

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

Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут

Кафедра конструювання машин

«На правах рукопису»
УДК _____

До захисту допущено
Завідувач кафедри
Юрій Данильченко

(Підпис)

(ініціали, прізвище)

« _____ » _____ 2024 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступені магістра
за освітньо-професійною програмою
«Конструювання та дизайн машин»

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

на тему «Пускова катапульта для БПЛА»

Виконав (-ла):
студент II курсу, групи МК-31мп
Вознюк Ігор Вікторович

Науковий керівник:
К.т.н., ст..викл,
Проценко Павло Юрійович
Рецензент:
д.т.н., професор,
Струтинський Сергій Васильович

Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних посилань.
Студент (-ка) _____

Київ – 2024 року

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма «Конструювання та дизайн машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

_____ Вознюк Ігор Вікторович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Пускова катапульта для БПЛА

науковий керівник дисертації _____ Проценко Павло
Юрійович

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

затверджені наказом по університету від “037” листопада 2023 року №
5000-с

2. Термін подання студентом дисертації грудень 2024

3. Об'єкт дослідження привід пускової катапульти для БПЛА

4. Предмет дослідження (Вихідні дані) максимальна маса вантажу 20 кг,
швидкість відриву 18 м/с, максимальний кут нахилу пускової катапульти
відносно горизонту 20°.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: проаналізувати існуючі пускові
катапульти та роботу їх систем розгону вантажу до швидкості відриву,
розробити схему приводу пускової катапульти з маховиком в якості
накопичувача енергії, виконати проектні розрахунки приводу, розробити 3D

модель та складальне креслення приводу пускової катапульти, розробити 3D модель та загальний вид пускової катапульти, провести аналіз напруженого стану в зубчасто-пасовій передачі приводу.

6. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: аналіз існуючих пускових катапульти та принцип їх роботи; схема приводу, його принцип роботи та основні розрахунки; 3D модель приводу пускової катапульти, 3D модель пускової катапульти, складальне креслення приводу пускової катапульти, загальний вид пускової катапульти, аналіз напруженого стану в зубчасто-пасовій передачі.

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання отримав

9. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз існуючих пускових катапульти та принцип їх роботи	01.12.2023- 29.02.2024	
2.	Проектування приводу пускової катапульти	01.03.2024- 30.06.2024	
3.	Розробка 3D моделі приводу пускової катапульти	01.07.2024- 31.08.2024	
5.	Розробка 3D моделі пускової катапульти та виконання перевірних розрахунків на міцність	01.09.2024- 30.09.2024	

	направляючої платформи		
7.	Розробка складального креслення приводу та загального виду пускової катапульти	1.10.2024- 20.10.2024	
8.	Чисельне моделювання роботи зубчасто-пасової передачі та оцінка її напружено-деформованого стану	21.10.2024- 10.11.2024	
9.	Оформлення записки та графічного (ілюстративного) матеріалу	11.11.2024- 03.12.2024	

Студент

Ігор ВОЗНЮК

Науковий керівник дисертації

Павло ПРОЦЕНКО

ЗМІСТ

ВСТУП	12
Розділ 1. ОГЛЯД СТАНУ ПИТАННЯ ПУСКОВИХ КАТАПУЛЬТ	14
1.1. Основні типи пускових катапульти	14
1.1.1 Пружинні катапульти	14
1.1.2 Гумові катапульти	16
1.1.3 Пневматичні катапульти	21
1.1.4 Гідравлічна катапульта для БПЛА	24
1.1.5 Пневматична катапульта для БПЛА	27
1.1.6 Кінетична катапульта	30
1.2. Експериментальні і чисельні дослідження катапульти для БПЛА	32
Висновки по розділу 1	33
Розділ 2. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ МАХОВИКА ПРИВОДУ ПУСКОВОЇ ПЛАТФОРМИ	35
2.1. Розрахунок зведеного моменту від сил опору маховика.	35
2.2 Розрахунок роботи	39
2.3 Розрахунок потужності	41
2.4 Розрахунок геометричних параметрів зубчасто-пасової передачі	43
2.5. Рівняння руху маховика в інтегральній формі, визначення зведеного моменту інерції маховика.	44
2.6. Визначення параметрів маховика.	46
2.7. Визначення параметрів роботи маховика при пуску БПЛА різних мас та різних кутів повороту катапульти.	48
Висновки до розділу 2	51
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ БПЛА	52
3.1 Розрахунок клинопасових передачі	52
3.2 Розрахунок параметрів валів	57
3.2.1 Розрахунок вала маховика	57
3.2.2 Перевірний розрахунок вала на статичну міцність	61

3.2.3	Перевірний розрахунок вала на втомну міцність	62
3.2.4	Розрахунок вала зубчато-пасової передачі	62
3.2.5	Перевірний розрахунок вала на статичну міцність	64
3.2.6	Перевірний розрахунок вала на втомну міцність	65
3.2.7	Розрахунок вала опори	65
3.3.	Підбір та розрахунок довговічності (ресурсу) підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю	66
3.3.1	Розрахунок довговічності підшипників валу маховика	66
3.3.2	Розрахунок довговічності підшипників валу зубчасто-пасової передачі	67
3.3.3	Розрахунок довговічності підшипників валу опори	68
3.4	Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань	69
3.4.1	Розрахунок шпонкового з'єднання на валу маховика	69
3.4.2	Розрахунок шпонкового з'єднання на валу зубчасто-пасової передачі	69
3.5	Електромагнітна муфта. Принцип роботи та розрахунок	70
3.6	Розрахунок моменту гальмування гальма	70
3.7	Аналіз допустимих напружень рами[11]	71
3.8	Опис та конструкція кінетичної катапульти для БПЛА	73
3.8.1	Опис та конструкція розробленого приводу	73
3.8.2	Опис та конструкція кінетичної катапульта	74
3.9	Опис та принцип роботи буферної системи	75
3.10	Опис та принцип роботи системи натягу	77
3.11	Пристрій для визначення кутового положення зубчастих шківів	78
	Висновки до розділу 3	79
	Розділ 4. ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РОБОТИ ЗУБЧАСТО-ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ	81
4.1	Чисельна модель зубчасто пасової передачі	81
4.2	Напружений стан в зубчастому пасі та кордній тканині	84
	Висновки до розділу 4	85

ВИСНОВКИ	86
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	88
Додаток А. Тези конференцій	91
Додаток Б.	93

АНОТАЦІЯ

Пояснювальна записка магістерської дисертації на тему «Пускова катапульта для БПЛА» має 89 аркуші формату А4, містить 39 ілюстрації, 10 таблиці, 1 додаток, при написанні роботи використано 22 джерел інформації.

Вона присвячена розробці пускової катапульти для розгону мас до 20кг з використанням з накопиченої енергії маховиком приводу. Робота містить огляд сучасних конструкцій пускових катапульти, аналіз їхніх переваг та недоліків, а також описує нову конструкцію катапульти, що забезпечує короткий час підготовки до розгону, ефективність та можливість адаптації під різні типи вантажу. Проведені аналітичні та чисельні розрахунки методом скінчених елементів, виконано проектування кінетичної пускової катапульти.

Актуальність роботи: Розробка пускової катапульти для вантажу є актуальною через зростаюче використання безпілотних літальних апаратів у військових, рятувальних, логістичних і наукових цілях. Вантажі потребують ефективних рішень для запуску в умовах обмеженого простору, що робить кінетичні катапульти з маховичним накопичувачем енергії перспективним вибором. Така катапульта дозволяє здійснити швидку підготовку для пуску маси та може використовуватися у польових умовах при умові встановлення її на рухому платформу з пневмоколесами.

Мета дослідження: Розробка кінетичної пускової катапульти для вантажу з маховичним накопичувачем енергії, що забезпечує ефективний розгін апарату до необхідної швидкості відриву. Це передбачає створення нової конструкції катапульти, проведення розрахунків її основних параметрів, розробку 3D моделі, виконання чисельного моделювання зубчасто-пасової передачі та аналізу її напруженого стану для оцінки міцності.

Об'єкт дослідження - привід пускової катапульти для БПЛА

Предмет дослідження – Характеристики руху маховика та міцності зубчасто-пасової передачі.

Методи дослідження: Теоретичні методи аналізу руху маховика та чисельне моделювання методом скінчених елементів.

Наукова новизна отриманих результатів: Отримані залежності кутової швидкості маховика від величини пускових мас та кута нахилу пускової катапульти.

Практичне значення отриманих результатів: Отримані в роботі результати допоможуть при розробці пускової катапульти для розгону мас за рахунок накопиченої енергії маховика.

Ключові слова: Кінетична катапульта, маховичний накопичувач енергії, розгінна система, чисельне моделювання.

ANNOTATION

The explanatory note of the master's thesis on the topic "Launch catapult for UAVs " has 89 sheets of A4 format, contains 39 illustrations, 10 tables, 1 appendix, 22 sources of information were used when writing the work.

It is devoted to the development of a launch catapult for accelerating masses up to 20 kg using the accumulated energy of the drive flywheel. The work contains a review of modern designs of launch catapults, an analysis of their advantages and disadvantages, and also describes a new design of the catapult, which provides a short preparation time for acceleration, efficiency and the ability to adapt to different types of cargo. Analytical and numerical calculations using the finite element method were carried out, and a kinetic launch catapult was designed.

Relevance of the work: The development of a launch catapult for cargo is relevant due to the growing use of unmanned aerial vehicles for military, rescue, logistical and scientific purposes. Cargoes require effective solutions for launching in confined spaces, which makes kinetic catapults with a flywheel energy storage a promising choice. Such a catapult allows for quick preparation for launching the mass and can be used in field conditions provided that it is installed on a mobile platform with pneumatic wheels.

Research objective: Development of a kinetic launch catapult for cargo with a flywheel energy storage, which ensures effective acceleration of the device to the required breakaway speed. This involves creating a new catapult design, calculating its main parameters, developing a 3D model, performing numerical simulation of the gear-belt transmission and analyzing its stress state to assess its strength.

Research object - drive of a launch catapult for UAVs

Research subject – Characteristics of the flywheel motion and the strength of the gear-belt transmission.

Research methods: Theoretical methods of analyzing the flywheel motion and numerical simulation using the finite element method.

Scientific novelty of the obtained results: The dependences of the angular velocity of the flywheel on the magnitude of the launch masses and the angle of inclination of the launch catapult were obtained.

Practical significance of the obtained results: The results obtained in the work will help in the development of a launch catapult for accelerating masses due to the accumulated energy of the flywheel.

Keywords: Kinetic catapult, flywheel energy storage, acceleration system, numerical modeling.

ВСТУП

Безпілотні літальні апарати (БПЛА) знаходять все ширше застосування як у військовій сфері, так і в цивільних галузях, таких як сільське господарство, рятувальні операції, моніторинг стану навколишнього середовища, логістика, та інші. БПЛА літакового типу вимагають наявності відкритих майданчиків для здійснення розгону до необхідної швидкості відриву, при якій відбувається відрив БПЛА від землі, далі – Вантає виконує програму польоту.

Запуск Вантажу літакового типу може здійснюватися, у разі відсутності великих відкритих майданчиків, за рахунок роботи спеціальних пускових катапульт. Пускова катапульта здійснює швидкий розгін БПЛА до необхідної швидкості відриву за мінімальний шлях його руху по платформі катапульти. Найбільш частіше пускові катапульти застосовують у військовій сфері для пуску розвідувальних та ударних БПЛА. Застосування таких засобів дає можливість військовим здійснювати пуск БПЛА з будь яких непідготовлених місць місцевості.

Існує багато різноманітних конструкцій пускових катапульт за різним принципом їх роботи. Продовжуються роботи щодо пошуку оптимального рішення, яке дозволило б мінімізувати конструкції пускової катапульти та застосовувати легковідновлювальне джерело енергії, за рахунок якої і здійснюється пуск БПЛА.

Одним з перспективних рішень щодо розробки ефективних пускових катапульт можуть бути конструкції з приводом із маховичним накопичувачем енергії, яка в момент пуску передається в систему розгону БПЛА, так звані кінетичні пускові катапульти. Такі катапульти можна швидко переналаштовувати на пуск різноманітних БПЛА літакового типу з різною масою та різною швидкістю відриву, за рахунок переналаштування роботи приводу.

Оскільки БПЛА активно застосовуються в російсько-українській війні, то розробка пускових катапульт для їх швидкого запуску є актуальною задачею.

В даній роботі була спроектована перспективна кінетична пускова катапульта з маховичним накопичувачем енергії та проведено аналіз її роботи. Виконано чисельний аналіз роботи зубчасто-пасової передачі приводу кінетичної катапульти, яка здійснює швидкий розгін БПЛА до необхідної швидкості відриву.

1. ОГЛЯД СТАНУ ПИТАННЯ ПУСКОВИХ КАТАПУЛЬТ

1. Основні типи пускових катапульти

Огляд стану питання кінематичних пускових катапульти для вантаєв охоплює аналіз сучасних розробок, технологічних рішень та актуальних викликів у цій галузі.

Сучасні кінематичні пускові катапульти для вантажів активно розробляються і використовуються як у військовій, так і в цивільній сфері. Основні технологічні рішення включають використання пружинних, гумових та пневматичних механізмів для забезпечення необхідної сили для запуску.

У військових застосуваннях катапульти використовуються для швидкого і мобільного запуску різного типу вантажу. У цивільному секторі катапульти знаходять застосування у сільському господарстві, екологічному моніторингу, рятувальних операціях та інших сферах та поділяються на типи, що наведені нижче.

1.1.1 Пружинні катапульти

Пружинні катапульти використовують механічну енергію, накопичену в стиснених пружинах. Вони є одними з найпростіших і найнадійніших рішень, проте мають обмежену потужність і дальність запуску.

Цей тип катапульти працює за принципом збереження енергії: пружина накопичує потенціальну енергію при стисканні або розтягуванні, а коли її звільняють, енергія перетворюється в кінетичну, що і дозволяє метати об'єкти.

Основні елементи пружинної катапульти:

- 1) **Пружина** — основний компонент, який накопичує енергію.
- 2) **Корпус** — конструкція, що утримує катапульти та забезпечує її стабільність.
- 3) **Ложе для метального об'єкта** — місце, де розташовується предмет, який буде метатися.

4) **Механізм спуску** — система, яка утримує пружину в стислому стані і звільняє її за командою.

На рис. 1.1 показано варіант виконання катапульти з використанням плоских пружин. Пуск БПЛА здійснюється з майданчика 7, який переміщується в стартове положення за допомогою пристрою натягу 1. При переміщенні майданчика за рахунок поліспасту 7 (рухлива система блоків 2 і нерухома система блоків 3) відбувається стиск пружинних елементів 6, які закріплені у каретках 5, каретки закріплені знизу роз'ємної основи 4. Розгін майданчика 7 здійснюється по напрямних 8, які закріплені безпосередньо на підставці 4.

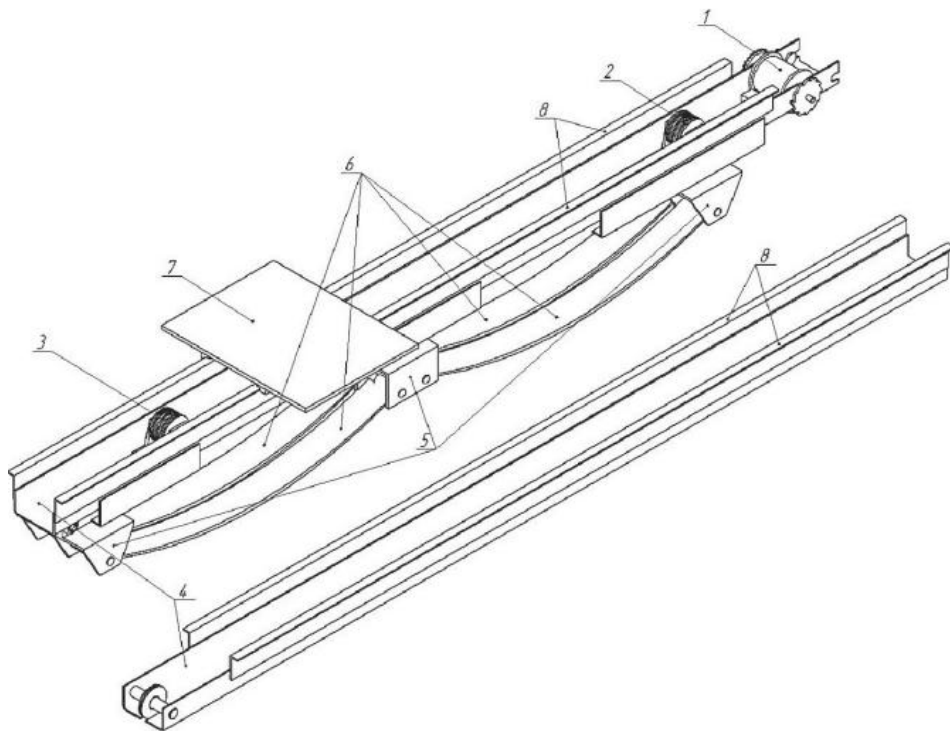


Рисунок 1.1 – Катапульта пружинна[16]

Використання в якості пружинних елементів плоских пружин забезпечує практично постійну величину пришвидшення, що дозволяє зменшити перевантаження, які діють на БПЛА під час пуску.

1.1.2 Гумові катапульти

Розробка та використання гумових катапульти для безпілотних літальних апаратів (БПЛА) є ефективним рішенням для забезпечення мобільності та швидкості запуску у різних умовах. Гумові катапульти використовують еластичні матеріали, такі як гумові джгути, для створення необхідної сили для запуску апарату. Нижче наведено огляд основних аспектів гумових катапульти для БПЛА.

Конструкція гумової катапульти

Рама: Металева або композитна структура, яка забезпечує міцність і стабільність всієї системи.

Гумові джгути: Еластичні елементи, які зберігають і вивільняють енергію для запуску БПЛА.

Каретка: Платформа або механізм, який утримує БПЛА і рухається вздовж рами під дією гумових джгутів.

Фіксатори: Механізми для утримання каретки в початковому положенні та її вивільнення під час запуску.

Направляючі: Рейки або канали, вздовж яких рухається каретка, забезпечуючи прямолінійний рух і стабільність.

Принцип дії

Підготовка до запуску: Каретка із закріпленням на ній БПЛА відтягується назад, натягуючи гумові джгути.

Фіксація: Каретка фіксується у натягнутому положенні за допомогою фіксаторів.

Запуск: Фіксатори звільняються, і каретка, під дією сили натягу гумових джгутів, швидко рухається вперед, розганяючи БПЛА до необхідної швидкості для зльоту.

Від'єднання: Після досягнення максимальної швидкості каретка автоматично зупиняється, дозволяючи БПЛА продовжувати політ самостійно.

Переваги гумових катапульти

- Простота і надійність: Гумові катапульти мають просту конструкцію і невелику кількість рухомих частин, що знижує ризик поломок і підвищує надійність.
- Мобільність: Невелика маса і компактність дозволяють легко транспортувати і розгорнути систему в польових умовах.
- Вартість: Виготовлення і обслуговування гумових катапульти є відносно дешевими у порівнянні з пневматичними або пружинними системами.
- Регулювання сили запуску: Натяг гумових джгутів можна легко регулювати, забезпечуючи оптимальні умови запуску для різних типів і маси БПЛА.

Недоліки гумових катапульти

- Обмежена потужність: Гумові джгути мають обмежену силу натягу, що може бути недостатнім для запуску важких або великих БПЛА.
- Знос матеріалів: Гумові елементи з часом втрачають свої еластичні властивості і потребують регулярної заміни.
- Чутливість до температури: Еластичні властивості гумових джгутів можуть змінюватися при екстремальних температурах, що впливає на ефективність запуску.

Приклади існуючих моделей гумових катапульти

- UAV Solutions Talon 240: Легка гумова катапульта для запуску малих і середніх БПЛА, що відрізняється високою мобільністю і простотою у використанні (рис. 1.2, б).
- AeroTech Launchers: Модульні системи з гумовими джгутами, що забезпечують регульовану силу запуску для різних типів безпілотників (рис. 1.2, а).



а)



б)

Рисунок 1.2 Приклад гумових катапульти для БПЛА[17-18]

а) – пускова катапульта AeroTech Launchers; б) – пускова катапульта UA Solutions Talon 240

Прикладом гумової екатапульти є, наприклад, відома авіамодель катапульта (рис. 1.3), яка має габарити 1500×600×800 мм. Вона містить рам що базується на горизонтальній поверхні та складається з переднього 1 заднього 2 упорів, на яких закріплені відповідні вертикальні стойки різні висоти, які задають кут старту безпілотної по напрямних 3, що з'єднують стойки. Направних щонайменше дві 3, по яких при старті рухається безпілотної. Стартовий замок 4, що розташований на передній стойці, дозвол скорочуватися робочому тілу у вигляді пучка гумових ниток (гума) 5, яке однієї сторони закріплюється у стартовому замку, а другий кінець розтягується перед катапультою строго проти вітру (у разі його наявності) та закріплюється

кілком до землі на іншому боці.

На поперечинах (рис. 1.3) розміщується замок для старту безпілотної стартовий важіль. Така конструктивна схема (рис. 1.3) має такі недоліки:

Вона потребує тривалого часу для розкладання та встановлення напрямних, закріплення їх на ґрунті, для запобігання зміщенню. До стартового замка за допомогою кільця закріплюється робоче тіло (пучок гумових ниток скорочення якого необхідне для старту безпілотної. Такий варіант розміщення робочого тіла теж має свої недоліки: робоче тіло знаходиться безпосередньому контакті з землею, що, в свою чергу, різко скорочує терм його роботи; такий варіант робочого тіла не може працювати при від'ємних температурах, що обмежує застосування катапульти. Для старту катапульта треба підготовлювати майданчик: прибрати рослинність вище 50 см, натягнути та закріпити робоче тіло (гумові нитки), розкласти та закріпити катапульта на майданчику, який також треба розчистити. Катапульта має раму, що базується на горизонтальній поверхні та складається з переднього 1 та заднього упорів які виконано нерозбірними, та скріплених з ними відповідних вертикальних стоек різної висоти, які задають кут старту безпілотної по напрямних 2, і з'єднують стойки. Направних щонайменше дві, по яких при старті рухається безпілотної.

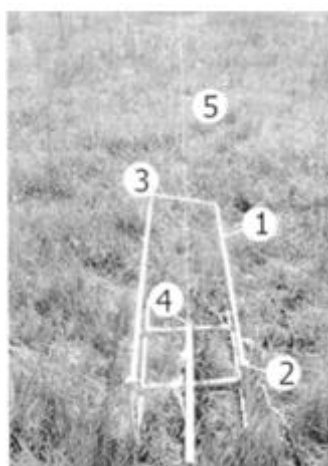


Рисунок 1.3 Катапульта для зльоту безпілотної [19]

Стартовий замок 3, що розташований на передній стойці, дозволяє скорочуватися робочому тілу (гумі). Робоче тіло у вигляді пучка гумових ниток розтягується перед катапультию строго проти вітру (у разі його наявності) та закріплюється у стартовому замку.

Через те, що вона не розбирається, для її транспортування потрібен об'єм по розмірах катапульти. Робоче тіло - гума - не може працювати при від'ємних температурах, тому використання катапульти обмежено в зимовий період. Використання такої катапульти має додаткове обмеження у вигляді спеціально підготовлених майданчиків, на яких вона може працювати. Перепад мікрорельєфу, рослинність заввишки 50 см заважає повноцінній роботі катапульти. Головним недоліком є неможливість застосування катапульти на полях після розорювання та при наявності сільськогосподарських рослин висотою більш ніж 50-60 см.

Ці недоліки визначені наступними конструктивними особливостями: упори катапульти виконані нерозбірними та мають розміри, які потрібні щоб вмістити її у багажник легкового автомобіля, тому не можуть бути змінені за висотою для вибору кута нахилу. Крім того, через жорстку конструкцію всієї рами кут нахилу є незмінним, що обмежує можливості зльоту, особливо при великій швидкості вітру. Застосування гуми як робочого тіла має певні обмеження ще й по кількості її використань при старті беспілотника, при різкому скороченні вона зазнає механічних ушкоджень, які виводять її з ладу.

Катапульта з ручним пусковим пристроєм показана на рис. 1.4.

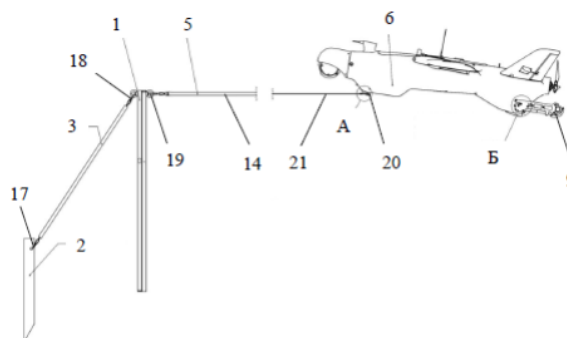


Рисунок 1.4 Катапульта для зльоту БПЛА[20]

Конструкція складається з опори катапульти 1, яка у робочому стані з'єднана із виконаним із можливістю багаторазового встановлення з утриманням у місці встановлення утримуючим засобом 2 через прикріплений виконаний еластичним пружним, щонайменше в основній частині, з можливістю розтягування в довжину, повернення у вихідне положення та виконаним подовженим утримуючий елемент 3, який іншим кінцем знімно прикріплений до опори катапульти 1. Опора катапульти 1 виконана із можливістю встановлення у вертикальне положення та у варіанті виконання має дві ніжки. До опори катапульти 1 у робочому стані приєднаний, наприклад карабіном, виконаний еластичним пружним, щонайменше в основній частині, з можливістю розтягування в довжину, повернення у вихідне положення та подовженим стартовий елемент 5, інший кінець якого виконаний із можливістю причеплення, наприклад карабіном, до безпілотного літального апарата 6 та відчеплення від нього при русі безпілотного літального апарата 6 вперед після його запуску. Також запропонована катапульта містить ручний пусковий пристрій 9, який у робочому положенні прикріплений до БПЛА 6, фіксуючи його, і виконаний із можливістю спуску (відпускання) безпілотного літального апарата 6. Спуск БПЛА 6 здійснюють після розтягування стартового елемента 5 із створенням потрібного стартового зусилля залежно від виконання БПЛА 6 та/або його ваги. Після спуску БПЛА 6 з ручного пускового пристрою 9 здійснюється запуск та зліт БПЛА 6.

1.1.3 Пневматичні катапульти

Пневматичні катапульти (рис. 1.5) використовують стиснене повітря для створення необхідного тиску і сили для запуску БПЛА. Вони дозволяють досягати високих швидкостей і є більш контрольованими, але вимагають складнішої інфраструктури і обслуговування.

У цих пристроях газ стискається в камері, а коли тиск різко знижується (за допомогою клапана або іншого механізму), вивільнена енергія метає об'єкт.

Основні компоненти пневматичної катапульти:

1. **Камера стиснення** — контейнер для стисненого газу (повітря або інший газ).
2. **Механізм клапана** — система, яка дозволяє різко випускати газ з камери, створюючи силу для метання.
3. **Труба або ствол** — напрямний елемент, через який проходить об'єкт під дією стисненого повітря.
4. **Механізм зарядки** — система для нагнітання тиску в камері (може бути ручний насос або компресор).



Рисунок 1.5 – Катапульта пневматична[1-2]

Провідні розробники і продукти

На ринку присутні кілька провідних компаній, що спеціалізуються на розробці пускових катапульти для БПЛА, такі як LaunchPoint Technologies, UAV Solutions, та AeroLauncher. Вони пропонують різноманітні рішення, від портативних катапульти для легких БПЛА до великих систем для важких апаратів.

- Продукти

Приклади комерційно доступних продуктів включають катапульту UAV Solutions Rapid Response UAV Launch System, яка забезпечує швидкий запуск і простоту в експлуатації, та LaunchPoint Technologies Catapult Launch Systems,

яка інтегрує передові матеріали і технології для забезпечення високої ефективності і надійності.

На рис. 1.6 зображена пневматична катапульта, яка містить напрямну трубу 1, виконану у вигляді пневмоциліндра, що складається із двох труб, з'єднаних за допомогою стандартного різьбового фітинга, та поршня 2, зібраного з двох, наприклад алюмінієвих, труб. Напрямна труба приєднана за допомогою такого ж фітинга до кульового крана 3, до якого під'єднаний ресивер 4 та важіль 5. Стартовий майданчик 6 змонтовано на кінці напрямної труби. На краю поршня 2 установлений пристрій фіксації стартового положення БПЛА - штовхач 7, за допомогою якого стартовий імпульс передається на гак БПЛА. Стійке положення катапульти та необхідний стартовий кут забезпечуються регульованими опорами 8. Вузол пуску 9 забезпечує подачу стисненого газу в пневмоциліндр до моменту надання БПЛА необхідного стартового імпульсу. У спрощеному варіанті ресивер 4 може бути розміщено безпосередньо на ґрунті, але для більш контрольованого положення є підставка 10, що складається.



Рисунок 1.6 Пневматична катапульта[21]

Працює пневматична катапульта для злету безпілотних літальних апаратів наступним чином.

Після розпакування, катапульта встановлюють на майданчику, це може бути або поле з рослинністю не вище за 150 см, або польова дорога. Спершу на підставку 10 встановлюють ресивер 4 зі стисненим газом, із прикріпленням

вузлом пуску 8 з важелем 5. Потім до кульового крана 3 за допомогою фітинга приєднують попередньо зібрану з двох частин напрямну трубу 1, на якій вже змонтовані стартовий майданчик 6 та регульовані опори 7. За допомогою регульованих опор 7 виставляють необхідний стартовий кут направляючої труби 1. Наступним кроком є встановлення у пневмоциліндр поршня 2, вже зібраного з двох алюмінієвих труб, зі штовхачем 7. Далі встановлюють БПЛА на стартовий майданчик 6 та фіксують штовхач 7 у стартовому гаку БПЛА. До кульового крана 3 під'єднують вільне плече важелю 5. Для заряджання стислим повітрям може використовуватись компресор з живленням від бортової мережі транспортного засобу, або балон зі стислим азотом, що обладнаний газовим редуктором. Керування катапультою виконується дистанційно. З пульта керування, який знаходиться в оператора, подається команда на пуск, через важіль вузол пуску сприяє відкриттю крана подачі стисненого газу. Стиснений газ виштовхує поршень 2 зі штовхачем 7, який розганяє БПЛА до стартової швидкості. Залежно від необхідної енергії для зльоту літака відповідно до його злітної ваги встановлюється необхідний тиск у ресивері 4. Час, впродовж якого кран відкритий, може регулюватися в заданих межах залежно від ваги БПЛА.

1.1.4 Гідравлічна катапульта для БПЛА

Гідравлічні катапульти (рис. 1.7) для безпілотних літальних апаратів (БПЛА) використовують гідравлічні механізми для створення необхідної сили для запуску апарату. Вони забезпечують високу точність і контрольованість запуску, що робить їх ефективними у різних умовах експлуатації. Нижче наведено огляд основних аспектів гідравлічних катапульти для БПЛА.

Конструкція гідравлічної катапульти

Гідравлічний циліндр: Основний елемент, який створює силу для запуску шляхом переміщення поршня під тиском гідравлічної рідини.

Гідравлічний насос: Забезпечує необхідний тиск рідини в системі.

Резервуар для рідини: Містить гідравлічну рідину, яка використовується в системі.

Каретка: Платформа, яка утримує БПЛА і рухається вздовж напрямних під дією гідравлічного циліндра.

Направляючі: Рейки або канали, вздовж яких рухається каретка, забезпечуючи прямолінійний рух і стабільність.

Контролери і датчики: Електронні компоненти, які забезпечують контроль за тиском, швидкістю і положенням каретки.

Принцип дії

1. Підготовка до запуску: БПЛА закріплюється на каретці, гідравлічний насос створює необхідний тиск в системі.

2. Запуск: Під впливом тиску гідравлічної рідини поршень циліндра переміщує каретку вздовж напрямних, розганяючи БПЛА до необхідної швидкості для зльоту.

3. Від'єднання: Після досягнення максимальної швидкості каретка автоматично зупиняється, дозволяючи БПЛА продовжувати політ самостійно.

Переваги гідравлічних катапульт

1. Висока потужність і контроль: Гідравлічні системи можуть створювати значну силу і забезпечувати точний контроль швидкості і прискорення каретки.

2. Можливість запуску важких БПЛА: Гідравлічні катапульти здатні запускати більші і важчі безпілотники, ніж гумові або пружинні катапульти.

3. Точність і повторюваність: Гідравлічні системи забезпечують високу точність і повторюваність запусків, що важливо для критичних застосувань.

4. Можливість регулювання: Тиск і швидкість запуску можуть бути легко відрегульовані для різних типів БПЛА і умов запуску.

Недоліки гідравлічних катапульт

1. Складність і вартість: Гідравлічні системи є складнішими і дорожчими у виготовленні та обслуговуванні порівняно з гумовими або пружинними катапультами.

2. Вимоги до обслуговування: Необхідність регулярного технічного обслуговування, включаючи перевірку і заміну гідравлічної рідини, а також перевірку герметичності системи.

3. Вага і мобільність: Гідравлічні катапульти, як правило, важчі і менш мобільні, що може ускладнити їх транспортування і розгортання в польових умовах.

Приклади використання

- Військове застосування

Гідравлічні катапульти використовуються для запуску важких розвідувальних і ударних БПЛА, які потребують високої швидкості зльоту і точної траєкторії.

- Цивільне застосування

У цивільному секторі гідравлічні катапульти можуть використовуватися для запуску великих безпілотників, що виконують інспекційні, рятувальні або науково-дослідні місії, де потрібна висока надійність і точність.

Приклади існуючих моделей

1. Hydra Launch Systems: Спеціалізується на розробці гідравлічних катапулт для різних типів БПЛА, забезпечуючи високий рівень потужності і контрольованості запуску.

2. EMT P6 Hydro: Гідравлічна катапульта для важких БПЛА, що використовується в військових і цивільних місіях, забезпечуючи точний і потужний запуск.

Перспективи розвитку

1. Інновації в матеріалах: Використання нових легких і міцних матеріалів для зменшення ваги і підвищення мобільності гідравлічних катапулт.

2. Автоматизація і інтелектуальні системи: Інтеграція інтелектуальних систем управління для автоматичного регулювання параметрів запуску і підвищення безпеки.

3. Енергоефективність: Розробка більш енергоефективних гідравлічних систем для зменшення витрат енергії і підвищення екологічності.



Рисунок 1.7 – Гідравлічна катапульта для БПЛА[22]

1.1.5. Пневматична катапульта для БПЛА

Пневматичні катапульти (рис. 1.8) для безпілотних літальних апаратів (БПЛА) використовують стиснене повітря для створення необхідної сили для запуску апарату. Цей тип катапульти забезпечує високу потужність, точність і контроль запуску, що робить їх ефективними у різних умовах експлуатації. Нижче наведено огляд основних аспектів пневматичних катапульти для БПЛА.

Конструкція пневматичної катапульти

1. Пневматичний циліндр: Основний елемент, який створює силу для запуску шляхом переміщення поршня під тиском стисненого повітря.
2. Компресор: Пристрій для нагнітання повітря і створення необхідного тиску в системі.
3. Резервуар для повітря: Містить стиснене повітря, яке використовується в системі.
4. Каретка: Платформа, яка утримує БПЛА і рухається вздовж напрямних під дією пневматичного циліндра.
5. Направляючі: Рейки або канали, вздовж яких рухається каретка, забезпечуючи прямолінійний рух і стабільність.
6. Контролери і датчики: Електронні компоненти, які забезпечують контроль за тиском, швидкістю і положенням каретки.

Принцип дії

1. Підготовка до запуску: БПЛА закріплюється на каретці, компресор створює необхідний тиск в резервуарі.

2. Запуск: Під впливом тиску стисненого повітря поршень циліндра переміщує каретку вздовж напрямних, розганяючи БПЛА до необхідної швидкості для зльоту.

3. Від'єднання: Після досягнення максимальної швидкості каретка автоматично зупиняється, дозволяючи БПЛА продовжувати політ самостійно.

Переваги пневматичних катапульт

1. Висока потужність і контроль: Пневматичні системи можуть створювати значну силу і забезпечувати точний контроль швидкості і прискорення каретки.

2. Можливість запуску важких БПЛА: Пневматичні катапульти здатні запускати більші і важчі безпілотники, ніж гумові або пружинні катапульти.

3. Точність і повторюваність: Пневматичні системи забезпечують високу точність і повторюваність запусків, що важливо для критичних застосувань.

4. Можливість регулювання: Тиск і швидкість запуску можуть бути легко відрегульовані для різних типів БПЛА і умов запуску.

Недоліки пневматичних катапульт

1. Складність і вартість: Пневматичні системи є складнішими і дорожчими у виготовленні та обслуговуванні порівняно з гумовими або пружинними катапультами.

2. Вимоги до обслуговування: Необхідність регулярного технічного обслуговування, включаючи перевірку і заміну компонентів компресора і резервуара.

3. Вага і мобільність: Пневматичні катапульти, як правило, важчі і менш мобільні, що може ускладнити їх транспортування і розгортання в польових умовах.

Приклади використання

- Військове застосування

Пневматичні катапульти використовуються для запуску важких розвідувальних і ударних БПЛА, які потребують високої швидкості зльоту і точної траєкторії.

- Цивільне застосування

У цивільному секторі пневматичні катапульти можуть використовуватися для запуску великих безпілотників, що виконують інспекційні, рятувальні або науково-дослідні місії, де потрібна висока надійність і точність.

Приклади існуючих моделей

1. Viking Air UAS Launcher: Пневматична катапульта для різних типів БПЛА, забезпечуючи високу потужність і точність запуску.

2. Robonic Kontio: Високоєфективна пневматична катапульта, здатна запускати БПЛА середнього і великого розміру, широко використовується у військових і цивільних місіях.

Перспективи розвитку

1. Інновації в матеріалах: Використання нових легких і міцних матеріалів для зменшення ваги і підвищення мобільності пневматичних катапульти.

2. Автоматизація і інтелектуальні системи: Інтеграція інтелектуальних систем управління для автоматичного регулювання параметрів запуску і підвищення безпеки.

3. Енергоефективність: Розробка більш енергоефективних компресорів і систем зберігання повітря для зменшення витрат енергії і підвищення екологічності.



Рисунок 1.8 - Пневматична катапульта для БПЛА[2]

1.1.6. Кінетична катапульта

Конструкція кінетичної катапульти показана на рис. 1.9 [4]. В якій накопичена енергія маховика використовується для запуску БПЛА. Управління передачею накопиченої енергії від маховика до зубчастопасової передачі виконується за рахунок роботи електромагнітної муфти.

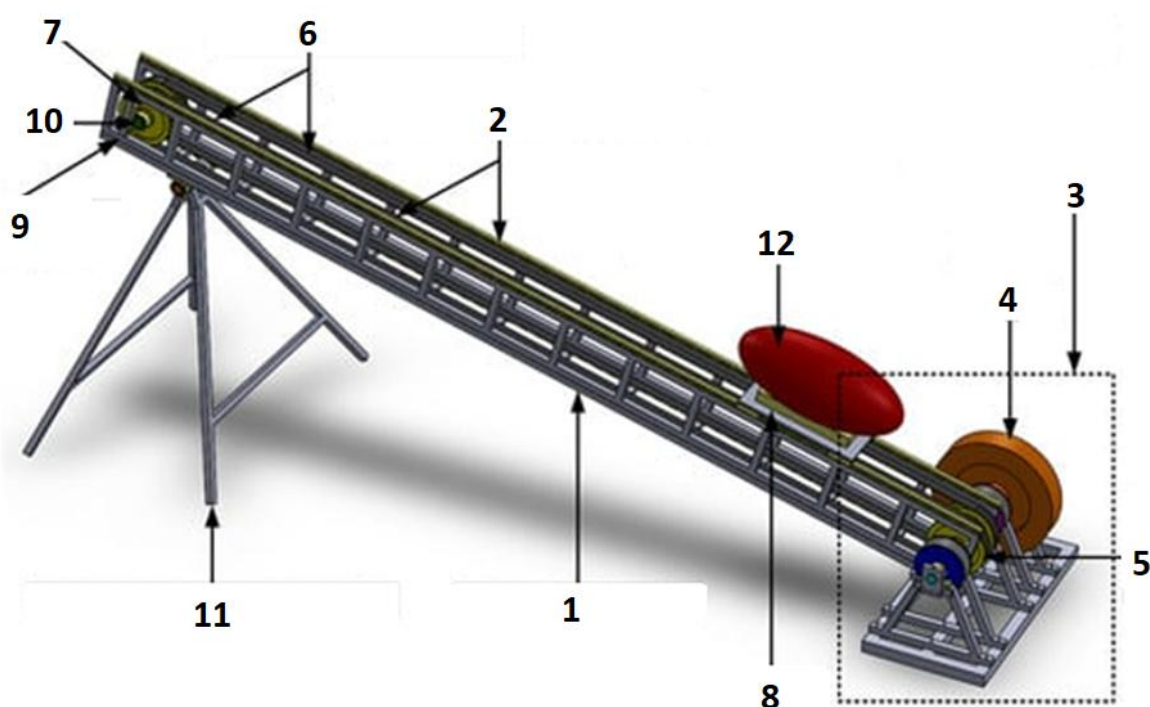


Рисунок 1.9 Кінетична катапульта для пуску БПЛА [4]

1 – рама пускової установки; 2 – лінійні доріжки для розгону БПЛА, 3 – привід пускової установки, 4 – маховик, 5 – ведучі шків, 6 – зубчасті паси, 7 – ведені шків, 8 – візок, 9 – система натягування пасів, 10 – енкодер, 11 – опора для виставлення кута взльоту, 12 - БПЛА

Привід кінетичної катапульти показаний на рис. 1.10. Він складається з двигуна, який розкручує маховик до заданної частоти обертання. Для запуску БПЛА, відбувається включення електромагнітної муфти, яка передає кінетичну енергію маховика на вал, на якому розміщені шків зубчато-пасової передачі. Рухомою платформою (рис. 1.9), підключеною до пасів зубчато-пасової передачі, розганяється разом з пасами до необхідної швидкості відриву, при якій

відбувається відрив БПЛА від цієї платформи. Гальмування рухомої платформи здійснюється за рахунок роботи електромагнітного гальма. Також гальмування може бути виконано за рахунок роботи пружинного буфера в кінці руху рухомої платформи по направляючій кінетичної катапульті.

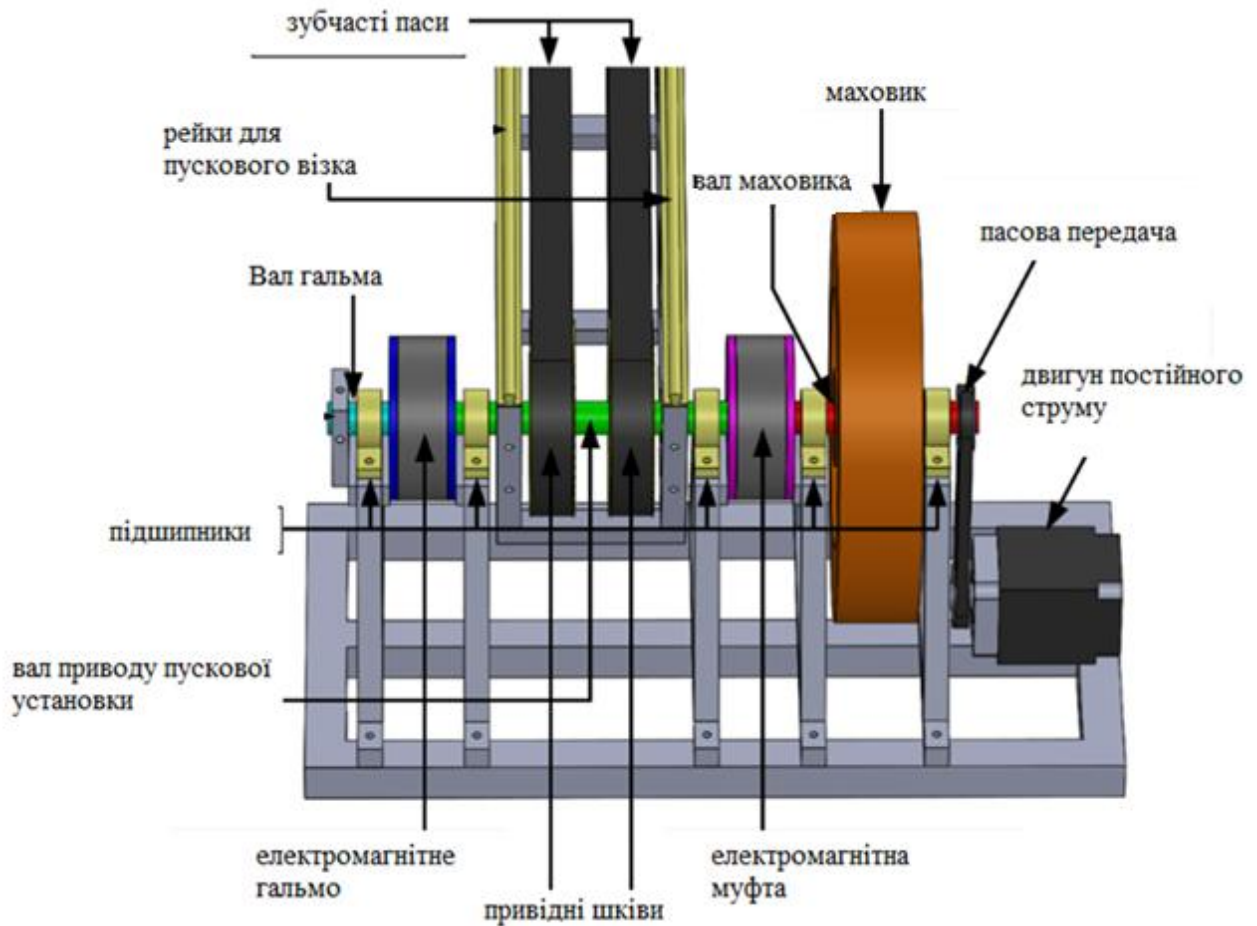


Рисунок 1.10 - Привід кінетичної пускової катапульті[4]

Розрахункова схема для визначення параметрів привідної системи кінетичної катапульті, наприклад з приводом від двигуна постійного струму, показана на рис. 1.11.

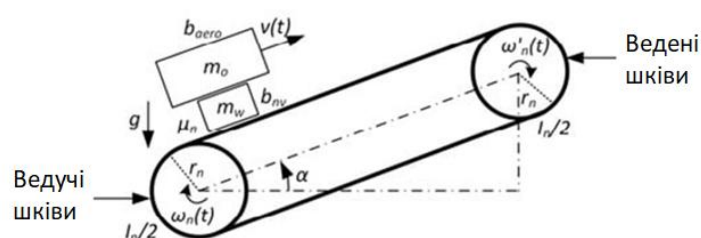


Рисунок 1.11 - Розрахункова схема пускової катапульті для БПЛА [4]

Динамічне рівняння руху для ведучих шківів [4]:

$$I_n \frac{d\omega_n(t)}{dt} = M_t(t) - M_h(t) - b_{n\omega}\omega_n(t) - b_{nv}r_n^2\omega_n(t) - b_{aer}r_n^2\omega_n(t)f_{sep}(t) - \left(r_n^2 \frac{d\omega_n(t)}{dt} + r_n g \cdot \sin\alpha + \mu_n g r_n \cdot \cos\alpha \cdot \text{sign}(r_n \omega_n(t)) m_w + m_o f_{sept}, \quad (1.1)$$

де μ_n - коефіцієнт тертя Кулона; b_{aer} - аеродинамічний коефіцієнт демпфування, Н/м/с; m_w - маса візка, кг; m_o - маса БПЛА, кг; b_{nv} - коефіцієнт демпфування прилінійному русі, Н/м/с; α - кут запуску БПЛА, рад; $b_{n\omega}$ - коефіцієнт демпфування рухомих елементів приводу, Нм/рад/с; I_n - момент інерції ведучих та ведених шківів, кг·м²; $M_t(t)$ - крутний момент, що передається муфтою, Нм; $M_h(t)$ - гальмівний момент, що передається від муфти, Нм; r_n - радіус шківів, м; $\omega_n(t)$ - кутова швидкість ведучих шківів, рад/с; $f_{sep}(t)$ - функція, яка описує відділення БПЛА від візка.

1.2 Експериментальні і чисельні дослідження катапульт для БПЛА

Методи експериментальної частини розробки кінетичної пускової катапульти для БПЛА включають кілька ключових етапів, які забезпечують комплексний підхід до тестування і вдосконалення системи. Основні методи експериментальної частини включають:

1) - Створення прототипу катапульти

Розробка і виготовлення початкового прототипу катапульти на основі попередніх теоретичних розрахунків і моделювання.

Методи:

- Використання 3D-друку для виготовлення деталей.
- Збірка прототипу з використанням стандартних механічних компонентів (пружини, рейки, кріплення тощо).

2) - Аналіз даних і валідація моделі

Збір і аналіз даних, отриманих під час випробувань, для валідації теоретичних моделей і вдосконалення конструкції катапульти.

Методи:

- Обробка даних: Використання програмного забезпечення для аналізу даних, отриманих з датчиків і відеозаписів (наприклад, MATLAB або Python з відповідними бібліотеками).

- Порівняння з теоретичними моделями: Порівняння експериментальних даних з результатами математичного моделювання для виявлення розбіжностей і причин їх виникнення.

- Внесення коригувань: Корекція конструкції катапульти на основі аналізу експериментальних результатів.

3) - Довготривалість випробування

Проведення серії довготривалих випробувань для оцінки зносостійкості та надійності катапульти при тривалому використанні.

Методи:

- Циклічні випробування: Повторні запуски БПЛА з фіксованими інтервалами для оцінки зносу компонентів катапульти.

- Моніторинг стану: Регулярний огляд і вимірювання зношування механічних частин катапульти, таких як пружини, рейки і кріплення.

Висновки до розділу 1

Кінематичні пускові катапульти для вантажів є важливим елементом у забезпеченні мобільності і ефективності використання безпілотних літальних апаратів. Сучасні розробки зосереджуються на підвищенні надійності, зменшенні ваги і розміру, а також інтеграції з різними типами БПЛА. Технологічні інновації і вдосконалення конструкцій сприятимуть подальшому розвитку цієї галузі та розширенню сфер її застосування.

Порівнюючи гумові, гідравлічні та пневматичні катапульти для безпілотних літальних апаратів (БПЛА), можна виділити кілька ключових

аспектів, що визначають вибір тієї чи іншої технології залежно від специфічних вимог та умов використання.

1. Гумові катапульти підходять для легких і середніх БПЛА, де важлива мобільність, простота і низька вартість.

2. Гідравлічні катапульти є оптимальним вибором для важких і великих БПЛА, де критичні точність, контроль і потужність запуску, незважаючи на вищу складність і вартість.

3. Пневматичні катапульти забезпечують високі характеристики і гнучкість для важких БПЛА з меншою вагою порівняно з гідравлічними системами, але вимагають складної інфраструктури і технічного обслуговування.

Розуміння переваг і недоліків кожної системи дозволяє оптимально вибрати катапульти залежно від специфічних потреб і умов використання, забезпечуючи ефективний і надійний запуск безпілотних літальних апаратів.

Проведення серії довготривалих випробувань для оцінки зносостійкості та надійності катапульти при тривалому використанні.

Методи:

- Циклічні випробування: Повторні запуски БПЛА з фіксованими інтервалами для оцінки зносу компонентів катапульти.

- Моніторинг стану: Регулярний огляд і вимірювання зношування механічних частин катапульти, таких як пружини, рейки і кріплення.

2. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ МАХОВИКА ПРИВОДУ ПУСКОВОЇ ПЛАТФОРМИ ДЛЯ БПЛА

2.1. Розрахунок зведеного моменту від сил опору маховика.

На першому етапі визначення зведеного моменту маховика потрібно скласти розрахункову схему розподілення сил опору, яка виглядатиме наступним чином:

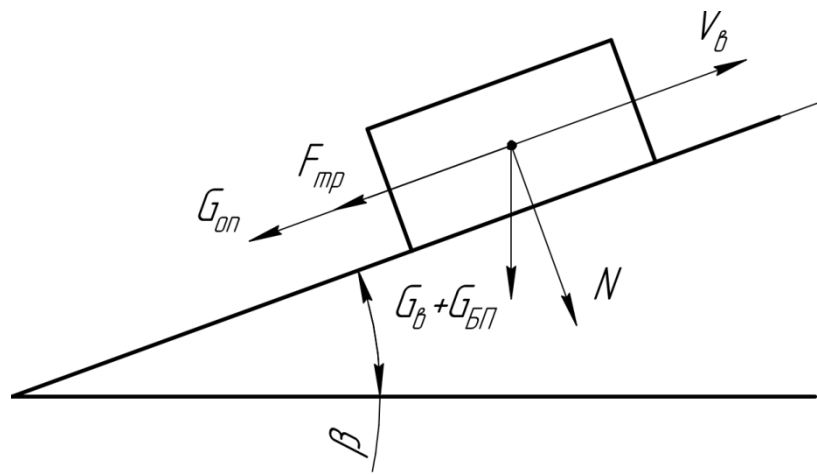


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема розподілення сил опору

Визначимо складову від сили опору $G_{оп}$, N за формулою:

$$G_{оп} = (G_B + G_{БП}) \cdot \sin\beta \quad (2.1)$$

де G_B - вага візка для БПЛА, Н;

$G_{БП}$ - вага БПЛА, Н;

β - кут нахилу платформи, $\beta=20^\circ$;

Вага візка G_B , Н та БПЛА $G_{БП}$, розраховується за формулою:

$$G_i = m_i \cdot g \quad (2.2)$$

де m – маса візка або БПЛА, в якості розрахунків приймаємо $m_{БП} = 20$ кг;

$m_B = 5$ кг;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8$ м/с²;

$$G_B = 5 \cdot 9,8 = 49 \text{ Н};$$

$$G_{БП} = 20 \cdot 9,8 = 1960 \text{ Н};$$

$$G_{оп} = (49 + 1960) \cdot \sin 20^\circ = 687,12 \text{ Н};$$

Визначаємо нормальну реакцію на силу тертя N , Н за формулою:

$$N = (G_B + G_{БП}) \cdot \cos \beta \quad (2.3)$$

$$N = (49 + 1960) \cdot \cos 20^\circ = 1887,84 \text{ Н};$$

Визначаємо силу тертя $F_{тр}$, Н за формулою:

$$F_{тр} = N \cdot f \quad (2.4)$$

де f – коефіцієнт ковзання, $f=0,015$ [5]

$$F_{тр} = 1887,84 \cdot 0,015 = 28,32 \text{ Н};$$

Визначаємо силу інерції F_i , Н за формулою:

$$F_i = (m_{БП} + m_B) \cdot a_B \quad (2.5)$$

де a_B – прискорення візка, приймаємо $a_B = 36 \text{ м/с}^2$;

$$F_{imax} = (20 + 5) \cdot 36 = 900 \text{ Н}$$

Але виходячі з того, що прискорення змінюється від початку часу до пуску БПЛА, тому утворюється певна залежність, яка наведена на рис 2.1

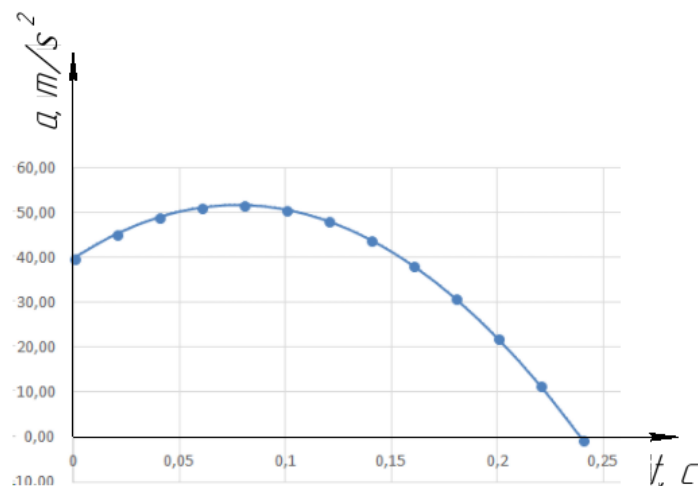


Рисунок 2.1 – Графік залежності прискорення візка від часу

Усі результати сили інерції від зміни часу вносяться до зведеної таблиці

2.1

Таблиця 2.1 - Зведена таблиця сили інерції від зміни часу

Значення Ділянка	$(m_{БП} + m_в)$, кг	a , m/s^2	F_i , Н
1	25	39,97	999,15
2		45,27	1131,87
3		49,01	1225,15
4		51,16	1278,97
5		51,73	1293,35
6		50,73	1268,29
7		48,15	1203,77
8		43,99	1099,81
9		38,26	956,41
10		30,94	773,55
11		22,05	551,25
12		11,58	289,50
13		0	0

Визначаємо сумарну силу опору $F_{сум}$, Н за формулою:

$$F_{сум_i} = F_i + G_{оп} + F_{тр} \quad (2.6)$$

$$F_{сум_{max}} = 1293,35 + 687,12 + 28,32 = 2008,79H$$

Усі результати сумарної сили опору вносяться до зведеної таблиці 2

Таблиця 2.2 - Зведена таблиця сили опору на кожній ділянці часу

Значення Ділянка	F_i , Н	$G_{оп}$, Н	$F_{тр}$, Н	$F_{сум_i}$, Н
<u>1</u>	999,15	687,12	28,32	1714,59
<u>2</u>	1131,87			1847,31
<u>3</u>	1225,15			1940,59
<u>4</u>	1278,97			1994,41
<u>5</u>	1293,35			2008,79
<u>6</u>	1268,29			1983,73
<u>7</u>	1203,77			1919,21
<u>8</u>	1099,81			1815,25
<u>9</u>	956,41			1671,85
<u>10</u>	773,55			1488,99
<u>11</u>	551,25			1266,69
<u>12</u>	289,50			1004,94
<u>13</u>	0			703,75

Виходячи з рівняння балансу потужностей визначаємо зведений момент з формул:

$$\begin{cases} \sum P = \sum F \cdot V_B \cdot \cos\alpha + \sum M \cdot \omega_M = M_{зв} \cdot \omega_M = -F_{сум} \cdot V_B \\ P = M_{зв} \cdot \omega_M \end{cases} \quad (2.7)$$

$$M_{зв} = -\frac{F_{сум} \cdot V_B}{\omega_M} \quad (2.8)$$

де V_B - швидкість розгону візка, $V_B = 18$ м/с;

Але виходячі з того, що швидкість візка змінюється від початку часу до пуску БПЛА, тому утворюється певна залежність, яка наведена на рис 2.2.

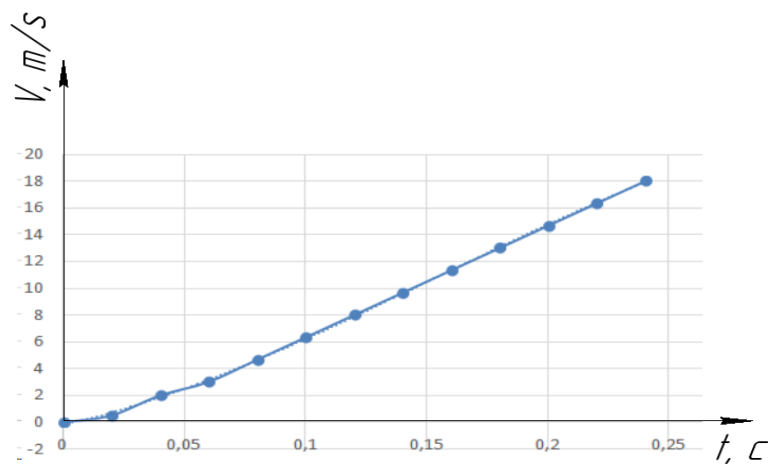


Рисунок 2.2 – Графік залежності швидкості візка від часу

α - кут між векторами сили та швидкості візка, $\alpha=180^\circ$;

ω_M – кутова швидкість маховика, яка розраховується за формулою:

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot n_M}{30} \quad (2.9)$$

де n_M – частота обертання маховика;

При зміні швидкості візка на усьому його шляху змінюється й зведений момент, тому утворюється залежність яка наведена на рис 2.3.

При розрахунку зведеного моменту від сили опору $M_{зв}$, Н·м прийнята середня частота обертів маховика $n_{M,ср} = 2650$ хв⁻¹ (див. п. 2.5).

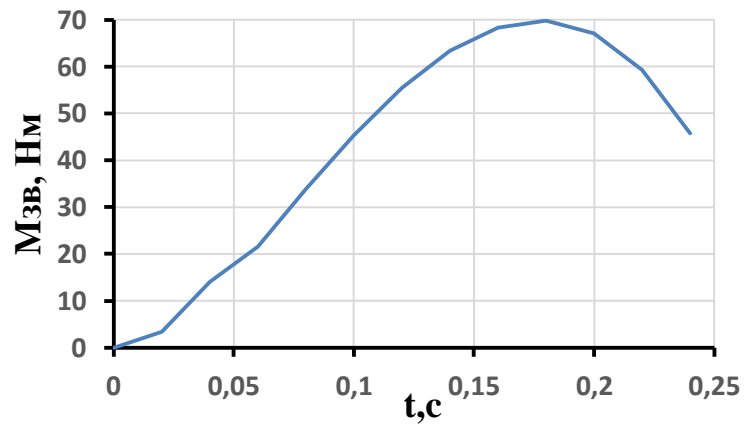


Рисунок 2.3 – Графік залежності зведеного моменту від часу

Усі результати зведених моментів вносяться до зведеної таблиці 3

Таблиця 2.3 - Зведена таблиця моментів на кожній ділянці часу

Значення Ділянка	$F_{\text{сум}i}$, Н	ω_m рад/с	V , м/с	$M_{\text{зв}}$, Н·м
1	1714,59	277,0	0,00	0
2	1847,31		0,50	3,3
3	1940,59		2,00	14
4	1994,41		3,00	21,6
5	2008,79		4,66	33,8
6	1983,73		6,33	45,3
7	1919,21		8,00	55,4
8	1815,25		9,67	63,3
9	1671,85		11,33	68,4
10	1488,99		13,00	69,9
11	1266,69		14,67	67,1
12	1004,94		16,33	59,2
13	703,75		18,00	45,7

Згідно таблиці 2.3 максимальний момент $M_{\text{зв}} = 69,9$ Н·м буде досягнуто при миттєвій швидкості розгону $V = 13$ м/с.

2.2 Розрахунок роботи

Виконаємо розрахунок роботи, яка необхідна для здійснення пуску БПЛА масою 20 кг.

Визначаємо вихідну потужність системи за формулою :

$$P_{\text{вх}} = \frac{A_{\text{сер}}}{t_p} \quad (2.10)$$

$$A_{\text{сер}} = \int_l F_{\text{сум}} dl \quad (2.11)$$

Для визначення середньої роботи потрібно використати графік залежності переміщення від часу, який буде наведений на рис.2.4

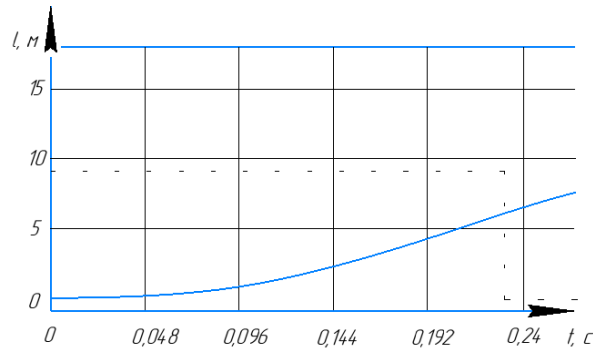


Рисунок 2.4 – Графік залежності переміщення від часу[4]

Будуємо графік залежності та визначаємо рівняння графіку сумарної сили від переміщення, наведено на рис. 2.5

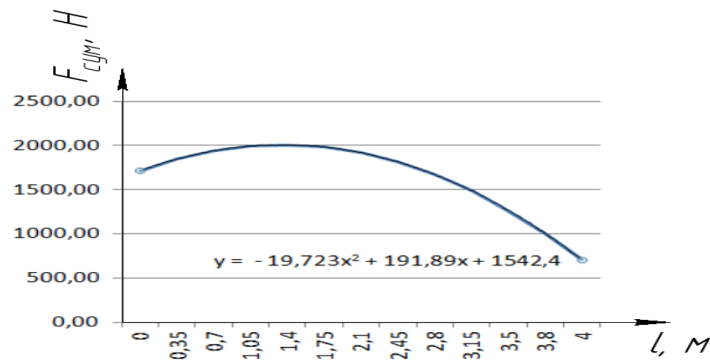


Рисунок 2.5 - Графік залежності сумарної сили від переміщення

Апроксимуємо графік залежності сили від переміщення поліноміальною кривою та отримаємо математичне рівняння наступного виду:

$$F(l) = -19,723l^3 + 191,89l + 1542,4.$$

Тоді можна знайти сумарну роботу, яку необхідно виконати в процесі розгону БПЛА.

$$A_{\text{сер}} = \int_l F_{\text{сум}} dl = - \int -\frac{19723l^2}{3000} + \frac{19189l}{100} + \frac{7712}{5} dl = -7284,0 \text{ Дж}$$

2.3 Розрахунок потужності

Розрахуємо потужність, яку потрібно витратити для здійснення розгону БПЛА.

Розрахуємо миттєву потужність $P_{\text{мит}}$, Вт за формулою:

$$P_{\text{мит}} = V \cdot F_{\text{сум}} \quad (2.12)$$

Усі результати значень миттєвої потужності під час розгону занесено до таблиці 2.4

Таблиця 2.4 - Зведена таблиця значень миттєвої потужності під час розгону БПЛА

Знач.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$P_{\text{мит}}$ Вт	0	924	3881	5983	9361	12557	15354	17553	18942	19357	18582	16411	12668

Оскільки миттєва потужність під час розгону досягає великих значень, то відповідно до розгону БПЛА буде використовуватись привод з маховиком, який буде накопичувати енергію необхідну для виконання розгону БПЛА до заданої швидкості відриву.

Прийmemo загальний час розкручування маховика до максимальної частоти його обертання, $t_p = 5$ с.

$$P_{\text{вх}} = \frac{7284,0}{5,0} = 1457 \text{ Вт} \approx 1,5 \text{ кВт}$$

Отриману вихідну потужність приведемо до валу електродвигуна враховуючи втрати на тертя в складових елементах приводу пускової катапульти.

Визначаємо потужність двигуна $P_{\text{дв}}$, кВт за кінематичною схемою рис 2.6, за формулою 2.10:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{вх}}}{\eta_i} \quad (2.13)$$

де η_i - ККД ланки;

η_1 - ККД зубчастопасової передачі, $\eta_1 = 0,95$;

η_2 - ККД клинопасової передачі передачі, $\eta_2 = 0,95$;

η_m - ККД муфти, $\eta_m = 0,98$;

$\eta_{\text{п}}$ - ККД підшипника, $\eta_{\text{п}} = 0,99$;

$$P_{\text{дв}} = \frac{1,5}{0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2} = 1,73 \text{ кВт}$$

Отже приймаємо двигун BLDC QS120 72V 2000W

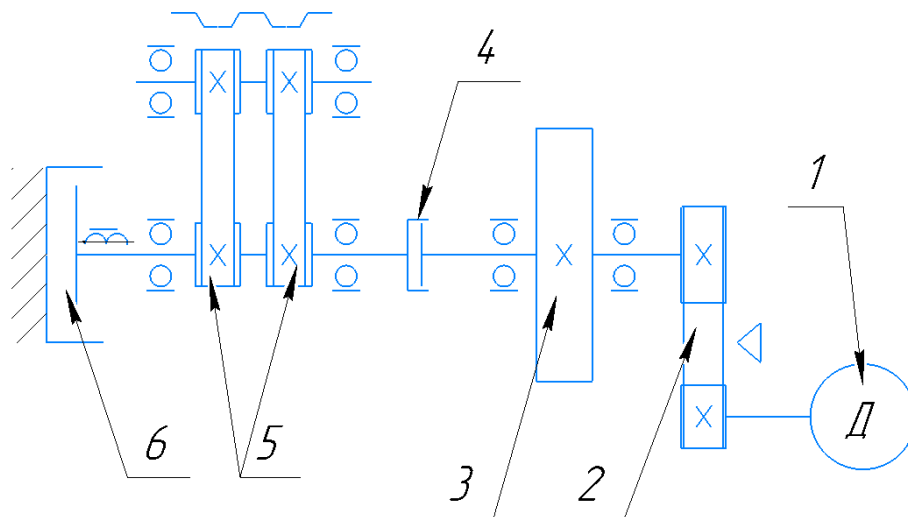


Рисунок 2.6 - Кінематична схема системи

(1 – двигун; 2 – Клинопасова передача; 3 – маховик; 4 – електромагнітна муфта; 5 – зубчастопасова передача; 6 – дискове електромагнітне гальмо)

Виходячи з потужності двигуна можливо розрахувати зубчастопасову передачу за [3]

З діаграми залежності потужності від крутного моменту визначаємо модуль m , ремня з трапецеїдальними зубцями.

2.4 Розрахунок геометричних параметрів зубчасто-пасової передачі

Для визначення середньої швидкості обертання маховика під час розгону БПЛА визначимо геометричні параметри зубчасто-пасової передачі.

Оскільки до зубчастопасової передачі буде передаватися за короткий момент часу певна миттєва потужність, яка буде витрачатися на розгін БПЛА. Максимальна миттєва потужність виходячи з табл.2.4 буде складати $P_m = 19357,0 \approx 20000 \text{Вт}$:

Використовуючи діаграму на рис. 2.6 визначимо модуль зубчасто-пасової передачі, враховуючи що міжосьова відстань між шківками буде складати 5м та ударних характер роботи пускової катапульти, приймаємо модуль на одиницю більше за визначений на рис. 2.6. Отже модуль зубчасто-пасової передачі $m = 5 \text{ мм}$

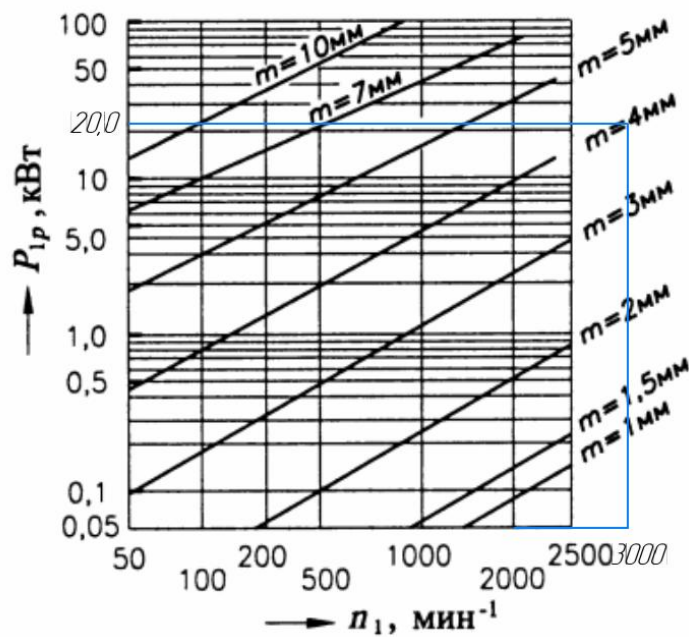


Рисунок 2.6 – діаграма для вибору модуля зубчастого ременю

Шаг зуба t_p , мм визначається за формулою:

$$t_p = \pi m \quad (2.14)$$

$$t_p = 3,14 \cdot 5 = 15,7$$

З таблиці [3. Табл.2.4.2] визначаємо мінімальне число зубців веденого шківa z_1 , виходячи з частоти обертання n , об/хв та модуля m , отже $z_1 = 58$;

Визначаємо діаметр веденого шківa d_1 , мм за формулою:

$$d_1 = z_1 \cdot m \quad (2.15)$$

$$d_1 = 24 \cdot 5 = 120 \text{ мм};$$

Визначаємо кут повороту шківів φ , рад за формулою:

$$S = \frac{\pi R}{180} \cdot \varphi \text{ звідси} \quad (2.16)$$

$$\varphi = \frac{S \cdot 180}{\pi R}$$

де S - довжина, яку проходить візок з БПЛА, $S = 4,0$ м;

R – радіус шківa, $R=0,06$ м;

$$\varphi = \frac{4,0 \cdot 180}{\pi \cdot 0,06} = 3821,65 \text{ град}$$

2.5. Рівняння руху маховика в інтегральній формі, Визначення зведеного моменту інерції маховика.

Енергія накопичена маховиком витрачається на виконання роботи по переміщенню візка з БПЛА по направляючій пускової катапульти.

Рівняння руху для маховика може бути записане в наступному вигляді:

$$\frac{I_{\text{пр}}^M \cdot \omega_i^2}{2} - \frac{I_{\text{пр}}^M \cdot \omega_0^2}{2} = A_{\text{нд}},$$

де ω_i - кутова швидкість маховика в i -й момент часу,

ω_0 – кутова швидкість маховика в початковий момент часу.

Визначаємо зведений момент інерції $I_{\text{пр}}^M$, кг·м² маховика за формулою:

$$I_{\text{пр}}^M = \frac{A_{\text{нд}}}{\omega_{\text{сеп}}^2 \cdot \delta}. \quad (2.17)$$

де $A_{нд}$ - робота, передавана від маховика у систему, яка розраховується за формулою (2.12);

$\omega_{сер}$ – середня кутова швидкість, розраховується за формулою;

δ – коефіцієнт нерівномірності ходу, $\delta = 0,4$.

Визначаємо середню кутову швидкість $\omega_{сер}$, рад/с за формулою:

$$\omega_{сер} = \frac{\varphi \cdot \pi}{180 \cdot t} = \frac{3821,65 \cdot 3,14}{180 \cdot 0,24} = 277,77 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

Коефіцієнт нерівномірності ходу буде складати:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{сер}}, \quad (2.18)$$

де ω_{max} – максимальна кутова швидкість маховика:

$$\omega_{max} = \frac{\pi n_{max}}{30},$$

де n_{max} – максимальна частота обертів маховика, $n_{max} = 3200 \text{ хв}^{-1}$,

отже $\omega_{max} = \frac{3,14 \cdot 3200}{30} = 335 \text{ с}^{-1}$;

ω_{min} – мінімальна кутова швидкість маховика.

Враховуючи максимальну кутову швидкість $\omega_{max} = 335 \text{ с}^{-1}$, середню кутову швидкість $\omega_{сер} = 277,77 \text{ с}^{-1}$ та коефіцієнт нерівномірності $\delta = 0,4$, можна отримати мінімальну кутову швидкість маховика: $\omega_{min} = 223,8 \text{ с}^{-1}$.

Виконаємо перевірку середньої швидкості маховика:

$$\omega_{сер} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} = \frac{335 + 223,8}{2} = 279,4 \text{ с}^{-1} > 277,77 \text{ с}^{-1}.$$

Отже отримані значення кутової швидкості маховика дозволять забезпечити величину коефіцієнту нерівномірності $\delta = 0,4$.

Визначаємо роботу $A_{нд}$, Дж за формулою:

$$A_{нд} = A_{сум} / \eta_1 \eta_M. \quad (2.19)$$

Тоді

$$A_{нд} = \frac{7284,0}{0,95 \cdot 0,98} = 7823,8 \text{ Дж.}$$

Отже

$$I_{пр}^M = \frac{7823,8}{279,4^2 \cdot 0,4} = 0,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

Враховуючи рівняння руху можемо написати наступне:

$$\omega_i = \sqrt{\omega_0^2 - \frac{2A_{нд}}{I_{пр}^M}}.$$

Побудуємо графік, рис. 2.6, зміни кутової швидкості маховика в процесі переміщення візка з БПЛА на відстань 4 м.

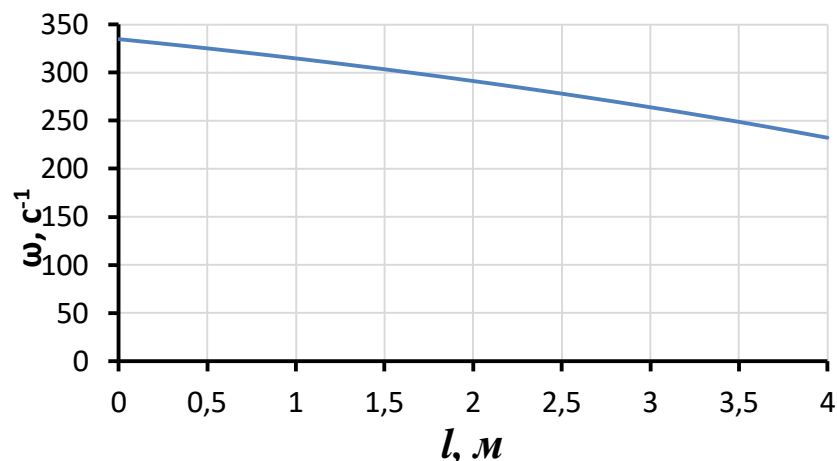


Рисунок 2.6 – залежність кутової швидкості маховика від переміщення візка з БПЛА

Наведена на рис. 2.6. крива демонструє як буде змінюватися кутова швидкість маховика із зміною положення візка з БПЛА.

2.6. Визначення параметрів маховика[8].

Для визначення параметрів маховика приймаємо максимальний діаметр маховика, $D_{max}^{нор} = 280$ мм, за рахунок цього в подальшому ми матимемо змогу визначити усе геометричні розміри маховика.

Визначаємо масу маховика , m_m , кг за формулою:

$$I_{\text{пр}}^M = \frac{m_m \cdot (D_i)^2}{4} \quad (2.20)$$

де D_i – середній діаметр обода маховик, мм розраховується за формулою:

$$D_i = 0,75 \cdot D_{\text{max}}^{\text{нор}} \quad (2.21)$$

$$D_i = 0,75 \cdot 280 = 210,0 \text{ мм}$$

де $D_{\text{min}}^{\text{нор}}$ - мінімальний діаметр обода маховика , мм за формулою:

ρ - густина матеріалу. Для сталі $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$

$$D_{\text{min}}^{\text{нор}} = 0,5 \cdot D_{\text{max}}^{\text{нор}} \quad (2.22)$$

$$D_{\text{min}}^{\text{нор}} = 0,5 \cdot 250 = 125 \text{ мм}$$

$m_{\text{об}}$ – маса обода маховика, кг за формулою:

$$m_{\text{об}} = \rho \cdot B \cdot \pi \cdot ((D_{\text{max}}^{\text{нор}})^2 - (D_{\text{min}}^{\text{нор}})^2) / 4, \quad (2.23)$$

де B – ширина ободу маховика;

ρ – густина матеріалу, для сталі $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$;

m_d – маса диску маховика, кг за формулою:

$$m_d = \rho \cdot (B - 0,012) \cdot \pi \cdot (D_{\text{min}}^{\text{нор}})^2 / 4. \quad (2.24)$$

Тоді момент інерції маховика:

$$I_{\text{пр}}^M = \frac{\rho \cdot B \cdot \pi \cdot ((D_{\text{max}}^{\text{нор}})^2 - (D_{\text{min}}^{\text{нор}})^2) \cdot (D_i)^2}{16} + \frac{\rho \cdot (B - 0,012) \cdot \pi \cdot (D_{\text{min}}^{\text{нор}})^2 \cdot (D_{\text{min}}^{\text{нор}})^2}{32} \quad (2.25)$$

Звідки ми можемо виразити ширину ободу маховика:

$$B = \left(\frac{32 I_{\text{пр}}^M}{\rho \cdot \pi} + 0,012 (D_{\text{min}}^{\text{нор}})^4 \right) / \left(2 \left((D_{\text{max}}^{\text{нор}})^2 - (D_{\text{min}}^{\text{нор}})^2 \right) \cdot (D_i)^2 + (D_{\text{min}}^{\text{нор}})^4 \right) \quad (2.26)$$

Тоді

$$B = \left(\frac{32 \cdot 0,25}{7800 \cdot 3,14} + 0,012(0,14)^4 \right) / (2(0,28^2 - 0,14^2) \cdot 0,21^2 + 0,14^4) = 0,059 \text{ м}$$

Отже приймаємо $B = 60 \text{ мм}$;

Визначаємо масу маховика:

$$m_m = m_{об} + m_d \quad (2.27)$$

Тоді

$$m_m = \rho \cdot B \cdot \pi \cdot ((D_{max}^{нор})^2 - (D_{min}^{нор})^2) / 4 + \rho \cdot (B - 0,012) \cdot \pi \cdot (D_{min}^{нор})^2 / 4$$

В результаті підстановки даних отримаємо наступне:

$$m_m = 7800 \cdot 0,06 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,28^2 - 0,14^2}{4} + 7800(0,06 - 0,012)3,14 \cdot \frac{0,14^2}{4} = 25 \text{ кг.}$$

2.7. Визначення параметрів роботи маховика при пуску БПЛА різних мас та різних кутів повороту катапульти.

Оскільки пускова катапульта може здійснювати пуск БПЛА не тільки 20 кг, а й менше виконаємо аналіз як пускова маса впливає на параметри роботи маховика приводу.

Використавши методику розрахунку навантажень, що наведена в пункті 2.1 розрахуємо навантаження, які будуть діяти при розгоні пускових мас 5, 10 та 15 кг. Розраховані навантаження приведені в таблиці 4.

Таблиця 2.5 – Силкові параметри та робота при розгоні мас різної маси

$l, \text{ м}$	маса $m = 5 \text{ кг}$			маса $m = 10 \text{ кг}$			маса $m = 15 \text{ кг}$		
	$F_i, \text{ Н}$	$F_{\text{сум}}, \text{ Н}$	$A, \text{ Дж}$	$F_i, \text{ Н}$	$F_{\text{сум}}, \text{ Н}$	$A, \text{ Дж}$	$F_i, \text{ Н}$	$F_{\text{сум}}, \text{ Н}$	$A, \text{ Дж}$
0	399,7	1115,1	0	599,5	1314,9	0	799,3	1514,7	0
0,333	452,75	1168,2	380,6	679,1	1394,5	451,8	905,5	1620,9	523
0,666	490,06	1205,5	776,31	735,1	1450,5	926,2	980,1	1695,5	1076,1
0,999	511,6	1227	1181,7	767,3	1482,8	1415,2	1023,2	1738,6	1648,7
1,332	517,3	1232,8	1591,6	776	1491,4	1911	1034,6	1750,1	2230,3

Продовження таблиці 2.5

1,665	507,3	1222,7	2000,9	760,9	1476,4	2405,7	1014,6	1730,1	2810,5
1,998	481,51	1196,9	2404,21	722,2	1437,7	2891,5	963	1678,4	3378,8
2,331	439,9	1155,3	2796,2	659,9	1375,3	3360,5	879,8	1595,3	3924,7
2,664	382,6	1098	3171,9	573,8	1289,2	3804,8	765,1	1480,5	4437,7
2,997	309,4	1024,8	3525,85	464,1	1179,5	4216,6	618,8	1334,2	4907,3
3,33	220,5	935,9	3852,8	330,7	1046,2	4587,9	441	1156,4	5323,1
3,663	115,8	831,2	4147,6	173,7	889,1	4911,1	231,6	947	5674,5
4	0	710,7	4407,9	0	708,4	5180,9	0	706,1	5953,8

Застосувавши рівняння руху для маховика, наведене в пункті 2.5, можна визначити зміну кутової швидкості маховика під час розгону БПЛА з візком. Залежності кутових швидкостей маховика від переміщення візка з БПЛА при різних масах БПЛА показані на рис. 2.7.

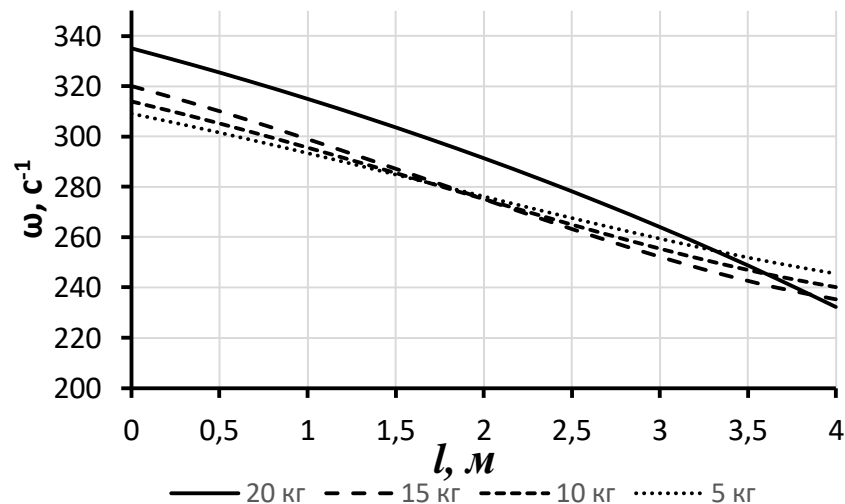


Рисунок 2.7 – графіки залежності зміни кутової швидкості маховика залежно від маси БПЛА

Як видно з графіків на рис. 2.6 зменшення пускової маси БПЛА зменшує максимальну швидкість обертання маховика та коефіцієнт нерівномірності його обертання. Враховуючи розрахункові значення при розгоні вантажу від 5 до 20 кг, які вказані в табл.2.3,2.5 та графіку з рис.2.6 були отримані значення коефіцієнтів нерівномірності обертання маховика, що наведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Коефіцієнти нерівномірності обертання маховика для різних пускових вантажів

	m = 5 кг	m = 10 кг	m = 15 кг	m = 20 кг
δ	0,23	0,27	0,31	0,4

Зниження маси в 4 рази зменшує величину коефіцієнту нерівномірності обертання в 1,7 раз.

Проаналізуємо як впливає кут повороту пускової катапульти на кутову швидкість маховика і коефіцієнт нерівномірності його обертання. Розраховані навантаження для різних кутів нахилу катапульти (5° , 10° , 15° , 20°) приведені в таблиці 6.

Таблиця 2.7 – Розрахунки силових параметрів та роботи при різних кутах нахилу платформи

l, м	$\beta = 5^\circ$		$\beta = 10^\circ$		$\beta = 15^\circ$	
	F _{сум} , Н	A, Дж	F _{сум} , Н	A, Дж	F _{сум} , Н	A, Дж
0	1204	0	1376,8	0	1548,2	0
0,333	1336,8	424,2	1509,5	481,7	1680,9	538,8
0,666	1430,1	886,1	1602,8	1001	1774,2	1115,2
0,999	1483,9	1372,2	1656,6	1544,8	1828,1	1716
1,332	1498,3	1869,8	1671	2099,8	1842,4	2328,1
1,665	1473,2	2365,5	1645,9	2653	1817,3	2938,4
1,998	1408,7	2846,4	1581,4	3191,4	1752,8	3533,9
2,331	1304,8	3299,2	1477,4	3701,7	1648,9	4101,3
2,664	1161,4	3710,9	1334	4171	1505,5	4627,6
2,997	978,5	4068,4	1151,2	4586	1322,6	5099,7
3,33	756,2	4358,5	928,9	4933,6	1100,3	5504,4
3,663	494,5	4568,3	667,1	5200,9	838,6	5828,7
4	193,3	4685,2	365,9	5376	537,4	6061,6

Отримані значення миттєвої роботи в табл. 2.7 дають можливість обрахувати кутові швидкості маховика під час розгону БПЛА.

Залежності кутової швидкості від кута нахилу пускової катапульти показані на рис. 2.8

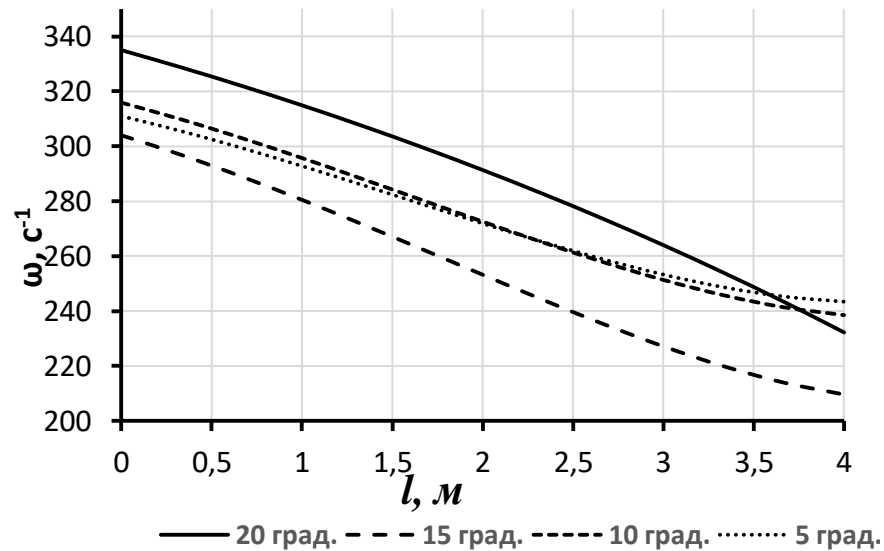


Рисунок 2.8 – графіки залежності зміни кутової швидкості маховика залежно кута нахилу пускової катапульти

Як видно з графіків на рис. 2.8 менший кут нахилу пускової катапульти зменшує максимальну швидкість обертання маховика та коефіцієнт нерівномірності його обертання. Враховуючи розрахункові значення при розгоні вантажу 20 кг при різних кутах нахилу пускової катапульти, які вказані в табл.2.3,2.7 та графіку з рис.2.7 були отримані значення коефіцієнтів нерівномірності обертання маховика при різних кутах нахилу пускової катапульти, що наведені в таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 – Коефіцієнти нерівномірності обертання маховика при різних кутах нахилу пускової катапульти

	$\beta= 5^\circ$	$\beta= 10^\circ$	$\beta= 15^\circ$	$\beta= 20^\circ$
δ	0,24	0,28	0,34	0,4

Зниження кута нахилу пускової катапульти в 4 рази зменшує величину коефіцієнту нерівномірності обертання в 1,7 раз.

Висновок до розділу 2

В даному розділі було виконано розрахунок зведеного моменту інерції від

сил опору маховика, складено рівняння руху маховика в інтегральній формі та визначено його кутову швидкість при різних кутах нахилу пускової катапульти (5° , 10° , 15° , 20°), та різних масах вантажу (5, 10, 15, 20 кг). Зниження маси в 4 рази зменшує величину коефіцієнту нерівномірності обертання в 1,7 раз. Зниження кута нахилу пускової катапульти в 4 рази зменшує величину коефіцієнту нерівномірності обертання в 1,7 раз.

Визначено роботу, яку необхідно виконати для розгону вантажу, що буде забезпечуватись накопиченою енергією маховика для розгону якого до максимальної частоти обертання $n_{\max} = 3200 \text{ хв}^{-1}$, за час $t_p = 5 \text{ с}$ двигуном потужністю 2кВт.

Окрім цього було визначено геометричні параметри зубчасто-пасового передачі.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ БПЛА

3.1 Розрахунок клинопасової передачі

Виходячи з того, що потужність двигуна $P_{\text{дв}}, \text{кВт} > 2,0$ то обираємо переріз паса А рис.3.1

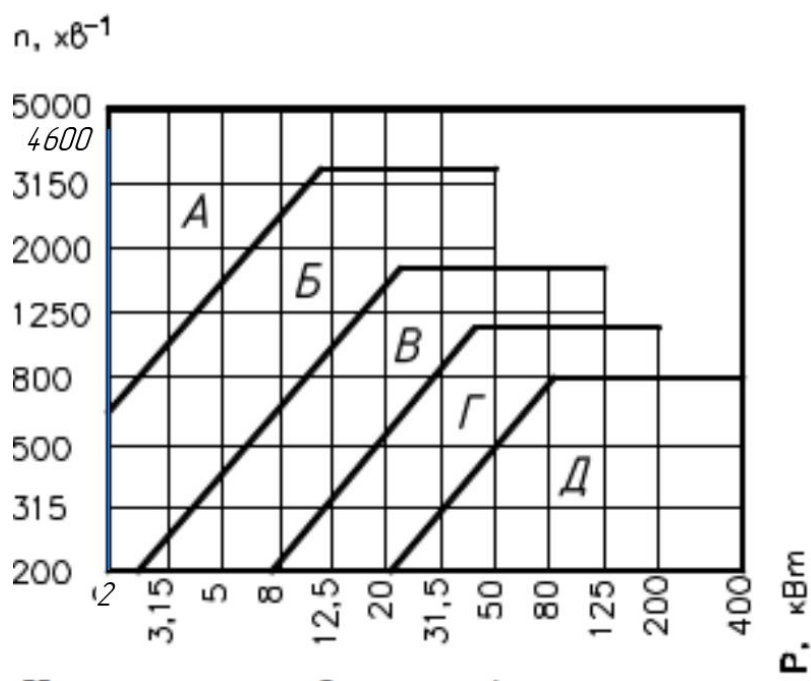


Рисунок 3.1 – Визначення типу перерізу

Для прийнятого перерізу паса визначаємо діаметр d_1 ведучого шківa. При цьому слід користуватися рекомендацією $d_1 \geq d_{1min}$ з метою підвищення строку служби паса. Мінімальні значення d_{1min} та рекомендовані значення діаметрів d_1 знайдемо з таблиці [Т.4.2, с.24, 9]. Де $d_{1min} = 90$ мм, тоді як $d_1 = 100$ мм.

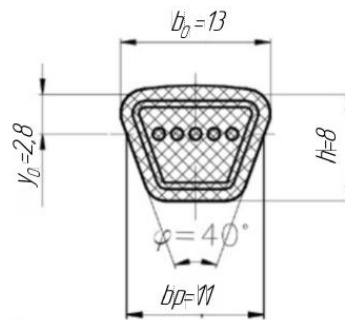


Рисунок 3.2 - Розміри приводного клинового паса перерізу А

Визначаємо колову швидкість і порівнюємо її з допустимою для цього типу паса:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq [V] = 30, \frac{m}{c} \quad (3.1)$$

де d_1 – діаметр ведучого шківa, мм; n_1 – частота обертання ведучого шківa, xv^{-1}

$$V = \frac{\pi \cdot 90 \cdot 4600}{1000 \cdot 60} = 21,7 \frac{m}{c} \leq [V] = 30 \frac{m}{c};$$

Визначаємо орієнтовно діаметр веденого шківa d_2 , при цьому коефіцієнт пружного ковзання паса вибирають $\xi = (0,015 \dots 0,020)$:

$$d'_2 = d_1 \cdot u' \cdot (1 - \xi), \text{ мм} \quad (3.2)$$

де u' – попереднє передатне число пасової передачі. Тоді:

$$d'_2 = 90 \cdot 1,4 \cdot (1 - 0,02) = 123,0 \text{ мм},$$

Значення d'_2 округляємо до найближчого стандартного значення згідно з [9]: 140 мм, яке буде розрахунковим діаметром веденого шківa d_2 , мм.

Уточнюємо передатне число за формулою:

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} \quad (3.3)$$

Підставляємо значення і знаходимо уточнене передатне число:

$$u = \frac{125}{90 \cdot (1 - 0,02)} = 1,41;$$

Визначаємо відносну похибку передатного числа за формулою:

$$\Delta = \left| \frac{u' - u}{u'} \right| \cdot 100\% \leq [\Delta] = 5\% \quad (3.4)$$

$$\Delta = \left| \frac{1,4 - 1,51}{1,4} \right| \cdot 100\% = 0,7\% < [\Delta] = 5\%$$

Визначаємо фактичну частоту обертання веденого шківів за формулою:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} \quad (3.5)$$

$$n_2 = \frac{4600}{1,41} = 3262,0 \text{ об/хв};$$

Визначаємо орієнтовно міжосьову відстань за формулою:

$$a' = k \cdot d_2, \text{ мм} \quad (3.6)$$

де k – вибирають з таблиці [Т.4.3, с.25. 9]

$$a' = 1,35 \cdot 125 = 168,0;$$

При цьому повинна виконуватись умова:

$$2d_1 + 2d_2 \geq 0,55(d_1 + d_2) + h \quad (3.7)$$

де h – висота перерізу паса.

$$2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (90 + 125) = 430,0 \text{ мм};$$

$$0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h = 0,55 \cdot (90 + 125) + 8 = 126,25 \text{ мм};$$

$$430,0 > 168,0 > 126,25 - \text{умова виконується};$$

Умова виконується.

Визначаємо розрахункову довжину паса за формулою:

$$L_p = 2a' + \frac{\pi(d_2+d_1)}{2} + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a'}, \text{ мм} \quad (3.8)$$

$$L_p = 2 \cdot 168,0 + \frac{3,14(125 + 90)}{2} + \frac{(125 - 90)^2}{4 \cdot 168,0} = 505,6, \text{ мм}$$

Розраховане значення округляємо до найближчого стандартного L згідно з [9] - 500 мм.

Уточнюємо міжосьову відстань, відповідно прийнятій довжині паса, в мм за формулою:

$$a = 0,125 \cdot \left\{ 2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\}$$

$$= 0,125 \cdot \{ 2 \cdot 500 - \pi \cdot (90 + 125) +$$

$$+ \sqrt{[2 \cdot 500 - \pi \cdot (90 + 125)]^2 - 8 \cdot (125 - 90)^2} \} = 165,2 \text{ мм.}$$

Визначаємо кут обхвату ведучого шківів за формулою:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \geq [\alpha_{min}] = 120^\circ \quad (3.9)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{125 - 90}{165,2} = 167,8^\circ > [\alpha_{min}] = 120^\circ$$

Умова виконується.

Визначаємо потрібну кількість пасів за формулою:

$$z' = \frac{P_1}{P_0 \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_z} \leq 6(8), \quad (3.10)$$

де P_1 – потужність на ведучому шківі, кВт, $P_1 = P_{дв.сн.} = 2,0 \text{ кВт}$;

P_0 – допустима номінальна потужність для одного клинового паса залежно від перерізу, діаметра ведучого шківів d_1 та його швидкості V [9, табл.4.4]; $P_0 = 1,32 \text{ кВт}$;

C_p – коефіцієнт динамічності та режиму роботи передачі [9,табл.4.5];

$$C_p = 1,0;$$

C_α - коефіцієнт кута обхвату [9,табл.4.6];

$$C_\alpha = 0,95;$$

C_L - коефіцієнт, що враховує вплив на довговічність довжини паса залежно від відношення розрахункової довжини паса L до базової L_0 [9,табл.4.7];

$$C_L = 0,82;$$

C_z – коефіцієнт, що враховує кількість пасів у комплекті клинопасової передачі [9,табл.4.8];

$$C_z = 0,95;$$

Тоді:

$$z' = \frac{2,0}{1,32 \cdot 1,0 \cdot 0,95 \cdot 0,82 \cdot 0,95} = 2,05 \leq 6 \quad (8);$$

Приймаємо $z = 2$

Визначаємо колову силу за формулою:

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_1}{V}, \text{ Н} \quad (3.11)$$

де P_1 – потужність, що передається ведучим шківом, кВт; V – швидкість паса, м/с.

$$F_t = \frac{10^3 \cdot 2,0}{21,7} = 92,2 \text{ Н};$$

Визначаємо силу початкового натягу одного паса, H за формулою:

$$F_0 = \frac{780 \cdot P_1}{V \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot z} + q \cdot V^2; \quad (3.12)$$

де P_1 , V , C_p , C_α , z – раніше визначені; q – маса одного метра паса для перерізу Б, кг/м [т.4.1, с.24, 1]. Тоді:

$$F_0 = \frac{780 \cdot 2,0}{21,7 \cdot 1,0 \cdot 0,95 \cdot 2} + 0,1 \cdot 21,7^2 = 84,6 \text{ Н}$$

Таблиця 3.1 – Зведена таблиця основних розмірів шківів

Параметри конструктивних елементів	Ведучий шків	Ведений шків
Розрахункові діаметри шківів d_i , мм	$d_1 = 90$ мм	$d_2 = 125$ мм
Ширина шківів B , мм	$B = (z - 1) \cdot P + 2 \cdot f = (2 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10,0 = 35$	
Товщина ободу, мм	$\delta' = 1,2 \cdot h = 1,2 \cdot 8,7 = 10,44$ Приймаємо $\delta = 10,0$ мм.	
Внутрішній діаметр маточини, мм	$d_{B1} = 20$	$d_{B2} = 30$
Зовнішній діаметр маточини, мм	$d_{M1} = 1,6 \cdot d_1 = 1,6 \cdot 20 = 32,0$ мм. Приймаємо $d_{M2} = 32,0$	$d_{M2} = 1,6 \cdot d_2 = 1,6 \cdot 30 = 48$ мм. Приймаємо $d_{M2} = 48$
Довжина маточини, мм	$l_{M1} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{M1} = 1,2 \cdot 32,0 = 38,4$ мм. Приймаємо $l_{M1} = 40$	$l_{M2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{M2} = 1,2 \cdot 48 = 57,6$ мм. Приймаємо $l_{M2} = 60$
Внутрішній діаметр обода	$d_{f1} = d_1 - 2(\delta + h) = 90 - 2(10 + 8,7) = 52,6$ $d_{f2} = 55,0$ мм	$d_{f2} = d_2 - 2(\delta + h) = 125 - 2(10 + 8,7) = 87,6$ $d_{f2} = 90,0$ мм
Зовнішній діаметр шківів, мм	$d_{e1} = d_1 + 2 \cdot t = 90 + 2 \cdot 3,3 = 96,6$	$d_{e2} = d_2 + 2 \cdot t = 125 + 2 \cdot 3,3 = 131,6$
Товщина диска, мм	$c = (1,2 \dots 1,3) \cdot \delta = 1,2 \cdot 10,0 \approx 12,0$ мм.	
Діаметр отворів у диску шківів, мм	$d_o = \frac{d_{f2} - d_{M2}}{5} = \frac{90 - 48}{5} = 8,4$ мм	
Діаметр на якому знаходиться отвори, мм	$d_o = \frac{d_{f2} + d_{M2}}{2} = \frac{90 + 48}{2} = 69$ мм	

3.2 Розрахунок параметрів валів

3.2.1 Розрахунок вала маховика

Оскільки частота обертання маховика зменшується до $n = 2000$ об/хв, то момент опору M буде складати:

$$M = \frac{F \cdot V}{\omega_M}$$

Де F – сила, див. таблиці 2.3;

V – швидкість, див. таблиця 2.3.

Тоді:

$$M = \frac{1004,94 \cdot 16,33}{209,0} = 78,52;$$

Визначаємо посадковий діаметр маховика d_M , мм за формулою:

$$d_M = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (3.13)$$

$$d_M = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{78,52}{0,2 \cdot 20}} = 27,0 \text{ мм}$$

де $[\tau]$ - дотичні напруження, 20...30, МПа;

Приймаємо $d_1 = 30 \text{ мм}$;

Визначення розмірів ступенів вала [10, табл.2.1]:

t -Значення висоти буртика: $t=2,2$;

f - орієнтовні величини фаски маточини: $f=1,0$;

r - величина фаски підшипника: $r=2,0$;

Діаметри вала розраховуються за формулами:

Під підшипники:

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t = 30 + 2 \cdot 2,2 = 34,4 \text{ мм} \quad (3.14)$$

Приймаємо $d_2 = 35,0 \text{ мм}$;

Під колесо:

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,0 = 42,4 \text{ мм} \quad (3.15)$$

Приймаємо $d_3 = 43,0 \text{ мм}$;

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5)d_1 = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм}; \quad (3.16)$$

Приймаємо $l_1 = 35$ мм

$$l_2 \approx 1,25d_2 = 1,25 \cdot 35 \approx 44,0 \text{ мм}; \quad (3.17)$$

Приймаємо $l_2 = 20$ мм

l_3 – визначають конструктивно;

$l_4 = B$ – для кулькових підшипників;

Виконуємо вибір підшипників кочення:

Серія-легка;

Приймаємо згідно [10, табл.2.2];

Вибираємо кулькові радіальні однорядні підшипники 107 легкої серії;

Геометричні характеристики [10, табл.4.Д4];

D – діаметр зовнішнього кільця підшипника;

B і s – осьові розміри радіальних кулькових підшипників.

$$n_{\min} = 2000;$$

Для підвищення надійності надійність роботи системи приймаємо коефіцієнт запасу $k = 1,2$, виходячи з цього $P = P_1 \cdot k = 1,5 \cdot 1,2 = 1,83$ кВт

$$d = 35 \text{ мм}; D = 62 \text{ мм}; B = 14 \text{ мм}; [10, \text{табл.4.Д4}];$$

Статична вантажопідйомність $C_0 = 8660$ Н; динамічна вантажопідйомність $C = 12500$ Н;

Крутний момент на валу маховика розраховується за формулою:

$$T_M = 9550 \cdot \frac{P}{n} \quad (3.18)$$

$$T_M = 9550 \cdot \frac{1,83}{2000} = 8,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{\text{в.ш}} = T_M \cdot 0,95 \cdot 0,99^2 = 8,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$F_M = 125 \sqrt{T_{\text{в.ш}}} \quad (3.19)$$

$$F_M = 125 \sqrt{8,14} = 356,6 \text{ Н}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{\text{в.ш}} \cdot 10^3}{d_1} \quad (3.20)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 8,14 \cdot 10^3}{71} = 229,3 \text{ Н}$$

$$F_o = \frac{0,5 \cdot F_t}{0,5} = F_t = 229,3 \text{ H}$$

$$F_{\text{БП}} = 2F_o \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (3.21)$$

$$F_{\text{БП}} = 2 \cdot 229,3 \cdot 4 \cdot \sin \frac{162,8}{2} = 1816,15 \text{ H}$$

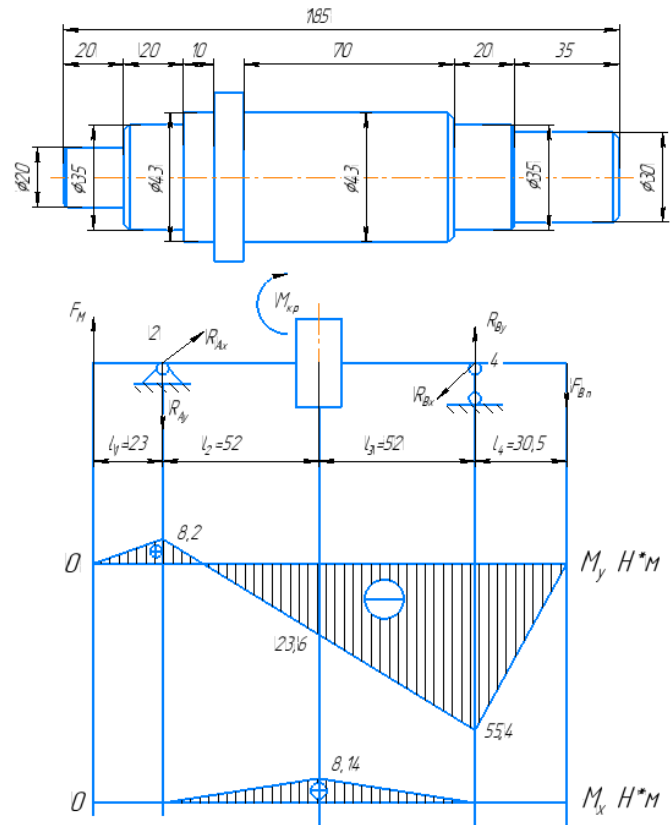


Рисунок 3.3 – Епюра моментів вала 1

$$\sum M_4 = 0; -R_{Ay} \cdot (l_2 + l_3) + F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{\text{БП}} \cdot (l_4); R_{Ay}$$

$$= \frac{F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{\text{БП}} \cdot (l_4)}{l_2 + l_3} = 968,1 \text{ H}$$

$$\sum M_2 = 0; -R_{By} \cdot (l_2 + l_3) + F_M \cdot l_1 + F_{\text{БП}} \cdot (l_2 + l_3 + l_4); R_{By}$$

$$= \frac{F_M \cdot l_1 + F_{\text{БП}} \cdot (l_2 + l_3 + l_4)}{l_2 + l_3} = 2427,63 \text{ H}$$

з ліва $M_{x1} = 0$;

$$M_{x2,3} = F_M \cdot l_1 = 8,2 \text{ H} \cdot \text{м}$$

$$M_{x4,5} = F_M \cdot (l_1 + l_2) - R_{Ay} \cdot l_2 = -23,6 \text{ H} \cdot \text{м}$$

$$M_{x6,7} = F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - R_{Ay} \cdot (l_2 + l_3) = -55,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

зправа $M_{x1} = 0$;

$$M_{x2} = -F_{\text{вп}} \cdot l_4 = -55,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$R_{Ax} = M = 8,14$$

$$R_{Bx} = -8,14$$

з ліва $M_{x1} = 0$;

$$M_{x2,3} = 8,14$$

Сумарний момент згину в точці 4:

$$M_{z2_1} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} = \sqrt{(55,4)^2 + (0)^2} = 55,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

3.2.2 Перевірний розрахунок вала на статичну міцність

Перевірний розрахунок вала на статичну міцність:

Небезпечний переріз в точці 4:

$$M_{z2} = 55,4 \text{ Н} \cdot \text{м}; T = 8,74 \text{ Н} \cdot \text{м}; d_2 = 35,0 \text{ мм};$$

Тоді:

$$\sigma_{z2} = \frac{M_{z2}}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{55,4 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 35^3} = 12,92 \text{ МПа}; \quad (3.22)$$

$$\tau = \frac{T}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{8,74 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 35^3} = 1,0 \text{ МПа}; \quad (3.23)$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{12,92^2 + 3 \cdot 1,0^2} = 13,0 \text{ МПа}; \quad (3.24)$$

Допустиме еквівалентне напруження:

$$[\sigma]_e = \frac{\sigma_{\text{II}}}{[n_{\text{II}}]} = \frac{450}{1,4} = 321 \text{ МПа}; \quad (3.25)$$

де $\sigma_{\text{II}} = 450 \text{ МПа}$; $[n_{\text{II}}] = 1,4$;

Згідно з умовою статичної міцності при коефіцієнті перевантаження

$$K_{II} = 1,5;$$

$$\sigma_{e \max} = K_{II} \cdot \sigma_e \leq [\sigma]_e; \quad (3.26)$$

$$\sigma_{e \max} = 1,5 \cdot 13,0 = 19,5 \text{ МПа} < [\sigma]_e = 321 \text{ МПа};$$

Статична міцність вала забезпечена;

3.2.3 Перевірний розрахунок вала на втомну міцність

Визначаємо границі витривалості на згин і кручення при змінному режимі навантаження:

$$\sigma_{-1\sigma} = \sigma_{-1} \cdot K_L = 300 \cdot 1,0 = 300,0 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1\tau} = \tau_{-1} \cdot K_l = 160 \cdot 1,0 = 160,0 \text{ МПа}.$$

При виконанні умови, розрахунок на втомову міцність проводити не потрібно:

$$\sigma_{екв.} \leq \frac{\varepsilon_\sigma \cdot \sigma_{-1}}{k_\sigma [n]}, \quad (3.27)$$

де $\varepsilon_\sigma = 0,88$; k_σ - коефіцієнт концентрації напружень, $k_\sigma = 1,9$; $[n]$ – запас міцності, $[n] = 1,6$

$$19,5 \leq \frac{0,88 \cdot 300}{1,9 \cdot 1,6} = 86,84 \text{ МПа}$$

3.2.4 Розрахунок вала зубчасто-пасової передачі

$$T_{з.п} = 9550 \cdot \frac{1,86}{2000} = 8,88 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$F_{M_3} = 125 \sqrt{8,88} = 372,5 \text{ Н}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{з.п} \cdot 10^3}{d_1}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 8,88 \cdot 10^3}{116} = 153,1 \text{ Н}$$

$$F_{Вп2,3} = 1,1 \cdot F_t = 168,41 \text{ Н}$$

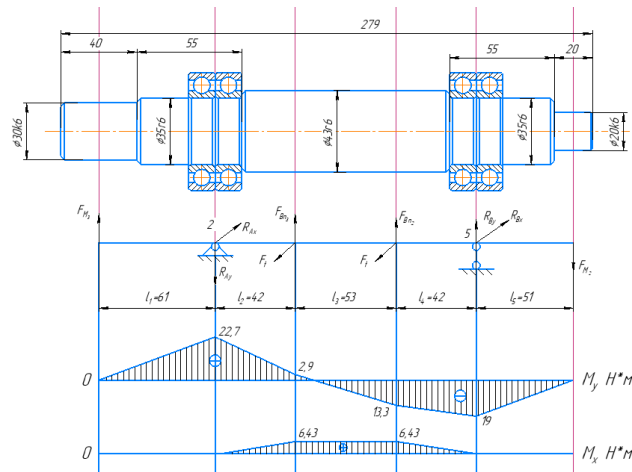


Рисунок 3.4 – Епюра моментів вала 2

$$\begin{aligned}
 \sum M_5 = 0; & -R_{Ay} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + F_{M_3} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + F_{BП_3} \cdot (l_3 + l_4) \\
 & + F_{BП_2} \cdot (l_4) + F_{M_2} \cdot (l_5); R_{Ay} \\
 = & \frac{F_{M_3} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + F_{BП_3} \cdot (l_3 + l_4) + F_{BП_2} \cdot (l_4) + F_{M_2} \cdot (l_5)}{l_2 + l_3 + l_4} \\
 = & 845,44H
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_2 = 0; & -R_{By} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + F_{M_3} \cdot l_1 - F_{BП_3} \cdot (l_2) - F_{BП_2} \cdot (l_2 + l_3) + F_{M_3} \\
 & \cdot (l_2 + l_3 + l_4 + l_5); R_{By} \\
 = & \frac{F_{M_3} \cdot l_1 - F_{BП_3} \cdot (l_2) - F_{BП_2} \cdot (l_2 + l_3) + F_{M_3} \cdot (l_2 + l_3 + l_4 + l_5)}{(l_2 + l_3 + l_4)} \\
 = & 508,62H
 \end{aligned}$$

з ліва $M_{x1} = 0$;

$$M_{x2,3} = F_{M_3} \cdot l_1 = 22,7H \cdot m$$

$$M_{x4,5} = F_{M_3} \cdot (l_1 + l_2) - R_{Ay} \cdot l_2 = 2,9H \cdot m$$

$$M_{x6,7} = F_{M_3} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - R_{Ay} \cdot (l_2 + l_3) + F_{BП_3} \cdot (l_3) = -13,3H \cdot m$$

$$\begin{aligned}
 M_{x8,9} = & F_{M_3} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) - R_{Ay} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + F_{BП_3} \cdot (l_3 + l_4) + \\
 & F_{BП_2} \cdot (l_4) = -19,0H \cdot m
 \end{aligned}$$

зправа $M_{x1} = 0$;

$$M_{x2} = F_{M_2} \cdot l_5 = -19,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\begin{aligned} \sum M_5 = 0; R_{Ax} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - F_t \cdot (l_3 + l_4) - F_t \cdot (l_4); R_{Ax} \\ = \frac{F_t \cdot (l_3 + l_4) + F_t \cdot (l_4)}{l_2 + l_3 + l_4} = 153,1 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_2 = 0; -R_{Bx} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + F_t \cdot (l_2) + F_t \cdot (l_2 + l_3); R_{Bx} \\ = \frac{F_t \cdot (l_2) + F_t \cdot (l_2 + l_3)}{(l_2 + l_3 + l_4)} = 153,1 \text{ Н} \end{aligned}$$

з ліва $M_{x1} = 0$;

$$M_{x2,3} = R_{Ax} \cdot l_2 = 6,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{x4,5} = R_{Ax} \cdot (l_2 + l_3) - F_t \cdot l_3 = 6,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{x6,7} = R_{Ax} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - F_t \cdot (l_3 + l_4) - F_t \cdot l_4 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сумарний момент згину в точці 2:

$$M_{z_1} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} = \sqrt{(22,7)^2 + (0)^2} = 22,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

3.2.5 Перевірний розрахунок вала на статичну міцність

Перевірний розрахунок вала на статичну міцність:

Небезпечний переріз в точці 2:

$M_{z_2} = 22,7 \text{ Н} \cdot \text{м}; T = 8,88 \text{ Н} \cdot \text{м}; d_2 = 35,0 \text{ мм}$. Враховуючи період гальмування візка, крутний момент може досягати значення $T_{max} = 93,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (див. п. 3.8).

Тоді:

$$\sigma_{z_2} = \frac{M_{z_2}}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{22,7 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 35^3} = 5,3 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{93,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 35^3} = 10,94 \text{ МПа};$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{5,3^2 + 3 \cdot 10,94^2} = 19,7 \text{ МПа};$$

Допустиме еквівалентне напруження:

$$[\sigma]_e = \frac{\sigma_{II}}{[n_{II}]} = \frac{450}{1,4} = 321 \text{ МПа};$$

де $\sigma_{II} = 450 \text{ МПа}$; $[n_{II}] = 1,4$;

Згідно з умовою статичної міцності при коефіцієнті перевантаження

$K_{II} = 1,5$;

$$\sigma_{e \max} = 1,5 \cdot 19,7 = 29,55 \text{ МПа} < [\sigma]_e = 321 \text{ МПа};$$

Статична міцність вала забезпечена;

3.2.6 Перевірний розрахунок вала на втомну міцність

При виконанні умови, розрахунок на втому проводити не потрібно:

$$29,55 \leq \frac{0,88 \cdot 300}{1,9 \cdot 1,6} = 86,84 \text{ МПа}$$

3.2.7 Розрахунок вала опори

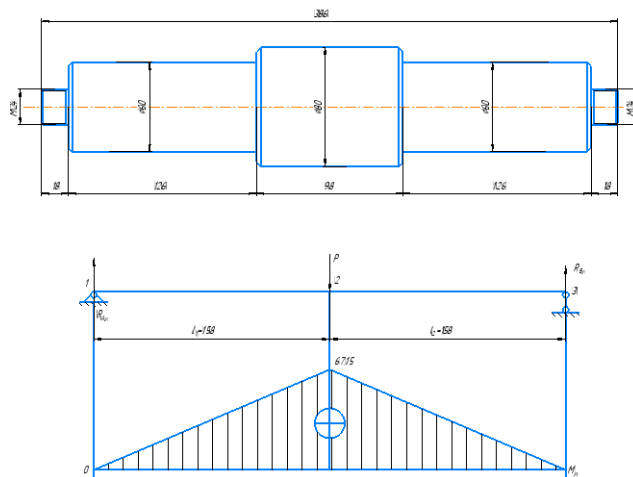


Рисунок 3.5 – Епюра моментів вала 3

Згідно з розробленої 3D - моделі пускової катапульти загальна маса пускової платформи з приводом буде складати 190 кг.

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{P}{2} = \frac{850}{2} = 425 \text{ H};$$

зправа $M_{x1} = 0$;

$$M_{x2} = R_{Ay} \cdot l_1 = 425 \cdot 0,158 = 67,15 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3.3. Підбір та розрахунок довговічності (ресурсу) підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю

3.3.1 Розрахунок довговічності підшипників валу маховика

Для підшипників 107:

$d = 35 \text{ мм}$; $D = 62 \text{ мм}$; $B = 14 \text{ мм}$; статична вантажопідйомність

$C_0 = 8660 \text{ Н}$; динамічна вантажопідйомність $C = 12500 \text{ Н}$;

Із розрахункової схеми вала і одержаних значень опорних реакцій визначаємо радіальні навантаження на перший і другий підшипники:

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{8,14^2 + 968,1^2} = 968,13 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{8,14^2 + 2427,63^2} = 2427,63 \text{ Н};$$

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження:

$$P_1 = V \cdot F_{r2} \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1 \cdot 2427,63 \cdot 1,3 \cdot 1 = 3155,9 \text{ Н};$$

$$k_2 = 1,0; k_3 = 1,0; q_1 = 1,0; q_2 = 1,0; q_3 = 1,0; K_n = 1,0;$$

де $V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\sigma = 1,3$ - коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1$ - температурний коефіцієнт;

Розрахункове еквівалентне навантаження:

$$P_E = P_1 \cdot \sqrt[3]{q_1 + q_2 \cdot k_2^3 + q_3 \cdot k_3^3} = 3155,9 \cdot \sqrt[3]{1,0 + 1,0 \cdot 1,0^3 + 1,0 \cdot 1,0^3} = 4552,6H; (3.28)$$

Розрахункова довговічність (ресурс) за формулою:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = 1 \cdot 1,0 \cdot \left(\frac{12500}{4552,6}\right)^3 = 20,7 \text{ млн. об}; \quad (3.29)$$

де L – номінальна довговічність підшипника (ресурс) до появи ознак втоми, млн. обертів;

a_1 - коефіцієнт надійності, $a_1 = 1$;

a_{23} – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації, $a_{23} = 1,0$;

p - показник степеня, $p = 3$;

Номінальна довговічність в годинах за формулою:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 20,7}{60 \cdot 2000} = 172,5 \text{ год};$$

3.3.2 Розрахунок довговічності підшипників валу зубчасто-пасової передачі

Для підшипників 107:

$d = 35 \text{ мм}$; $D = 62 \text{ мм}$; $B = 14 \text{ мм}$; статична вантажопідйомність

$C_0 = 8660 \text{ Н}$; динамічна вантажопідйомність $C = 12500 \text{ Н}$;

Із розрахункової схеми вала і одержаних значень опорних реакцій визначаємо радіальні навантаження на першій і другий підшипники:

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{153,1^2 + 845,44^2} = 859,2 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{153,1^2 + 508,62^2} = 531,16 \text{ Н};$$

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження:

$$P_1 = V \cdot F_{r2} \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1 \cdot 859,2 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1099,0H;$$

$$k_2 = 1,0; k_3 = 1,0; q_1 = 1,0; q_2 = 1,0; q_3 = 1,0; K_n = 1,0;$$

де $V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_6 = 1,3$ - коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1$ - температурний коефіцієнт;

Розрахункове еквівалентне навантаження:

$$P_E = P_1 \cdot \sqrt[3]{q_1 + q_2 \cdot k_2^3 + q_3 \cdot k_3^3} = 1099,0 \cdot \sqrt[3]{1,0 + 1,0 \cdot 1,0^3 + 1,0 \cdot 1,0^3} \\ = 1582,7H;$$

Розрахункова довговічність (ресурс) за формулою 3.28:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = 1 \cdot 1,0 \cdot \left(\frac{12500}{1582,7}\right)^3 = 492,65 \text{ млн. об};$$

де L – номінальна довговічність підшипника (ресурс) до появи ознак втоми, млн. обертів;

a_1 - коефіцієнт надійності, $a_1 = 1$;

a_{23} – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації, $a_{23} = 1,0$;

p - показник степеня, $p = 3$;

Номінальна довговічність в годинах за формулою 3.29:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 492,65}{60 \cdot 2000} = 4105,5 \text{ год};$$

3.3.3 Розрахунок довговічності підшипників валу опори

Для підшипників 220:

$d = 100 \text{ мм}; D = 180 \text{ мм}; B = 14 \text{ мм};$ статична вантажопідйомність

$C_0 = 79000 \text{ Н};$ динамічна вантажопідйомність $C = 124000 \text{ Н};$

Підшипники, які сприймають навантаження в нерухомому стані підбирають за статичною вантажопідйомністю C_0 підбір таких підшипників здійснюється за умовою:

$$P \leq C_0 \quad (3.30)$$

$$850 \leq 79000$$

Умова виконується

3.4 Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань

3.4.1 Розрахунок шпонкового з'єднання на валу маховика

Крутний момент $T = 8,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$ передається з шківів на шийку вала, встановлену на кінці вала $d_1 = 30 \text{ мм}$ на шпонці $b \times h \times l (8 \times 7 \times 25)$;

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot T}{d_1 \cdot l_p \cdot h} = \frac{4 \cdot 8,74 \cdot 10^3}{30 \cdot 17 \cdot 7} = 9,8 < [\sigma]_{зм} = (160 \dots 180) \text{ МПа};$$

$$l_p = l - b = 25 - 8 = 17 \text{ мм};$$

Крутний момент $T = 8,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$ передається з шийки вала на маховик, встановлену на шийці вала $d_3 = 43 \text{ мм}$ на шпонці $b \times h \times l (12 \times 8 \times 45)$;

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot T}{d_1 \cdot l_p \cdot h} = \frac{4 \cdot 8,74 \cdot 10^3}{43 \cdot 33 \cdot 8} = 3,1 < [\sigma]_{зм} = (160 \dots 180) \text{ МПа};$$

$$l_p = l - b = 45 - 12 = 33 \text{ мм};$$

3.4.2 Розрахунок шпонкового з'єднання на валу зубчасто-пасової передачі

Крутний момент $T_{max} = 93,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ передається з вала на шків пасової передачі, встановлену на кінці вала $d_1 = 43 \text{ мм}$ на шпонці $b \times h \times l (10 \times 6 \times 25)$;

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot T_{max}}{d_1 \cdot l_p \cdot h} = \frac{4 \cdot 93,8 \cdot 10^3}{43 \cdot 15 \cdot 6} = 96 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = (160 \dots 180) \text{ МПа};$$

$$l_p = l - b = 25 - 10 = 15 \text{ мм};$$

3.5 Електромагнітна муфта. Принцип роботи та розрахунок

Електромагнітна муфта працює за принципом створення магнітного поля, яке забезпечує механічне зчеплення між ведучою та веденою частинами. Основними елементами муфти є ротор, якір, електромагнітна котушка та фрикційні поверхні.

Коли на котушку подається електричний струм, утворюється магнітне поле, яке притягує якір до ротора. Це забезпечує передачу крутного моменту через зчеплення поверхонь. Коли струм вимикається, магнітне поле зникає, і муфта роз'єднується (часто завдяки дії пружини). Цей процес дозволяє керувати передачею руху дистанційно, швидко і без значного зносу деталей.

Розрахуємо момент, який має передати електромагнітна муфта:

$$M_{\text{муф}} = \frac{I_{\text{з.ш}} \cdot \omega_{\text{min}}}{t_p} + M_{\text{зв}}, \quad (3.31)$$

де $I_{\text{з.ш}}$ – момент інерції зубчастого шківa (див в властивості 3D моделі зубчастого шківa в Inventor), $I_{\text{з.ш}} = 0,002934 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

t_p - час розгону, $t_p = 0,24 \text{ с}$;

$M_{\text{зв}}$ – величина зведеного моменту при миттєвій швидкості 18 м/с (див. табл. 2.3).

$$M_{\text{муф}} = \frac{0,002934 \cdot 223,8}{0,24} + 45,7 = 48,4 \text{ Нм}$$

Вибираємо електромагнітну муфту 101-16-13G, яка забезпечує передачу крутного моменту 80 Нм, час включення 0,05 с та максимальну частоту обертання 4000 хв^{-1} .

3.6 Розрахунок моменту гальмування гальма

Розрахунок гальмівного моменту

$$M_{\text{Г}} = -\frac{I_{\text{зв.Г}} \cdot \omega}{t_{\text{Г}}} + M_{\text{ст.Г}} \quad (3.32)$$

де t_r - час гальмуванн, враховуючи максимальний гальмівний шлях 1 м, то $t_r=0,1$ с

$$I_{зв.г} = I_{з.ш} + m_B \cdot \frac{V_{вmax}}{\omega} \quad (3.33)$$

$I_{з.ш}$ – момент інерції зубчастого шківa (див в властивості 3D моделі зубчастого шківa в Inventor), $I_{з.ш} = 0,002934$ кг·м²;

m_B – маса візка

$V_{вmax}$ – максимальна швидкість руху візка

$$I_{зв.г} = 0,002934 + 5,0 \cdot \frac{18,0^2}{223,8^2} = 0,03528 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$M_{ст.г} = F \cdot \frac{V_{вmax}}{\omega} \quad (3.34)$$

де F – сила, що діє на візок (див. пункт 2.1):

$$F = -F_i + G_{оп} + F_{тр} \quad (3.35)$$

$$F = -1080 + 687,12 + 28,32 = 364,5 \text{ Н}$$

$$M_{ст.г} = -364,5 \cdot \frac{18,0}{223,8} = -29,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_r = -\frac{0,03528 \cdot 223,8}{0,1} - 29,3 = 93,8 \text{ Н}.$$

Отже, виберемо гальмо 111-20-11G-24V, яке забезпечує максимальний момент гальмування 160 Нм та час включення гальма 0,027 с.

3.7 Аналіз допустимих напружень рами[11]

Під час експлуатації пускової системи для БПЛА в «рамі», деталі по якій буде виконуватись розгін візка з БПЛА будуть утворюватись певні напруження, які створюватимуться у трьох точках:

- Місця розташування приводу (вала з зубчастими шківa):
- Розташування опори всієї конструкції;
- Місця розташування вала з зубчастими шківaми;

На ці участки прикладається статичне навантаження, яке можна описати відповідним рівнянням:

$$F = m \cdot g \quad (3.36)$$

де m дорівнює масі елементів на даному участці;

g – прискорення вільного падіння; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

Після прикладання сил та закріплень (рис.3.6), повинні отримати результати розрахунку статичного аналізу, з якого отримаємо напруження по Мізесу та зміщення відносно базової поверхні, рисунки з даними параметрами наведені на рис 3.7 та рис 3.8.

Матеріал для виготовлення деталі «Рама» було обрано промисловий пластик ПФС з межею міцності на розтяг в межах 70-90 МПа.

Коефіцієнт запасу міцності k знаходиться в межах 2-3 для використання при статичних навантаженнях;

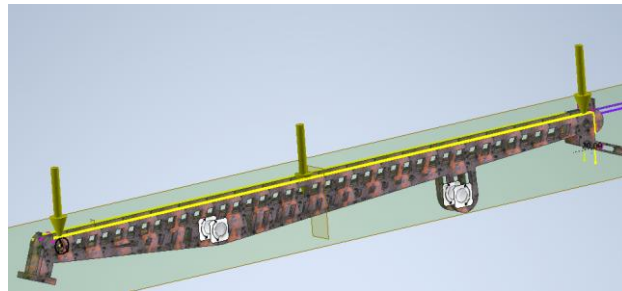


Рисунок 3.6 – Прикладені сили та фіксації деталі «Рама»

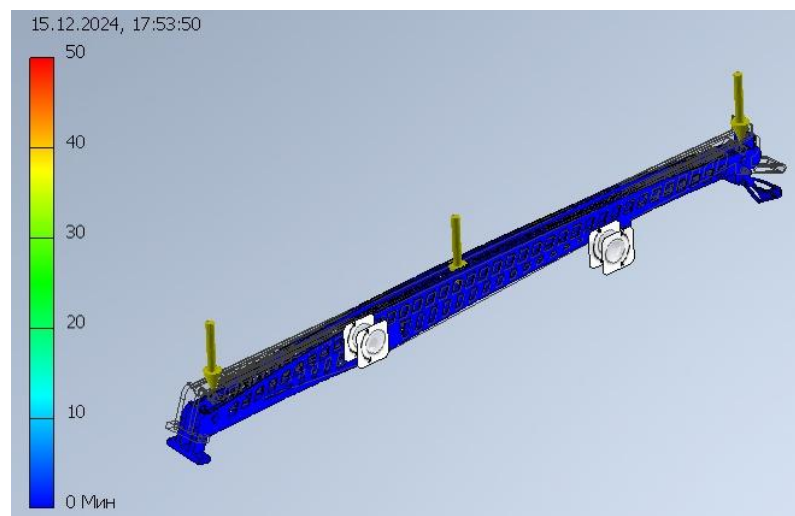


Рисунок 3.7 – Відображення результату розрахунку напружень по Мізесу, МПа;

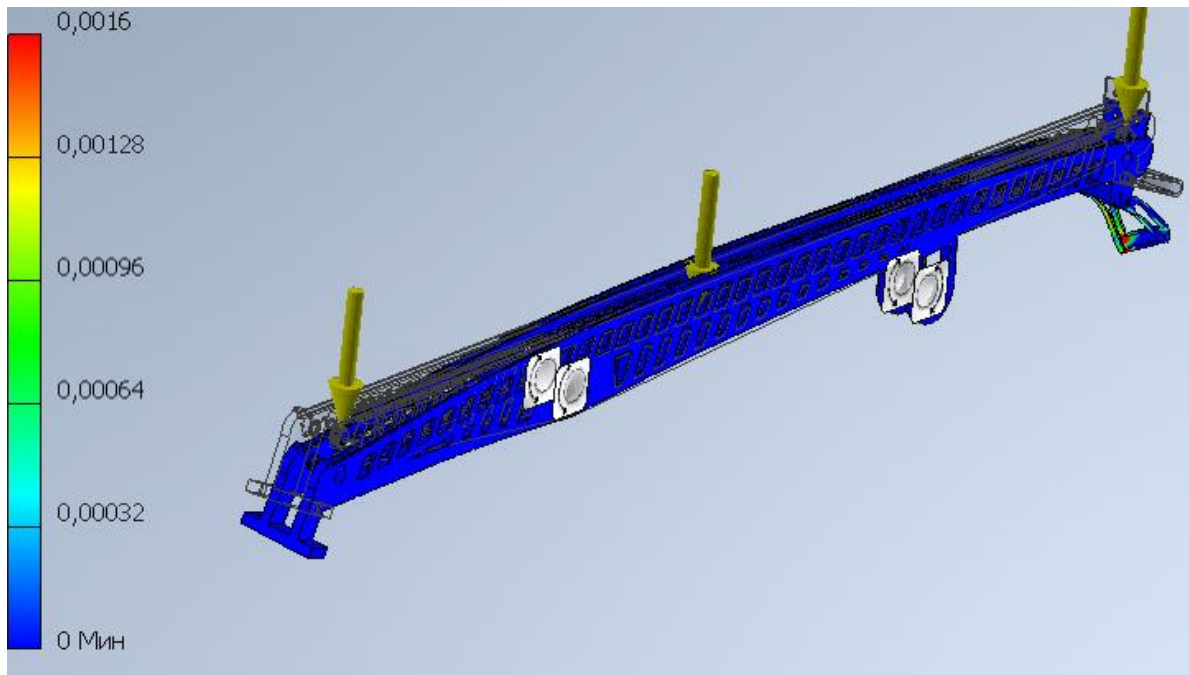


Рисунок 3.8 – Відображення результату розрахунку еквівалентної деформації,мм/мм;

Виходячи з отриманих результатів, можна прийти до висновку, що жорсткість конструкції достатня для використання, і має право на використання.

3.8 Опис та конструкція кінетичної катапульти для БПЛА

3.8.1 Опис та конструкція розробленого приводу

Привід кінетичної катапульти зображений на рис. 3.9. Він складається куруючої платформи поз.8, з двигуна поз.1, який за допомогою клинопасової передачі поз.2 за допомогою валу поз.3 розкручує маховик поз.4 до заданної частоти обертання. Для запуску БПЛА, відбувається включення електромагнітної муфти поз.5, яка передає кінетичну енергію маховика поз.4 на вал поз.6, на якому розміщені шківни зубчасто-пасової передачі поз.7. Гальмування візка здійснюється за рахунок роботи електромагнітного гальма поз.9. Також гальмування виконується за рахунок роботи пружинного буфера в кінці руху візка по направляючій рами поз.10.

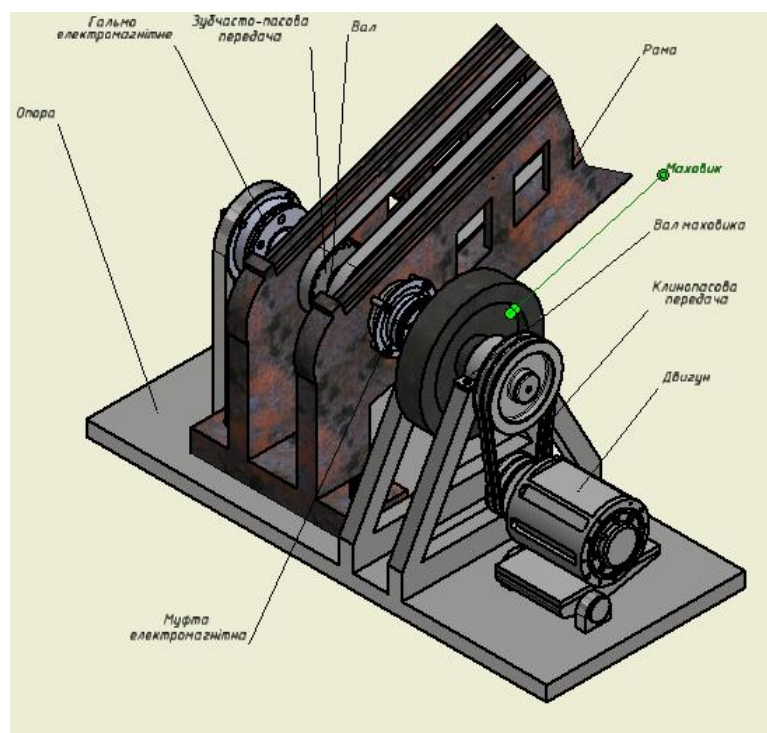


Рисунок 3.9 – Привід пускової катапульти для БПЛА

3.8.2 Опис та конструкція кінетичної катапульта

Кінетична катапульта для розгону БПЛА зображений на рис. 3.10. складається з Приводу поз.1, який розганяє вал з маховиком до потрібної швидкості та передає обертання на зубчатопасові шківів які закріпленні за рахунок фіксаційних пластин з візком поз.4, який переміщує візок БПЛА по рамі на довжину взлету. За рахунок опори поз.2 виконується виставлення платформи на заданий кут, та за рахунок крипіжної стійки поз.3 виконується фіксація платформи на заданий кут. За допомогою буферів поз.5 виконується зупинення візка після взлету БПЛА. Тобто гальмування виконується за рахунок гальма встановленого в приводі, сил тертя, сили тяжіння та буферів встановлених на кінці рами. Для натягування шківів розроблено систему натягу поз.6. про яку буде більш детально розказано у розділі 3.10.

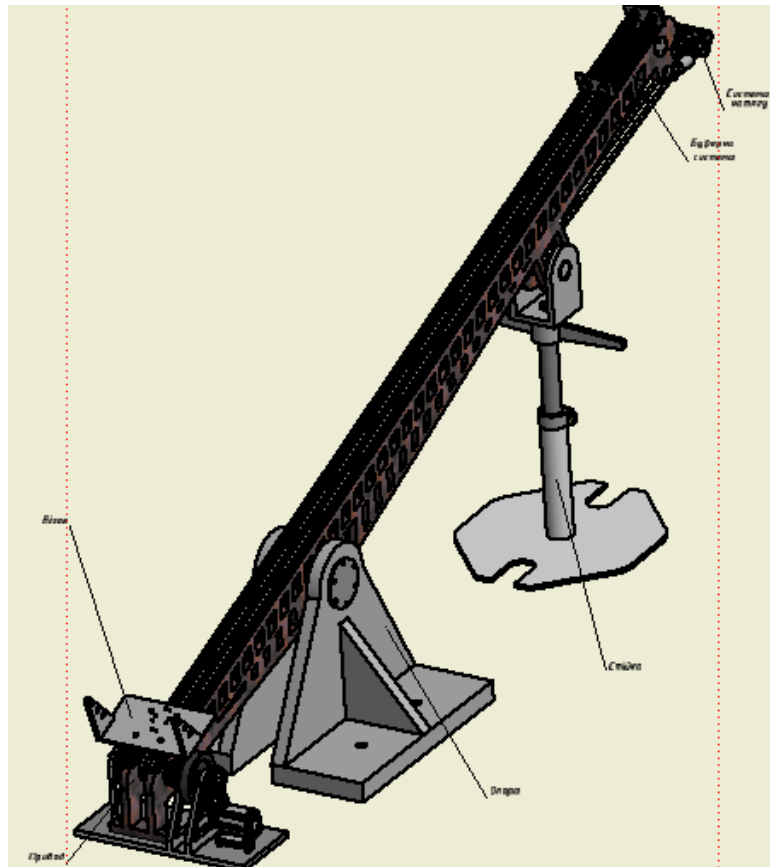


Рисунок 3.10 Кінетична пускова катапульта для розгону БПЛА

3.9 Опис та принцип роботи буферної системи

Пружинний буфер, зображений на рисунку 3.11, працює за принципом поглинання енергії удару або коливань за допомогою пружин, які встановлені між двома жорсткими пластинами. Коли на одну з пластин діє зовнішня сила, наприклад, удар, ця сила передається на пружини. Пружини починають стискатися, перетворюючи кінетичну енергію руху на потенційну енергію пружинного стискання. Таким чином, ударна сила зменшується і рівномірно розподіляється в часі, що дозволяє зменшити негативний вплив на механізм.

Після припинення дії зовнішньої сили пружини поступово повертаються у свій початковий стан, відновлюючи початкову форму і розташування. Частина енергії при цьому розсіюється у вигляді тепла, а решта може бути повернута у систему. Завдяки цьому механізм забезпечує амортизацію і захист від раптових навантажень.

Головними перевагами такого пристрою є його надійність, простота конструкції і здатність ефективно витримувати динамічні навантаження.

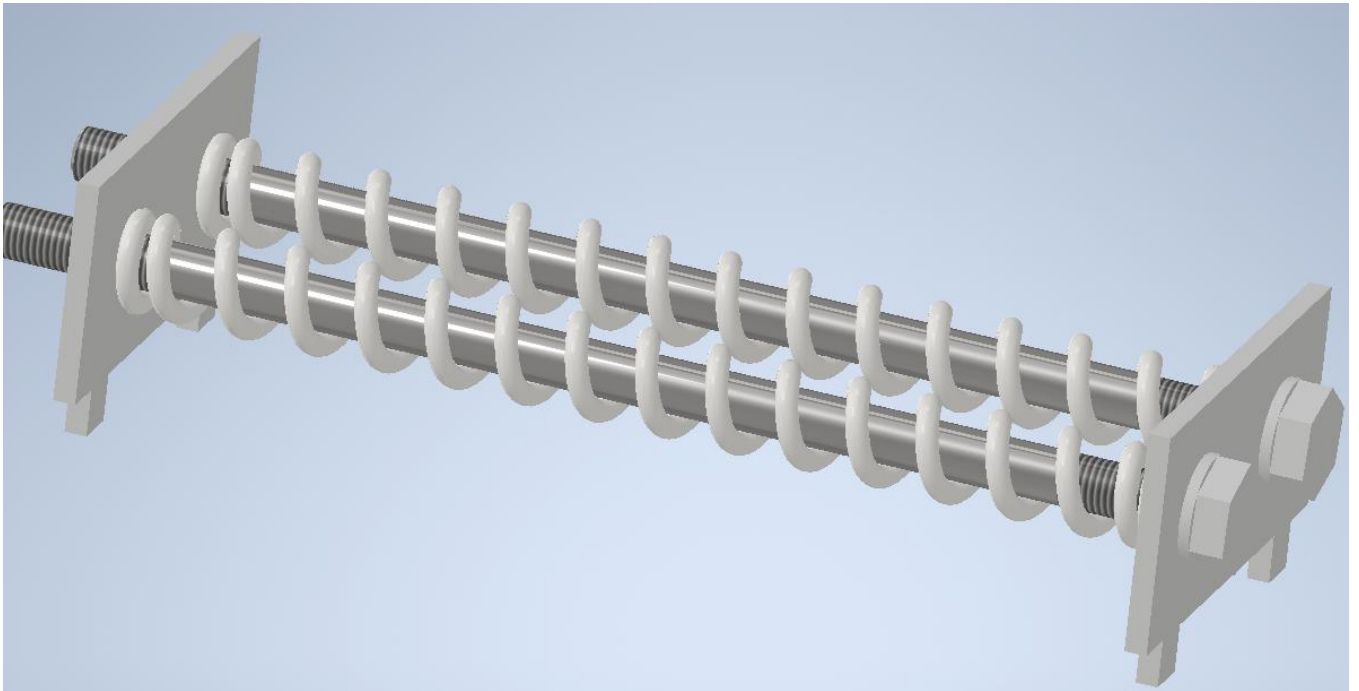


Рисунок 3.11 – Пружинний буфер 3-D модель

Розрахуємо зусилля, яке має забезпечити наведений вище буфер. Враховуючи максимальну швидкість розгону 18 м/с та час гальмування 0,1 с. Розрахуємо силу інерції під час гальмування:

$$F_{i_r} = 1,2 \cdot m_B \cdot \frac{V_{max}}{t_r} = 1,2 \cdot 5 \cdot \frac{18}{0,1} = 1080 \text{ Н.} \quad (3.37)$$

Тоді зусилля, яке має створювати буфер:

$$F_G = -F_{i_r} + G_{оп} + F_{тр} - \frac{1,2 \cdot m_B \cdot V_{max}^2}{2l}, \quad (3.38)$$

де l – хід пружин буферу, приймемо 300 мм.

$$F_G = -1080 + 687,12 + 28,32 - \frac{1,2 \cdot 5 \cdot 18^2}{2 \cdot 0,3} = 3604,5 \text{ Н.}$$

Тоді середнє зусилля однієї пружини складе:

$$F_{пр.сер} = \frac{F_G}{2} = 1802 \text{ Н.}$$

По середньому зусиллю пружини було виконано розрахунок пружини в програмі Autodesk Inventor, та побудована 3D модель пружини з ходом 300 мм.

3.10 Опис та принцип роботи системи натягу

На рисунку 3.12 зображено систему натягу для зубчастопасового шківів, яка складається з натяжного пристрою (пружинного механізму) та додаткових компонентів, що забезпечують оптимальну роботу пасового приводу.

Принцип роботи такої системи базується на автоматичному підтриманні необхідного натягу зубчастого паса. У процесі експлуатації пас може трохи розтягуватися або змінювати своє положення через коливання навантаження чи зміну температури. Система натягу компенсує ці зміни, забезпечуючи стабільну передачу зусиль без пробуксовки паса або надмірного навантаження на елементи приводу.

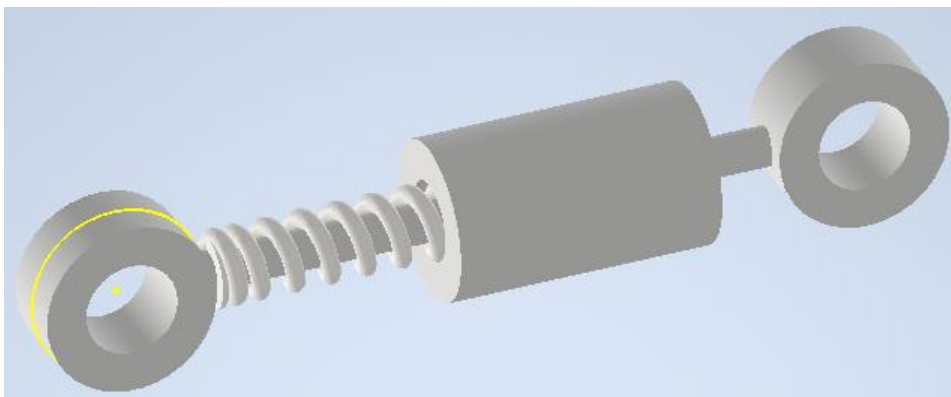


Рисунок 3.12 – Система натягу паса 3-D модель

Ключовий елемент цієї системи — пружина, яка створює силу натягу. При ослабленні натягу паса пружина стискається, штовхаючи рухомий елемент (шків) у бік паса, що повертає його у натягнутий стан. Навпаки, якщо пас занадто натягнутий, пружина частково розтягується, дозволяючи системі досягти рівноваги.

Перевага полягає у здатності працювати автоматично, без потреби в ручному регулюванні.

Сила натягування зубчасто-пасової передачі визначається за формулою:

$$F_o = 1,2 \cdot b \cdot q \cdot V_{max}^2, \quad (3.39)$$

де b – ширина пасу, $b = 24$ мм; q – маса 1 м пасу шириною 1 мм, $q = 0,007$ кг/м · мм;

$$F_o = 1,2 \cdot 24 \cdot 0,007 \cdot 18^2 = 65 \text{ Н}$$

3.11 Пристрій для визначення кутового положення зубчастих шківів

Для керування приводом буде використовуватись інкрементальний оптичний енкодер.

Енкодер під'єднується до осі холостих зубчастих шківів та буде вимірювати їх кутове положення.

За допомогою данного екодера можна визначити кутове положення зубчастих шківів і відповідно зміну частоти обертання маховика.

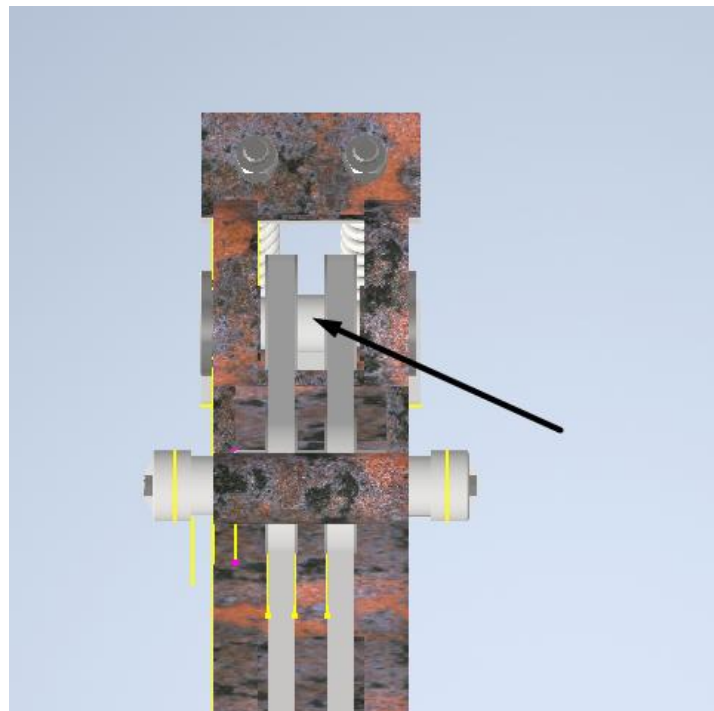


Рисунок 3.13 – Вісь кріплення енкодера



Рисунок 3.14 – Інкрементальний оптичний енкодер ARC H 100

Роздільна здатність оптичного енкодера ARC H 100 1024 імпульси за один оберт.

Висновки до розділу 3

У даному розділі було виконано комплексний розрахунок основних елементів приводу безпілотного літального апарата. Проведено розрахунок параметрів клинопасової передачі та валів, що дозволило забезпечити надійність і ефективність передачі зусиль у механізмі. Особливу увагу приділено вибору та перевірці довговічності підшипників кочення на основі їх динамічної вантажопідйомності, що гарантує тривалий термін служби приводу.

Окремо розраховано момент гальмування для забезпечення стабільності та безпеки роботи гальмівної системи. Проведено аналіз допустимих напружень рами для підтвердження її міцності в умовах експлуатації.

Також розглянуто конструктивні особливості кінетичної катапульти, яка використовується для запуску БПЛА. Докладно описано принцип роботи буферної системи, яка мінімізує ударні навантаження, та системи натягу, що забезпечує оптимальну роботу приводу за рахунок автоматичної компенсації зміни натягу.

Результати виконаних розрахунків і опис конструкційних рішень дозволяють створити надійний, довговічний і ефективний привід, придатний для роботи в умовах інтенсивних навантажень.

РОЗДІЛ 4. ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РОБОТИ ЗУБЧАСТО-ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Чисельна модель зубчасто пасової передачі

Для аналізу напруженого стану зубчастого пасу під час виконання ним розгону БПЛА було вирішено створити чисельну модель в програмі Ansys Workbench.

В програму було імпортовано 3D модель зубчастого пасу та шківів. Зубчасті паси складаються (рис. 4.1) із несучого слою на основі матеріалів з хімічних волокон (кордшнура або кордна тканина) і шарів поліуретану звулканізованих в один виріб. Для врахування цього до моделі пасу був доданий внутрішній шар, характеристики матеріалу якого відповідають характеристикам кордної тканини.

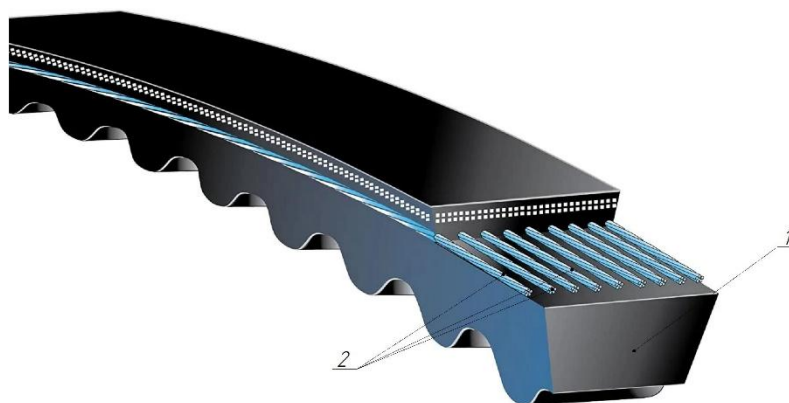


Рисунок 4.1 – Зубчастий пас

1 – шари гуми, 2 – корд шнури

Для спрощення моделі зубчастого пасу було вирішено замінити кордшнури на кордну тканину. Площа перерізу кордної тканини відповідає сумарній площі перерізу кордшнурів. В якості матеріалу кордшнурів може виступати нержавіюча сталь.

Зубчастий пас та кордна тканина були розбиті сіткою скінчених елементів з розміром сторони елемента 2 мм. Зубчасті шківни задавались як жорсткі тіла, контактна поверхня яких була розбита поверхневою сіткою, для забезпечення

передачі навантажень від шківів до паса і навпаки. Міжосьова відстань зубчастих шківів була зменшена до 250 мм з метою зниження кількості скінчених елементів в моделі і, відповідно, зменшення часу виконання чисельного моделювання. Чисельна модель з сіткою скінчених елементів показана на рис. 4.2.

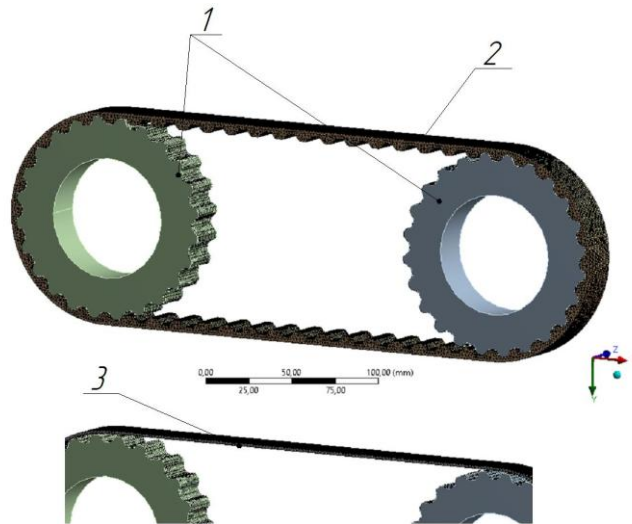


Рисунок 4.2 – Чисельна модель зубчато-пасової передачі:

1 – зубчасті шківви з поверхневою сіткою, 2 – еластичний зубчастий пас, 3 – кордна тканина

Задавалися умови контакту між тілами в моделі (рис. 4.3). Контакт між зубчастими шківвами та пасом (див. позицію С на рис. 4.3) задавався як ковзний з величиною коефіцієнта тертя Кулона – 0,1. Контакт між кордною тканиною та гумовим пасом (див. позицію D на рис. 4.3) задавався як зв'язаний, тобто тіла не можуть один відносно одного.

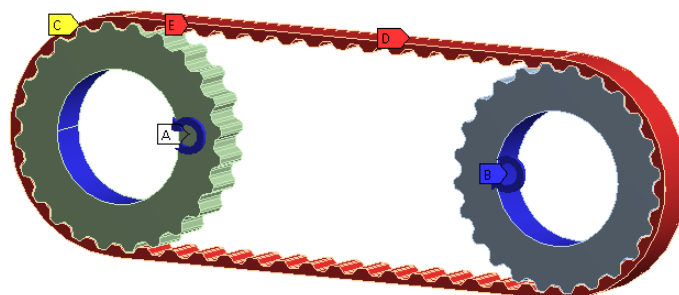


Рисунок 4.3 - Умови контакту та навантаження

До веденого шківa (див. позицію А на рис. 4.3) прикладалося навантаження у вигляді крутного моменту, максимальна величина якого рівна 31 Нм. Привідний шків (див. позицію В на рис. 4.3) провертався за час чисельного моделювання 0,005 с на кут $7,9^\circ$, долаючи момент опору в 31 Нм на веденому шківі.

Число кроків було задано – 5. Час одного кроку навантаження в моделі складав 0,001 с. В процесі розрахунку програма автоматично розбивала завданні кроки на підкроки.

Механічні характеристики матеріалів кордної тканини і поліуретану [12], які були внесені в програмі наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Механічні характеристики матеріалів чисельної моделі зубчасто-пасової передачі

Елемент моделі	Модуль Юнга Е, ГПа	Коефіцієнт Пуассона, μ
Зубчастий пас	0,026	0,45
Кордна тканина	193	0,31

Поведінка поліуретану під час розрахунку чисельної моделі оцінювалася також на основі заданої експериментальної кривої розтягу для даного матеріалу [13], що наведена на рис. 4.4.

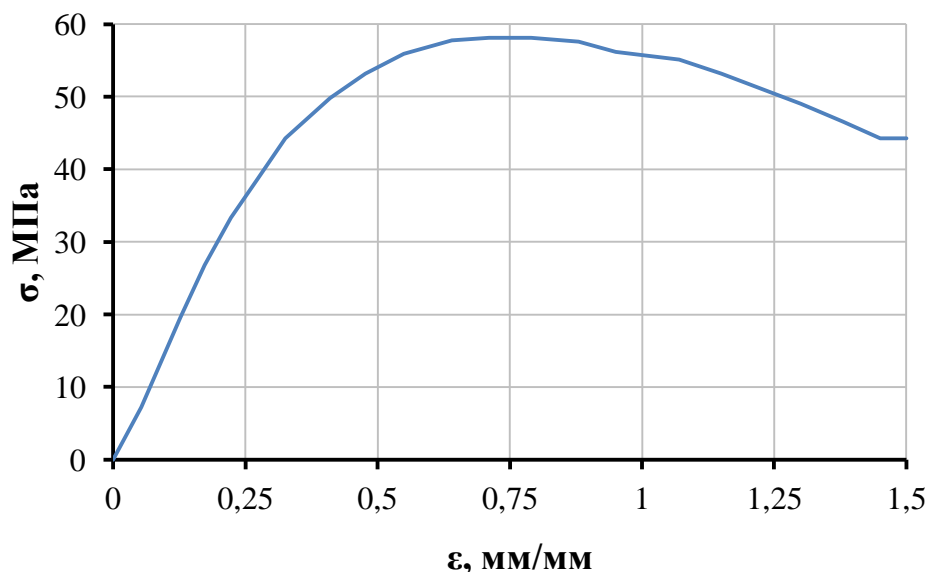


Рисунок 4.4 – Експериментальна крива розтягу для поліуретану [13]

Чисельна модель була створена в модулі Static Structural програмного пакету Ansys Workbench.

4.2 Напружений стан в зубчастому пасі та кордній тканині

В результаті обчислення моделі зубчатою пасовою передачею в програмі ANSYS були отримані розподіл інтенсивності напружень в кордній тканині (рис. 4.5) та тиск в зоні контакту зубчастих шківів і пасу (рис. 4.6).

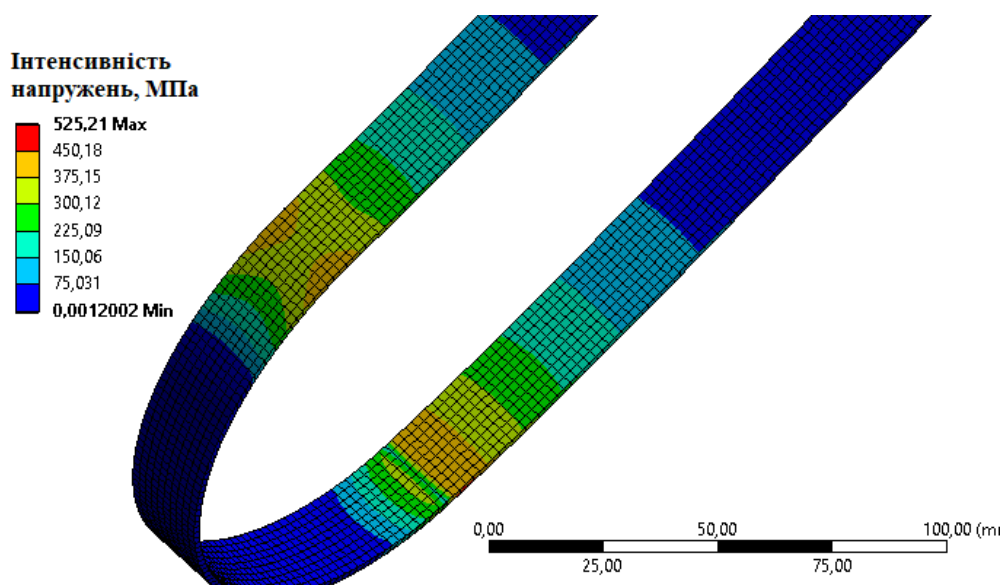


Рисунок 4.5 – Розподіл інтенсивності напружень в тілі кордної тканини

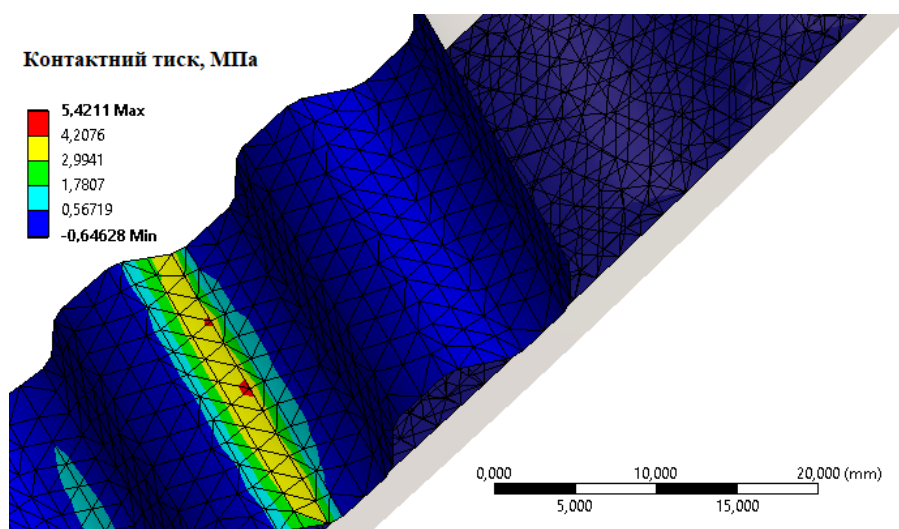


Рисунок 4.6 – Розподіл контактного тиску на контактній поверхні зуба зубчастого пасу

Контактний тиск (рис. 4.6) в зоні контакту зуба зубчастого шківа та пасу досягає величини 5,5 МПа, що в 5-15 разів менше за межу міцності для поліуретану, залежно від його марки [14].

Що стосується армованого шару в зубчастому пасі у вигляді кордної тканини, то тут спостерігаються значні величини інтенсивності напружень, які досягають значень 450 МПа (рис. 4.5). В якості матеріалу в чисельній моделі для кордної тканини була вибрана нержавіюча сталь AISI 316, межа міцності на розрив якої досягає 520 МПа. Отже, нержавіюча сталь не годиться в якості армуючої основи для зубчастого паса.

Зубчасті паси можуть також виготовлятися з армуванням із кевлару (араміду). Межа міцності на розрив кевлару може досягати 3320 МПа [15], що дасть можливість забезпечити достатню міцність зубчастого пасу.

Висновки по розділу 4

Для аналізу міцності зубчасто-пасової передачі в процесі розгону корисної маси (максимальна маса 20 кг) до заданої швидкості (прийнята максимальна швидкість 18 м/с) була розроблена чисельна модель в програмі Ansys.

Розроблена чисельна модель включає в себе зубчастий пас з поліуретану та армуючого матеріалу у вигляді кордної тканини з нержавіючої сталі.

Отримані розподіли інтенсивності напружень в армуючому шарі зубчастого пасу – кордної тканини показують достатньо великі величини інтенсивності напружень (рис. 4.5), максимальна величина яких досягає 450 МПа. Тому для забезпечення міцності зубчастого пасу, в якості армуючого матеріалу варто використовувати кевлар, межа міцності на розрив якого складає – 3320 МПа, що забезпечить необхідну міцність зубчастого пасу.

Контактний тиск (рис. 4.6) в зоні контакту зуба зубчастого шківа та пасу досягає величини 5,5 МПа, що в 5-15 разів менше за межу міцності для поліуретану.

ВИСНОВКИ

В ході виконання магістерської дисертації були отримані наступні результати:

1) Проведено аналіз патентів та джерел інформації щодо розробки пускових катапульт. Залежно від принципу розгону мас пускові катапульти поділяються на: гідравлічні, пневматичні, гумові, електромагнітні та кінетичні. Проведено порівняння переваг та недоліків різних типів катапульт. Вибір того чи іншого принципу розгону залежить від специфічних вимог та умов використання. Перспективною катапулью для розгону мас є та, в якій принцип розгону здійснюється за рахунок накопиченої кінетичної енергії обертальної маси. Перевагою кінетичної катапульти є короткий час підготовки до розгону пускової маси.

2) Виконано розрахунок приводу кінетичної пускової катапульти в процесі якого здійснювався:

- розрахунок сили опору під час розгону пускової маси;
- розрахунок зведеного моменту маховика від сили опору під час розгону пускової маси;
- розрахунок роботи, яка необхідна для виконання розгону пускової маси;
- розрахунок потужності двигуна приводу;
- розрахунок геометричних параметрів зубчасто – пасової передачі;
- розрахунок параметрів руху маховика, його маса, момент інерції та геометричні параметри

3) Проведено аналіз впливу величини пускової маси та кута нахилу пускової катапульти на зміну кутової швидкості маховика. Зниження маси в 4 рази зменшує величину коефіцієнту нерівномірності обертання в 1,7 раз. Зниження кута нахилу пускової катапульти в 4 рази зменшує величину коефіцієнту нерівномірності обертання в 1,7 раз.

4) Для виконання конструювання катапульти було виконано комплексний розрахунок основних елементів приводу пускової катапульти. Проведено розрахунок параметрів клинопасової передачі, валів приводу, вибрано та перевірено підшипники кочення на основі їх динамічної та статичної вантажопідйомності, розрахунок шпонкових з'єднань. Виконано розрахунок гальма та електромагнітної муфти, проведено аналіз допустимих напружень рами для підтвердження її міцності під час експлуатації катапульти.

5) На основі виконаних проектних розрахунків було створено 3-D моделі пускової катапульти та її приводу, розроблені складальні кресленики пускової катапульти, приводу та візка.

6) Виконано чисельне моделювання методом чисельних елементів зубчасто-пасової передачі, яка включає в себе зубчастий пас з поліуретану та армуючого матеріалу у вигляді кордної тканини з нержавіючої сталі. Проведений аналіз міцності зубчасто-пасової передачі в процесі розгону корисної маси (максимальна маса 20 кг) до заданої швидкості (прийнята максимальна швидкість 18 м/с). Отримані розподіли інтенсивності напружень в армуючому шарі зубчастого пасу – кордної тканини показують достатньо великі величини інтенсивності напружень (рис. 4.5), максимальна величина яких досягає 450 МПа. Тому для забезпечення міцності зубчастого пасу, в якості армуючого матеріалу варто використовувати кевлар, межа міцності на розрив якого складає - 3320 МПа, що забезпечить необхідну міцність зубчастого пасу. Контактний тиск (рис. 4.6) в зоні контакту зуба зубчастого шківа та пасу досягає величини 5,5 МПа, що в 5-15 разів менше за межу міцності для поліуретану.

7) Для забезпечення мобільності розробленої кінетичної катапульти необхідно виконати проектування пневмоколісного причепа-платформи, який буде перевозитись автомобільним транспортним засобом.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бондарев А. А. *Режими різання*. – Київ: Техніка, 2021. – 320 с.
2. Державна служба інтелектуальної власності України Патент на винахід № 1791058 [Електронний ресурс]. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1791058/> (дата звернення: 02.11.2024).
3. Курмаз С. В., Склайбеда Е. В. *Атлас машинобудування*. – Київ: Машинобудування, 2020. – 450 с.
4. MDPI. Ілюстрація до статті у журналі Applied Sciences [Електронний ресурс]. URL: https://www.mdpi.com/applsci/applsci-10-02949/article_deploy/html/images/applsci-10-02949-g005.png (дата звернення: 02.11.2024).
5. Наземний роботизований комплекс для БПЛА.[Електронний ресурс]. ERI:<https://encryptedtbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcSiaCmQzjNq7UXNXMWO5gQq6as23vdEKr9Dlw&s> (дата звернення: 02.11.2024).
6. Ueeshop. Продукція компанії [Електронний ресурс]. URL: https://ueeshop.ly200cdn.com/u_file/UPAK/UPAK499/2110/products/16/21ea299811.png (дата звернення: 02.11.2024).
7. Ueeshop. Продукція компанії [Електронний ресурс]. URL: https://ueeshop.ly200cdn.com/u_file/UPAK/UPAK499/2111/products/19/6d5a957493.jpg (дата звернення: 02.11.2024).
8. Плєснєцов, П. Д. Ковальсько-штампувальне обладнання: навч. посіб. / П. Д. Плєснєцов. – Запоріжжя: ЗНУ, 2014. – 200 с.
9. Вибір електродвигуна, кінематичний та силовий розрахунок механічного приводу, розрахунок і конструювання передач гнучкою в'яззю: Метод, вказівки до викон. домашніх контрольних робіт з дисц. «Деталі машин» для студ. машинобудівних і механічних спеціальностей усіх форм навчання: Електронне навчання видання/ Уклад: В.А. Стадник-К.:НТУУ «КПІ» 2012.57с.

- 10 Розрахунок та конструювання валів. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю: Навчальний посібник. Електронне навчальне видання – К.: НТУУ «КПІ» 2014, 128 с., Стадник В.А
- 11 Гейчук В.М. Рудаков К.М. Оптимізація вузлів і деталей верстатів та машин за допомогою модуля «Анализ напряжений» AUTODESK INVENTOR —навч. пос. Київ НТУУ КПІ 2016 р.
- 12 Romero-González, E., & Olivares-García, J. A. (2019). *Application of eco-friendly materials in construction: An experimental analysis*. *RECIT*, 10(2), 122–135. URL: <https://recit.uabc.mx/index.php/revista/article/view/254> (дата звернення: 12.12.2024).
- 13 Kumar, A., & Kim, K. H. (2017). Advanced composite materials for improved structural applications. *Applied Sciences*, 7(12), 1254. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/7/12/1254> (дата звернення: 12.12.2024).
- 14 Polyethylene Terephthalate (PET). *MatWeb Material Property Data*. URL: <https://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=2fe782a31c4b4bed984b49651762b086&ckck=1> (дата звернення: 12.12.2024).
- 15 Czerniak, J., & Kowalski, M. (2019). Technical requirements and materials used in firefighters' gloves manufacturing. *ResearchGate*. URL: https://www.researchgate.net/publication/334903396_Technical_requirements_and_materials_used_in_firefighters_gloves_manufacturing (дата звернення: 12.12.2024).
16. Катапульта пружинна. URL: https://encryptedb1.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcRIJHcirph6pT7SRTI8YPxXvWIh-YrcrgQxY0b0xtW0I3rtw7_w (дата звернення: 14.12.2024).
17. Катапульта гумова. URL: https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQfKrb8XA4IaHsU_eL5tv4-ON56DFYC9NDeKbNOpr-wTPgs7LNJ (дата звернення: 14.12.2024).
18. Катапульта гумова. URL: <https://encrypted-tbn2.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcTdBKrTXUdB7xjziWwst6zAknecvbCgP6Ykj1LU6ETO9hvwF2iU> (дата звернення: 14.12.2024).

19. Катапульта гумова. URL: https://encrypted-tbn2.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcTqlwr9B9P7okHQTYW_x16kOUmhj2IboNacS7yyxCJF1nTAjbVN (дата звернення: 14.12.2024).

20. Катапульта для БПЛА. URL: https://encrypted-tbn3.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcSySXeA8Qh1cyZ9bEgvg_ocy7ODhNoiSCW0QkJ1F-MODN8z6aiu (дата звернення: 14.12.2024).

21. Катапульта пневматична. URL: <https://encrypted-tbn2.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQjy1a-WyaorurhmOcJkg3Ob8TdeRgeaZhiNyORuquT9tUUN9dV> (дата звернення: 14.12.2024).

22. Катапульта гідравлічна. URL: <https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQ9ZwxNfWsXKB7a51GvwOk51vU8vIm3xthe4ulRudzgjFKiB74Z> (дата звернення: 14.12.2024).

ДОДАТОК А

ТЕЗИ КОНФЕРЕНЦІЙ

ІННОВАЦІЇ МОЛОДІ В МАШИНОБУДУВАННІ

2024

УДК 629.02

І. В. Вознюк, П. Ю. Проценко

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

ПУСКОВІ КАТАПУЛЬТИ ДЛЯ БПЛА

БПЛА стають все більш поширеними в різних сферах, таких як військова справа, цивільна авіація, сільське господарство та наукові дослідження. Катапульти є важливим компонентом систем запуску БПЛА літакового типу, оскільки вони дозволяють запускати апарати з обмежених майданчиків або без необхідності злітної смуги. Існують різні типи катапульти, залежно від їх конструктивних особливостей та способів розгону БПЛА. Вибір того чи іншого конструктивного виконання пускової катапульти визначається в першу чергу масою БПЛА. В даній роботі виконано аналіз типів катапульти, які існують на сьогоднішній день та характеристик БПЛА, які запускаються з цих платформ. Розглядаються такі характеристики катапульти, як типи запуску, довжина катапульти, а також їхні переваги та недоліки.

Залежно від типу запуску катапульти поділяються на: електромагнітні, піротехнічні, пневматичні, з пружними елементами та кінетичні. Кожен тип має свої переваги та недоліки.

Конструкція кінетичної катапульти показана на рис. 1 [1]. В якій накопичена енергія маховика використовується для запуску БПЛА масою до 20 кг. Управління передачею накопиченої енергії від маховика до зубчастопасової передачі виконується за рахунок електромагнітної муфти.

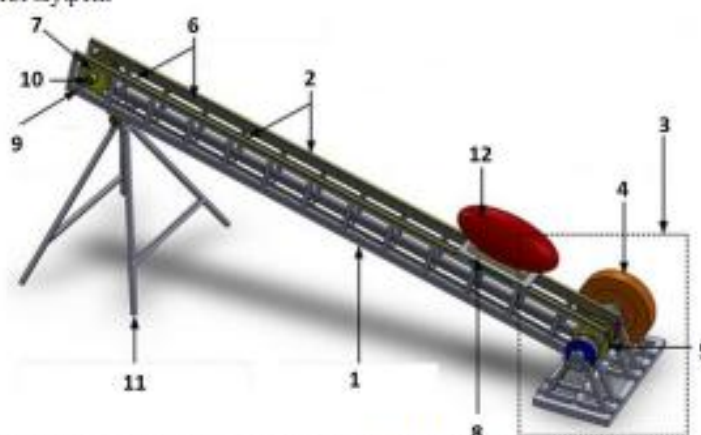


Рис. 1. Кінетична катапульта для пуску БПЛА [1]: 1 – рама пускової установки; 2 – лінійні доріжки для розгону БПЛА, 3 – привід пускової установки, 4 – маховик, 5 – ведучі шківни, 6 – зубчасті паси, 7 – ведені шківни, 8 – візок, 9 – система натягування пасів, 10 – енкадер, 11 – опора для виставлення кута взльоту, 12 – БПЛА

Розрахункова схема для визначення параметрів привідної системи кінетичної катапульти, наприклад з приводом від двигуна постійного струму, показана на рис. 2.

Динамічне рівняння руху для ведучих шківнів [1]:

$$I_n \frac{d\omega_n(t)}{dt} = M_t(t) - M_n(t) - b_{n\omega} \omega_n(t) - b_{nv} r_n^2 \omega_n(t) - b_{aer} r_n^2 \omega_n(t) f_{sep}(t) - \left(r_n^2 \frac{d\omega_n(t)}{dt} + r_n g \cdot \sin \alpha + \mu_n g r_n \cdot \cos \alpha \cdot \text{sign}(r_n \omega_n(t)) \right) (m_w + m_o f_{sep}(t)), \quad (1)$$

де μ_n – коефіцієнт тертя Кулона; b_{aer} – аеродинамічний коефіцієнт демпфування, Н/м/с; m_w – маса візка, кг; m_o – маса БПЛА, кг; b_{nv} – коефіцієнт демпфування прилінійному русі, Н/м/с; α – кут запуску БПЛА, рад; $b_{n\omega}$ – коефіцієнт демпфування рухомих елементів приводу,

Нм/рад/с; I_n - момент інерції ведучих та ведених шківів, кг·м²; $M_t(t)$ - крутний момент, що передається муфтою, Нм; $M_n(t)$ - гальмівний момент, що передається від муфти, Нм; r_n - радіус шківів, м; $\omega_n(t)$ - кутова швидкість ведучих шківів, рад/с; $f_{зєр}(t)$ - функція, яка описує відділення БПЛА від візка.

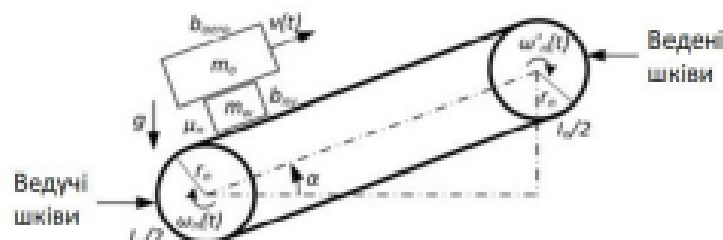


Рис. 2. Розрахункова схема пускової катапульти для БПЛА [1]

В процесі аналізу літературних джерел [2-6] різних типів катапульти було виконано їх порівняння по параметрам, що наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Порівняння пускових катапульти різних типів

Тип катапульти	Електромагнітна	Пневматична	Піротехнічна
Складність конструкції	Висока	Середня	Низька
Вартість (usd)	1,000,000 - 5,000,000	10,000 – 100,000	1,000 – 10,000
Точність пуску (м)	±1	±5	±10
Маса запуску (кг)	50 - 500	5 - 200	1 - 50
Шумність (дБ)	70	90	110

Висновки

1. В даній роботі було виконано аналіз існуючих пускових катапульти БПЛА. Одним із перспективних рішень для запуску БПЛА є кінетична катапульта з приводом, що містить маховик для накопичення кінетичної енергії, яка за рахунок електромагнітної муфти в момент запуску БПЛА передається в механічну систему катапульти (зубчатопасову передачу).
2. Виконано порівняння параметрів існуючих катапульти, що вказані в таблиці 1.

Список використаних джерел

1. Kondratiuk M. Design and Dynamics of Kinetic Launcher for Unmanned Aerial Vehicles / M. Kondratiuk, L. Ambroziak // Applied Science. – 2020. – vol.10. DOI: <https://doi.org/10.3390/app10082949>.
2. Unmanned aerial vehicle [Електронний ресурс] // wikipedia – Режим доступу до ресурсу: https://en.wikipedia.org/wiki/Unmanned_aerial_vehicle.
3. UAV Catapult Launcher 4.5Kg MTOW [Електронний ресурс] // unmannedtechshop – Режим доступу до ресурсу: <https://www.unmannedtechshop.co.uk/product/uav-catapult-launcher-4-5kg-mtow/>.
4. Electromagnetic Aircraft Launch System [Електронний ресурс] // wikipedia – Режим доступу до ресурсу: https://en.wikipedia.org/wiki/Electromagnetic_Aircraft_Launch_System.
5. UAV Catapult [Електронний ресурс] // digitalcommons – Режим доступу до ресурсу: <https://digitalcommons.calpoly.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1555&context=mesp>.
6. Electromagnetic catapult [Електронний ресурс] // Defbrief – Режим доступу до ресурсу: <https://defbrief.com/2023/06/08/ga-wins-1-2b-deal-for-electromagnetic-catapult-work-for-french-us-carriers/>.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка		
				<u>Документація</u>				
			МД.НН ММІ.МК - З1мп.04 01 СК	Катапульта для вантажу Вид загал	1			
				<u>Складальні вироби</u>				
		1		Візок	1			
		2		Опора платформи	2			
		3		Платформа керована	1			
		4		Система	1			
		5		Система буферна	1			
		6		Система натягування паса	1			
				<u>Деталі</u>				
		7		Рама	1			
		8		Шарнір	1			
		9		Палець	1			
		10		Шайба спеціальна	2			
				<u>Стандартні вироби</u>				
		11		Гайка В5 3692 - М24	2			
		12		Гвинт В18.2.3.1М - М6 х 1 х 14	8			
		13		Гвинт В18.2.3.1М - М12 х 1,75 х 25	20			
		14		Гвинт В18.2.3.1М - М30 х 3,5 х 130	1			
		15		Кришка торцова 21-62 ГОСТ18511-7	2			
		16		Кришка торцова 21-180 ГОСТ18511-7	2			
			МД.НН ММІ.МК - З1мп.04 01 СП					
			Зм.	Лист	№ докум	Підпись		
Інд. № подл.	Разроб.	Возник				Літера	Лист	Листів
	Перев.	Проценка					1	2
	Кер. від.					Катapulta для вантажу Специфікація		
	Н.контр							
	Зат.							
			КПІ НН ММІ МК-З1мп					

