки передачі на стійкість проти спрацювання витків, гайки на міцність за напруженнями зрізу у витках, гвинта на міцність, були проведені проєктні розрахунки передачі та розрахунки необхідного крутного моменту для роботи механізму з максимальним навантаженням.

Підібрана компонентна база на основі зібраних даних та проведених розрахунках, створена електрична принципова схема системи.

Були розроблені механізми для кріплення та регулювання нахилу сидла та затиску керма, на основі існуючих компонентів велосипедів.

У програмному пакеті SolidWorks створені моделі регулюючих механізмів, датчиків, кріплення керма, затиску сидла, корпусу системи та всієї системи у зборі. Розроблений збірковий кресленик, та кресленики окремих деталей системи.

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
						61
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] - Система підбору посадки. [Електронний ресурс]. Доступно: <https://www.retul.com/retul-bike-fit-blog/jared-scott-bike-fit>
- [2] - Shimano announces bikefitting. [Електронний ресурс]. Доступно: <https://www.cxmagine.com/shimano-announces-bikefittingcom-expansion-tools>
- [3] - 3D Retul bike fit. [Електронний ресурс]. Доступно: <https://www.balancephysio.com/3d-retul-bike-fit/>
- [4] - Тензодатчики. Загальні відомості та принцип роботи. [Електронний ресурс]. Доступно: <https://asvik.kiev.ua/ua/articles/5>
- [5] - Безвесільна О.М. Конспект лекцій з дисципліни технічні засоби автоматизації. Житомир: ДУЖП; 2014. 206 с.
- [6] - Жомирук Р.В. Деревницький В.В. Методичні вказівки до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни автоматизації, електротехнічних та комп'ютерно-інтегрованих технологій. Рівне: НУВГП, 2022. 112 с.
- [7] - Задоя Н.О «Конспект лекцій із дисципліни деталі машин» Запоріжжя: НУВГП, 2013. 404 с.
- [8] - Передачі гвинт – гайка Загальні відомості. [Електронний ресурс]. Доступно: <https://studfile.net/preview/5403529/page:56/>
- [9] - Зібров К.А. Проців В.В Твердохліб, Зубарев М.С. Деталі машин. Розрахунок передачі гвинт-гайка. Дніпропетровськ: НГУ, 2015. 40 с.
- [10] - Кроковий двигун з енкодером замкнутого типу [Електронний ресурс]. Доступно: <https://cnc.prom.ua/ua/p990334089-shagovyj-dvigatel-enkoderom.html>
- [11] - Гібридний серводрайвер [Електронний ресурс]. Доступно: <https://cnc.prom.ua/ua/p991841734-gibridnyj-servodrajver-hss86.html>

ДОДАТКИ

					<i>ДПБ ПМ-91.17.1760.001 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63