

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

До захисту допущено:

Завідувач кафедри

_____ Олександр САЛЕНКО

« ____ » _____ 2026 р.

Дипломний проєкт
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньою програмою «Конструювання та дизайн машин»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
на тему: «Система приводу гусеничної платформи з високою прохідністю»

Виконав:

студент IV курсу, групи МК-22

Плющов Едуард Русланович

Керівник:

Ст. викладач, к.т.н.

Проценко Павло Юрійович

Рецензент:

Доцент, к.т.н.

Кореньков Володимир Миколайович

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

Студент (-ка) _____

Київ – 2026 року

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма – «Конструювання та дизайн машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ
В. о. завідувача кафедри
_____ Олександр САЛЕНКО

«_____» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проєкт студенту
Плющову Едуарду Руслановичу

1. Тема проєкту «Система приводу гусеничної платформи з високою прохідністю»,

керівник проєкту Проценко Павло Юрійович, к.т.н., доцент

затверджені наказом по університету від №2019-с від 01.06.2026 р.

2. Термін подання студентом проєкту _____

3. Вихідні дані до проєкту: маса гусеничної роботизованої платформи з вантажем 500 кг, допустимий кут ухилу шляху 30°.

4. Зміст пояснювальної записки: аналіз існуючих конструктивних рішень гусеничних наземних роботизованих комплексів для транспортування вантажів та виконання спеціальних завдань, проєктний розрахунок приводу руху гусеничного наземного роботизованого комплексу, розрахунок елементів ходової частини гусеничного наземного роботизованого комплексу, загальні висновки.

5. Перелік графічного матеріалу:

- Плакат з аналізом конструктивних варіантів реалізації приводу руху гусеничного наземного роботизованого комплексу та його ходової частини
- 3D модель приводу,
- 3D модель приводу спільно з ходовою частиною
- складальний кресленик приводу гусеничного наземного роботизованого комплексу
- загальний вид приводу з ходовою частиною наземного роботизованого комплексу
- робочі кресленики деталей приводу.

7. Дата видачі завдання: 1 грудня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Огляд та аналіз існуючих конструктивних рішень приводів руху і ходових систем гусеничних наземних роботизованих комплексів.	01.12.2025-15.02.2026	
2	Проектний розрахунок приводу руху наземного роботизованого комплексу	16.02.2026-15.03.2026	
3	3D модель приводу приводу руху наземного роботизованого комплексу	16.03.2026-9.04.2026	
4	Розрахунок ходової системи та розробка загальної 3D моделі приводу руху із ходовою системою гусеничного наземного роботизованого комплексу	10.04.2026-03.05.2026	
5	Складальний кресленик приводу та загальний вид приводу руху із ходовою системою гусеничного наземного роботизованого комплексу	04.05.2026-17.05.2026	
6	Робочі кресленики деталей приводу	18.05.2026-24.05.2026	
7	Дооформлення дипломного проекту	25.05.2026-02.06.2026	

Студент
Керівник

Плющов ЕДУАРД
Павло ПРОЦЕНКО

**Пояснювальна записка
до дипломного проєкту
на тему: «Система приводу гусеничної платформи з
високою прохідністю»**

Київ – 2026 року

РЕФЕРАТ

Дипломний проєкт на тему «Система приводу гусеничної платформи з високою прохідністю» присвячений аналізу сучасних конструктивних рішень гусеничних наземних роботизованих комплексів та створенню нової вдосконаленої конструкції їхнього приводу й ходової частини.

Метою бакалаврської роботи є розробка високоефективної системи приводу та елементів ходової частини роботизованої платформи для транспортування вантажів у складних умовах експлуатації. Актуальність теми обумовлена стрімким розвитком та впровадженням автономних і дистанційно керованих наземних платформ у логістичній, промисловій та спеціальних галузях, де існує потреба переміщення значних вантажів пересіченою місцевістю з високими вимогами до прохідності, тягово-зчіпних властивостей та стабільності шасі.

У дипломному проєкті наведено комплексний аналіз існуючих конструктивних рішень гусеничних роботизованих комплексів для транспортування вантажів та виконання спеціальних завдань. Проведено проєктний розрахунок приводу руху платформи та детальний розрахунок елементів ходової частини з урахуванням вихідних даних: повної маси платформи з вантажем 500 кг та здатності долати кут ухилу шляху до 30°.

У роботі наведено поетапне інженерне проєктування конструкції, створено тривимірні 3D-моделі приводу руху окремо та спільно з ходовою частиною, на основі яких розроблено комплект конструкторської документації, що включає загальний вид та робочі кресленики його основних деталей.

Розроблена система приводу забезпечує оптимальні кінематичні й силові характеристики, високу надійність підшипникових вузлів та валів під дією статичних і динамічних навантажень, гарантуючи платформі високу прохідність, маневреність та стабільну роботу в екстремальних рельєфних умовах.

Записка складається з 90 аркуша формату A4, має 37 ілюстрацій, 8 таблиць та посилається на 30 джерел інформації.

Графічна частина включає 6 плакатів формату A1.

Створений комплект конструкторської документації має практичну цінність і може слугувати базою для проектування та виробництва перспективних зразків мобільних робототехнічних комплексів на профільних підприємствах мехатронного спрямування.

Ключові слова: гусенична роботизована платформа, система приводу, ходова частина, висока прохідність, тяговий розрахунок, 3D-модель.

ABSTRACT

The diploma project on the topic "Drive system for the high-mobility tracked UGV" is dedicated to the analysis of modern design solutions of tracked ground robotic complexes and the creation of a new improved design of their drive and chassis.

The purpose of the bachelor's thesis is to develop a highly efficient drive system and chassis elements of a robotic platform for transporting goods in difficult operating conditions. The relevance of the topic is due to the rapid development and implementation of autonomous and remotely controlled ground platforms in logistics, industrial and special industries, where there is a need to move significant loads over rough terrain with high requirements for cross-country ability, traction and coupling properties and chassis stability.

The diploma project provides a comprehensive analysis of existing design solutions of tracked robotic complexes for transporting goods and performing special tasks. A design calculation of the platform movement drive and a detailed calculation of the chassis elements were carried out, taking into account the initial data: the total mass of the platform with a load of 500 kg and the ability to overcome a road slope angle of up to 30°.

The work presents a phased engineering design of the structure, three-dimensional 3D models of the movement drive were created separately and together with the chassis, on the basis of which a set of design documentation was developed, including a general view and working drawings of its main parts.

The developed drive system provides optimal kinematic and power characteristics, high reliability of bearing units and shafts under the action of static and dynamic loads, guaranteeing the platform high cross-country ability, maneuverability and stable operation in extreme terrain conditions.

The note consists of 90 A4 sheets, has 37 illustrations, 8 tables and refers to 30 sources of information.

The graphic part includes 6 A1 posters.

The created set of design documentation has practical value and can serve as a basis for the design and production of promising models of mobile robotic complexes at specialized mechatronic enterprises.

Keywords: tracked robotic platform, drive system, chassis, high cross-country ability, traction calculation, 3D model.

Зміст	
ВСТУП.....	11
1. ГУСЕНИЧНА ПЛАТФОРМА.....	12
1.1 Основні типи гусениць	12
1.1.1 Жорсткі гусениці	12
1.1.2 Гумові гусениці.....	14
1.1.3 Комбіновані гусениці	16
1.2 Основні типи катків	17
1.3 Патенти на підвіски у гусеничних платформах	18
1.3.1 Система підвіски для гусеничної машини	18
1.3.2 Підвісний пристрій для гусеничної машини	19
1.3.3 Системи підвіски та блокування для гусеничної машини	20
1.4 Приклади гусеничних платформ	21
1.4.1 ZIESEL	21
1.4.2 THeMIS	21
1.4.3 Wolf R1	22
1.4.4 RUKI50	23
1.4.5 C901.....	23
1.4.6 Electric Track Dumper Type RDE500.....	24
1.4.7 KOMODO10	25
1.4.8 TUCANO 550e Plus.....	26
1.4.9 Tracked Wheelbarrow Kit	27
1.4.10 TEC800.....	28
1.5 Аналіз параметрів ходових частин та силових установок гусеничних роботизованих систем.....	29
1.6 Висновок по розділу 1.....	32
2. РОЗРАХУНОК ПАРМЕТРІВ ПРИВОДУ	33
2.1 Розрахунок косозубої передачі:	35
2.2 Розрахунок планетарної передачі:	38
2.2.1. Визначення чисел зубців	39
2.2.2 Перевірка умов збирання.....	39
2.2.3 Проектувальний розрахунок на контактну міцність	40
2.2.4 Визначення модуля та геометричних розмірів коліс.....	41
2.2.5 Силовий розрахунок планетарного редуктора	41

2.3 Розрахунок вхідного валу	44
2.3.1 Розрахунок сил які діють вмісті муфти	45
2.3.2 Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань на вхідному валу	50
2.3.3 Підбір та розрахунок довговічності підшипників на вхідному валу	51
2.4 Розрахунок проміжного валу	53
2.4.1 Розрахунок проміжного вала на втому	55
2.4.2 Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань на проміжному валу	58
2.4.3 Підбір та розрахунок довговічності підшипників на проміжному валу	58
2.6 Висновок до розділу 2.....	60
3. Рама ходового візка.....	61
3.1 Вибір катків.....	61
3.2 Вибір армотизатора	62
3.3 Вибір гусениці	63
3.4 Висновок до розділу 3.....	64
4. ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ «ЗУБЧАСТЕ КОЛЕСО».....	66
4.1 Деталь «Зубчасте колесо»	66
4.2 Вибір способу отримання заготовок зубчастих коліс методом штампування та розроблення технологічного процесу їх виготовлення.	67
4.3 Розрахунок геометричних параметрів вихову	68
4.4 Розрахунок геометричних параметрів заготовки.....	72
4.5 Визначення параметрів круглого прокату, коефіцієнта розкрою та норми витрати металу	72
4.6 Розрахунок сил різання та вибір відрізних ножиць.....	73
4.7 Операції і переходи штампування	74
4.8 Температурний режим штампування	74
4.9 Технологічна карта процесу штампування.....	75
4.10 Механічна обробка поковки деталі «Зубчасте колесо»	78
4.11 Висновок до розділу 4.....	79
ВИСНОВКИ.....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	82
ДОДАТКИ.....	85

ВСТУП

Розвиток сучасної робототехніки відкриває нові можливості для автоматизації складних процесів у сферах національної оборони, ліквідації надзвичайних ситуацій, транспортування вантажів та агропромислового сектору. Використання мобільних шасі дозволяє мінімізувати ризики для людини, забезпечуючи при цьому високу швидкість та точність реалізації поставлених цілей. Особливого значення набуває розробка інтелектуальних систем тяги, які гарантують стабільне маневрування робота в умовах перетятої місцевості та нестабільних ґрунтів.

Доцільність даного дослідження продиктована зростаючим попитом на універсальні механізми, що гармонійно поєднують у собі невеликі габарити з високим тяговим зусиллям та раціональним споживанням енергії. Ключовим етапом проєктування є комплексне обґрунтування параметрів електропривода та оптимізація трансмісійних вузлів. Такий підхід дає змогу спроектувати надійну конструкцію, здатну ефективно трансформувати потужність двигуна в рух при суттєвому зниженні механічних втрат та зносу компонентів.

1. ГУСЕНИЧНА ПЛАТФОРМА

Гусеничний рушій являє собою різновид транспортного шасі, в якому переміщення здійснюється за допомогою замкнутих гнучких стрічок, що транслюють обертовий момент від силовика у лінійне просування машини. Головна перевага такої схеми порівняно з колісними аналогами полягає у суттєвому збільшенні опорної поверхні, завдяки чому мінімізується навантаження на одиницю площі й досягається виняткова прохідність на слабких, деформівних чи завалених ґрунтах. Водночас специфіка гусеничного ходу забезпечує відмінну стабільність заданої траєкторії та унікальну маневреність із можливістю обертання навколо власної осі, що робить цей тип рушія оптимальним вибором для розробки високонадійних роботизованих комплексів, здатних розвивати значні тягові зусилля у складній і пересіченій місцевості [1].

1.1 Основні типи гусениць

Гусеничні стрічки представляють собою замкнуті безперервні елементи шасі, які використовуються у спеціалізованій рухомій техніці (від будівельних екскаваторів і бульдозерів до всюдиходів та бронетехніки) для забезпечення стабільного пересування по слабких, грузких чи складних рельєфах. Завдяки суттєвому збільшенню площі опорного контакту з поверхнею, вони мінімізують питомий тиск машини на субстрат, що запобігає її грузненню та гарантує максимальну геометричну прохідність у важких експлуатаційних умовах.

Найчастіше виділяють три основні типи гусениць: жорсткі (металеві), гумові та комбіновані [2].

1.1.1 Жорсткі гусениці

Металеві гусеничні стрічки жорсткого типу являють собою замкнений ланцюг, сформований з окремих високоміцних ланок (траків), які послідовно та рухомо сполучені між собою за допомогою шарнірних пальців. У процесі роботи цей безперервний контур обгинає опорні катки і приводиться в дію ведучим колесом, забезпечуючи високу надійність конструкції під впливом значних механічних навантажень.

Цей тип гусениць є найміцнішим і найвитривалішим, тому його використовують на важкій техніці: танках, бульдозерах, кар'єрних екскаваторах та інженерних машинах.

Цей різновид рушія містить кілька ключових конструктивних компонентів: ланки (траки), з'єднувальні елементи (пальці), елементи протиковзання (грунтозачеми) та центральні реборди (напрямні гребені).

Траки представляють собою масивні потовщені пластини із високоміцної легованої сталі, стійкої до тертя, які безпосередньо сприймають і транслюють масу рухомої платформи на опорну поверхню, утворюючи безперервну доріжку для руху. Для підвищення ефективності взаємодії з рельєфом їхня робоча сторона може мати складний рельєфний профіль або додаткові шипи.

Пальці (шарнірні з'єднання) призначені для послідовного зчеплення окремих ланок між собою. Вони забезпечують гнучкість усього контуру, дозволяючи йому плавно обгинати обвідні й ведучі колеса. Залежно від умов експлуатації, шарніри можуть додатково оснащуватися втулками або гумометалевими елементами, що суттєво знижують інтенсивність механічного зносу.

Грунтозачеми — це спеціальні виступи, гребені або шипи, розташовані на зовнішній (підшовній) стороні ланок. Їхня головна задача — максимізувати зчеплення із субстратом і мінімізувати буксування техніки. Свою найбільшу ефективність вони демонструють при подоланні складних ділянок: снігових заносів, сипучих пісків, болотистих та розмокших пухких ґрунтів.

Металеві жорсткі гусениці відзначаються високою міцністю, стійкістю до пошкоджень та забезпечують техніці відмінну прохідність на складних ділянках ландшафту. Проте їхнє застосування призводить до руйнування дорожнього покриття і супроводжується підвищеним рівнем шуму під час руху. Окрім цього, суттєвим мінусом такої конструкції є складне технічне обслуговування, яке вимагає регулярного контролю стану її елементів.

Жорсткі гусениці використовують у техніці, яка працює в важких умовах:

військова техніка (M1 Abrams), будівництво (Caterpillar D9), земляні роботи (Komatsu D155A) [3].



Рисунок 1.1 – Танк M1 Abrams [3]

1.1.2 Гумові гусениці

Гумові гусениці являють собою суцільні еластичні стрічки з армованого еластомеру, які застосовуються в ходових частинах машин для мінімізації шуму, вібраційних навантажень та запобігання руйнуванню делікатних покриттів, таких як асфальт, бетон чи тротуарна плитка. Попри свою гнучкість, така конструкція має складну багатошарову структуру із внутрішнім підсиленням із металевих або синтетичних матеріалів, що гарантує високу механічну тривкість.

Зовнішній шар гусениці, який безпосередньо взаємодіє з опорною поверхнею, виготовляється зі зносостійкої гуми та оснащується спеціальним рисунком протектора для надійного зчеплення і гасіння коливань під час руху платформи. всередині цього шару інтегровані поздовжні армуючі корди у вигляді сталевих дротів, металевих тросів або високоміцних синтетичних волокон, які захищають стрічку від розтягування під навантаженням та збільшують її загальну міцність.

Для ефективної передачі крутного моменту від привода в тіло гусениці вмонтовані жорсткі металеві вставки, які безпосередньо зачіпляються із зубами ведучого колеса і змушують рушій переміщатися по елементах шасі. Надійна фіксація стрічки на ходовому візку забезпечується внутрішніми напрямними виступами, які утримують обвід між опорними катками та ефективно запобігають його спаданню або зісковзуванню вбік під час маневрів.

Головними перевагами гумових гусениць є низький рівень шуму, менша вібрація, невелика маса та збереження дорожнього покриття від пошкоджень. Водночас до їхніх недоліків належать менша міцність, чутливість до механічних пошкоджень та обмежене робоче навантаження.

Гумові гусениці встановлюються на легшу та компактнішу техніку, особливо там, де важливо не пошкоджувати дороги або працювати тихо: будівництво у міських умовах (Bobcat E35), снігоходи (Ski-Doo Summit), сільське господарство (Bobcat T770) [3].



Рисунок 1.2 - Міні-екскаватор Bobcat E35 [3]

1.1.3 Комбіновані гусениці

Комбіновані гусениці представляють собою гібридний варіант рушія, що інтегрує конструктивні переваги металевих та гумових стрічок. Органічне поєднання міцності металевої основи та еластичності еластомерних елементів робить цей тип шасі затребуваним для оснащення сучасної інженерної і військової спецтехніки, яка має ефективно працювати в широкому діапазоні умов без руйнування дорожнього покриття.

Силова основа даного рушія komponується з класичних металевих ланок (траків), послідовно сполучених шарнірними пальцями. Цей тривкий каркас безпосередньо сприймає масу машини та транслює тягове зусилля на ґрунт. У вузлах з'єднання ланок нерідко застосовуються прогресивні гумометалеві шарніри, які суттєво мінімізують внутрішнє тертя та гасять акустичні коливання металу.

На підошовну (робочу) частину кожної ланки монтуються спеціальні знімні гумові накладки або демпферні вставки. Їхнє ключове призначення полягає в захисті штучних дорожніх покриттів (асфальтобетону, бруківки) від розкришення, радикальному зниженні вібраційного фону та покращенні коефіцієнта зчеплення шасі з твердим субстратом. Модульна конструкція дозволяє оперативно замінювати ці протектори в міру їхнього природного зношування.

З внутрішнього боку металевих ланок передбачені інтегральні напрямні гребені. Вони виступають у ролі обмежувальних реборд, які фіксують положення стрічки відносно опорних катків ходового візка та запобігають скиданню гусеничного обводу під час виконання інтенсивних поворотів чи маневрів на нерівному рельєфі.

Головними перевагами комбінованих гусениць є їхня висока міцність, менше пошкодження доріг, зменшений рівень шуму та універсальність. Водночас основними недоліками цієї конструкції є висока вартість, складний ремонт, а також поступове зношування гумових елементів.

Комбіновані гусениці використовуються у техніці, яка працює в різних умовах.

Танки(Leopard 2), бойова машина піхоти(M2 Bradley, CV90), гусеничний навантажувач(Caterpillar 953) [4].



Рисунок 1.3 – танк Leopard 2 [4]

1.2 Основні типи катків

Катки — це елементи ходової частини гусеничної техніки, які встановлюються на підвісці, контактують із внутрішньою поверхнею гусеничної стрічки та виконують функцію підтримування її гілок і рівномірного розподілу ваги машини на ґрунт задля забезпечення плавності руху й стабільності платформи. Вони поділяються на два основні функціональні типи: опорні катки, що розташовані знизу й несуть основну вагу конструкції, та підтримувальні катки меншого розміру, які розміщуються у верхній частині для запобігання провисанню і фіксації правильного напрямку верхньої гілки гусениці.

За конструктивним виконанням катки бувають суцільнометалевими (максимально міцні та довговічні, але галасливі й прискорюють знос стрічки), з гумовим бандажем (ефективно гасять шум і вібрацію та зменшують

зношування, проте потребують періодичної заміни гумового покриття), а також подвійними, які складаються з двох дисків із проміжком для напрямного гребеня гусениці, що гарантує надійне утримання стрічки від спадання та підвищену тривкість шасі під високими навантаженнями [5].

1.3 Патенти на підвіски у гусеничних платформах

Мною було проведено комплексний аналіз патентної документації, що стосується конструкцій підвісок для гусеничних платформ. Метою дослідження стало виявлення ключових інженерних рішень, сучасних тенденцій у проектуванні вузлів ходової частини та оцінка ефективності механізмів гасіння коливань у різних типах систем.

1.3.1 Система підвіски для гусеничної машини

Дана система підвіски розроблена для інтеграції з парою ходових елементів і є оптимальною для застосування на машинах, що оснащені еластичними гумовими гусеницями. Головна особливість конструкції полягає в монтажі гусеничного блока на поворотному валу, що забезпечує його вільне коливання навколо робочої осі. Завдяки такій кінематиці ходовий вузол здатний безперешкодно зміщуватися у вертикальній площині відносно опорного шасі.

Подібний рух дозволяє ефективно нівелювати дефекти рельєфу, зокрема вибоїни чи западини, повністю ізолюючи корпус транспортного засобу від різких нахилів та коливань при подоланні дрібних нерівностей місцевості. У підсумку, вертикальна рухливість блока гарантує значно вищий рівень плавності ходу, ніж у випадку з класичними жорсткими схемами гусеничного шасі [6].

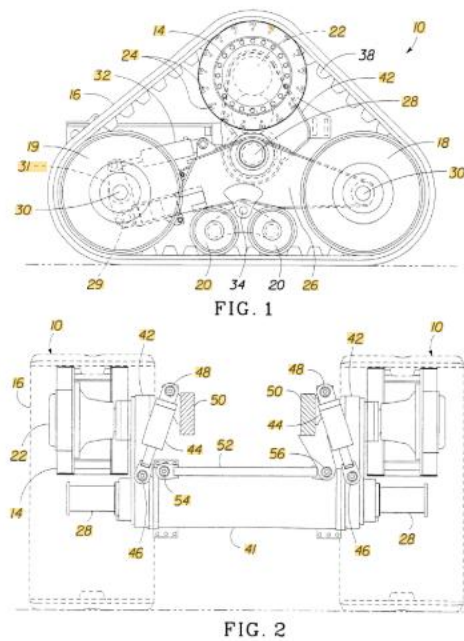


Рисунок 1.4 - Система підвіски для гусеничної машини [6]

1.3.2 Підвісний пристрій для гусеничної машини

Ця інженерна розробка описує архітектуру гусеничної машини та її дворівневу систему підвіски, що базується на використанні щонайменше однієї пари ходових модулів. Кожен гусеничний вузол складається з жорсткої опорної балки, на якій обертально закріплені ведуче колесо та кілька опорних коліс, огорнутих нескінченною замкненою стрічкою, що приводиться в дію через приводне колесо. Особливість підвісного пристрою полягає в поєднанні двох різних конфігурацій: перша забезпечує пружне й еластичне кріплення опорних коліс безпосередньо до опорної балки для амортизації ударів, тоді як друга відповідає за надійне та рухоме сполучення всієї пари ходових вузлів із центрально розташованою несною балкою транспортного засобу [7].

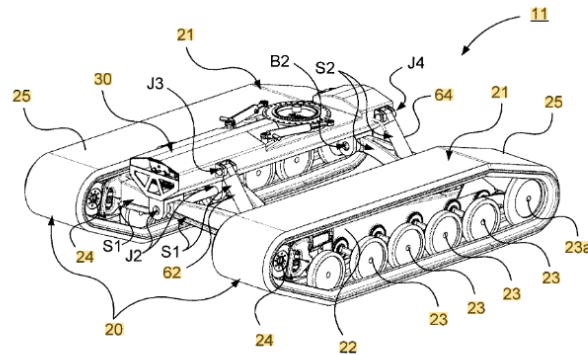


Рисунок 1.5 - Підвісний пристрій для гусеничної машини [7]

1.3.3 Системи підвіски та блокування для гусеничної машини

Розроблена конструкція підвіски для гусеничної комунальної машини базується на використанні щонайменше двох причіпних тяг, кожна з яких оснащена індивідуальним амортизатором та балансною (крокуючою) балкою. Кінематика системи реалізована через шарнірні з'єднання: перший кінець причіпної тяги та перший кінець амортизатора рухомо кріпляться до опорного шасі машини, тоді як їхні протилежні кінці шарнірно сполучаються з крокуючою балкою та тягою відповідно. Сама балансна балка укомплектована групою змонтованих на осях опорних коліс-візків, які безпосередньо взаємодіють із гусеничними стрічками або їхніми напрямними елементами. При цьому інтегровані амортизатори мають функцію незалежного регулювання, що дозволяє оптимально перерозподіляти масу транспортного засобу, зосереджуючи більшу частину навантаження в середній точці підвісної системи [8].

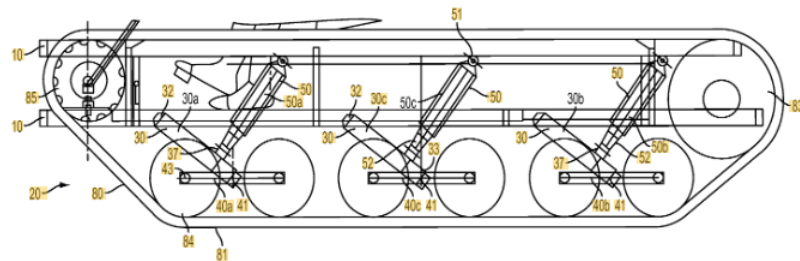


Рисунок 1.6 - Системи підвіски та блокування для гусеничної машини [8]

1.4 Приклади гусеничних платформ

1.4.1 ZIESEL

Компактна гусенична платформа ZIESEL розмірами 1,31x1,23x0,6 метри та вагою 350 кілограмів є висококомобільним інженерним рішенням для виконання логістичних завдань в обмеженому просторі, де неможливо застосувати габаритну техніку. Завдяки електродвигунам із крутним моментом 1000 Нм цей апарат здатний транспортувати до 500 кілограмів вантажу зі швидкістю до 20 кілометрів за годину. Високу автономність платформи гарантує змінний літій-іонний акумулятор ємністю 10 кВт/год, який забезпечує до 40 кілометрів пробігу або ж до 24 годин безперервної роботи на одному заряді, що робить її оптимальним вибором для складних умов експлуатації [9].



Рисунок 1.7 – ZIESEL [9]

1.4.2 THeMIS

Роботизована гусенична платформа THeMIS від Milrem Robotics, яка має габарити 2,47x2,04x1,17 метра та вагу 1630 кілограмів, представляє собою міцну та універсальну систему для виконання тактичних і логістичних місій у складних умовах. Завдяки ефективній гібридній силовій установці, що поєднує дизельний двигун та електрогенератор, цей апарат здатний перевозити до 750 кілограмів вантажу, розвивати швидкість до 20 кілометрів за годину та автономно

працювати до 15 годин поспіль. Поєднання значної вантажопідйомності та адаптивної конструкції робить цю платформу одним із найкращих рішень у своєму класі для інтеграції різноманітного спецобладнання або сучасного озброєння [10].



Рисунок 1.8 – THeMIS [10]

1.4.3 Wolf R1

Компактна інженерна платформа Wolf R1 з габаритами 1,5 x 1,2 x 1,3 метра та власною масою до 900 кілограмів орієнтована на виконання завдань з високим рівнем навантаження і здатна транспортувати до 4 тонн вантажу. Її силова установка базується на двох електричних приводних двигунах загальною потужністю 7,5 кВт, які генерують значний крутний момент у 1050 Нм. Завдяки такій високій потужності приводів цей апарат забезпечує значне тягове зусилля, що дозволяє йому ефективно та стабільно працювати у найскладніших умовах експлуатації [11].



Рисунок 1.9 - Wolf R1 [11]

1.4.4 RUKI50

Спеціалізована гусенична платформа RUKI50 із габаритами 1,6 x 6,6 x 1,2 метра та власною масою 1330 кілограмів розроблена для стабільного й надійного переміщення вантажів на невеликі відстані. Апарат оснащений електродвигуном потужністю 7,5 кінських сил, який дозволяє розвивати швидкість до 3 кілометрів за годину, а час його автономної роботи становить від 5 до 6 годин. Завдяки таким конструктивним параметрам ця модель здатна впевнено транспортувати вантажі масою до 500 кілограмів, що робить її ефективним та функціональним інструментом для виконання складних логістичних завдань [12].



Рисунок 1.10 - RUKI50 [12]

1.4.5 C901

Спеціалізована гусенична платформа C901 від компанії Bergmann із габаритами 1,530 x 7,80 x 1,360 метра та власною масою 500 кілограмів розроблена для ефективного транспортування вантажів вагою до 800 кілограмів.

Силова установка апарата базується на електродвигуні, який забезпечує необхідну потужність для впевненого виконання транспортних операцій. Завдяки інтегрованому функціоналу самозавантажувача ця модель є високоефективним рішенням для автоматизації логістичних завдань, що дозволяє самостійно завантажувати та переміщувати матеріали навіть у складних умовах експлуатації [13].



Рисунок 1.11- C901 [13]

1.4.6 Electric Track Dumper Type RDE500

Компактний електричний гусеничний самоскид PowerPac RDE500 із власною масою 210 кілограмів та габаритами 1,7x0,67x1,0 метра створений для автоматизації транспортування сипучих матеріалів у сільському господарстві, будівництві та під час ландшафтних робіт. Завдяки електродвигуну потужністю 3 кВт цей легкий апарат здатний перевозити до 500 кілограмів вантажу, розвиваючи швидкість до 4,53 кілометрів за годину. Інтегрований гусеничний рушій мінімізує тиск на ґрунт і забезпечує впевнене подолання складного рельєфу, а можливість автономної роботи до 5 годин на одному заряді робить платформу високоефективним рішенням для виконання локальних завдань протягом робочої зміни [14].



Рисунок 1.12 - Electric Track Dumper Type RDE500 [14]

1.4.7 KOMODO10

Потужна роботизована платформа KOMODO10 з габаритами 1,9×1,5×1,3 метра та масою 1200 кілограмів розроблена для виконання місій, які вимагають значного тягового зусилля і високої мобільності у важкодоступних локаціях. Завдяки двигуну MZL потужністю 30,6 кВт при 2600 обертах за хвилину цей апарат здатний перевозити до 600 кілограмів корисного навантаження і розвивати швидкість до 30 кілометрів за годину, що виводить його в лідери за швидкісними показниками у своєму класі. Поєднання значного силового потенціалу, надійного гусеничного шасі та міцної конструкції гарантує відмінну стабільність на пересіченій місцевості, дозволяючи ефективно застосовувати платформу для інтенсивних промислових і логістичних операцій у складних умовах [15].



Рисунок 1.13 - KOMODO10 [15]

1.4.8 TUCANO 550e Plus

Компактна електрична гусенична платформа TUCANO 550e Plus від компанії Colmas, яка має вагу 195 кілограмів та габарити 1,1x0,5x2,9 метра, створена для полегшення ручної праці в сільському господарстві, будівництві та ландшафтному дизайні. Завдяки електродвигуну потужністю 1,5 кВт цей мініатюрний апарат здатний розвивати швидкість до 4,9 кілометрів за годину та транспортувати до 500 кілограмів вантажу на рівній поверхні або до 350 кілограмів на схилах. Завдяки високій автономності, яка становить від 8 до 10 годин роботи, а також чудовій маневреності й тихому ходу, ця платформа є незамінним інструментом для ефективного виконання завдань у вузьких проходах, на крутих схилах та в зонах із обмеженнями щодо рівня шуму, де використання великогабаритної техніки є неможливим [16].



Рисунок 1.14 - TUCANO 550e Plus [16]

1.4.9 Tracked Wheelbarrow Kit

Модульний комплект Tracked Wheelbarrow Kit з габаритами 0,8x0,9x0,4 метра та власною масою 180 кілограмів розроблений для збирання компактної електричної гусеничної тачки, яка суттєво спрощує ручне переміщення вантажів у фермерстві та будівництві. Силовий блок, що складається з двох безщіткових електродвигунів потужністю по 550 Вт кожен, гарантує високу енергоефективність, експлуатаційну довговічність та спроможність транспортувати до 500 кілограмів матеріалів. Завдяки інтеграції гусеничного приводу забезпечується оптимальний розподіл ваги, що виключає пошкодження підлогового покриття чи м'якого ґрунту, перетворюючи це гнучке інженерне рішення на чудовий вибір для тривалої роботи на складному рельєфі та в умовах обмеженого простору [17].



Рисунок 1.15 - Tracked Wheelbarrow Kit [17]

1.4.10 TEC800

Високотехнологічна гусенична платформа Angatec TEC800 з розмірами 1,6x0,685x0,790 метра та власною масою 500 кілограмів створена для автоматизації логістичних процесів і здатна переміщувати вантажі вагою до 800 кілограмів у важких промислових умовах. Пара сучасних безщіткових електродвигунів дозволяє апарату розвивати швидкість до 12 кілометрів за годину, забезпечуючи дистанцію пробігу до 22 кілометрів на одному заряді. Надійність експлуатації та інтелектуальний контроль реалізовані через інтегроване стоянкове гальмо та розгалужену мережу сенсорів, які в реальному часі відстежують просторове положення і температурні показники двигунів, що дозволяє уникнути помилок персоналу та суттєво оптимізувати продуктивність праці на об'єкті [18].



Рисунок 1.16 - TEC800 [18]

1.5 Аналіз параметрів ходових частин та силових установок гусеничних роботизованих систем

Таблиця 1.1 - Опис характеристик проаналізованих гусеничних платформ

Номер	Назва	Маса платформи(кг)	Маса корисного навантаження(кг)
1	ZIESEL	350	500
2	THeMIS	1630	750
3	Wolf R1	900	4000
4	RUKI50	1330	500
5	C901	500	800
6	Electric Track Dumper Type RDE500	210	500
7	KOMODO10	1200	600
8	TUCANO 550e Plus	195	350
9	Tracked Wheelbarrow Kit	180	500
10	TEC800	500	800

Продовження таблиці 1.1

Номер	Назва	Тип двигуна	Швидкість(км/год)
1	ZIESEL	Електродвигун	20,00
2	THeMIS	ДВЗ	20,00
3	Wolf R1	Електродвигун	-
4	RUKI50	Електродвигун	3,00
5	C901	Електродвигун	-

Продовження таблиці 1.1

6	Electric Track Dumper Type RDE500	Електродвигун	4,50
7	KOMODO10	ДВЗ	30,00
8	TUCANO 550e Plus	Електродвигун	4,90
9	Tracked Wheelbarrow Kit	Електродвигун	-
10	TEC800	Електродвигун	12,00

Продовження таблиці 1.1

Номер	Назва	М.П+М.К.Н(кг)
1	ZIESEL	850
2	THeMIS	2380
3	Wolf R1	4900
4	RUKI50	1830
5	C901	1300
6	Electric Track Dumper Type RDE500	710
7	KOMODO10	1800
8	TUCANO 550e Plus	545
9	Tracked Wheelbarrow Kit	680
10	TEC800	1300

На основі цих даних побудуємо графік:

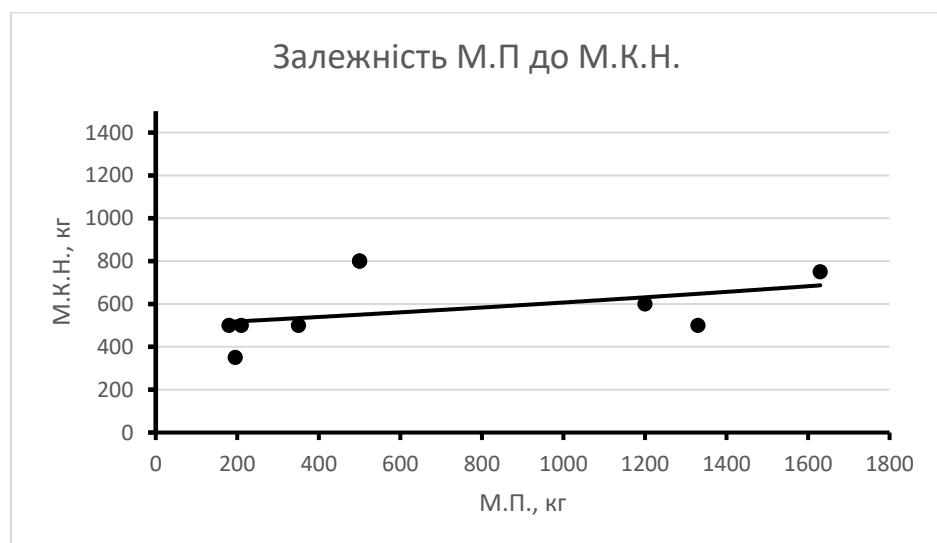


Рисунок 1.17 – Графік залежності маси платформи до маси корисного навантаження

Таблиця 1.2 – Швидкості і М.П.+М.К.Н. окремих платформ

Номер	Швидкість(км/год)	М.П+М.К.Н(кг)
8	4,90	545
6	4,50	710
1	20,00	850
10	12,00	1300
7	30,00	1800
4	3,00	1830
2	20,00	2380

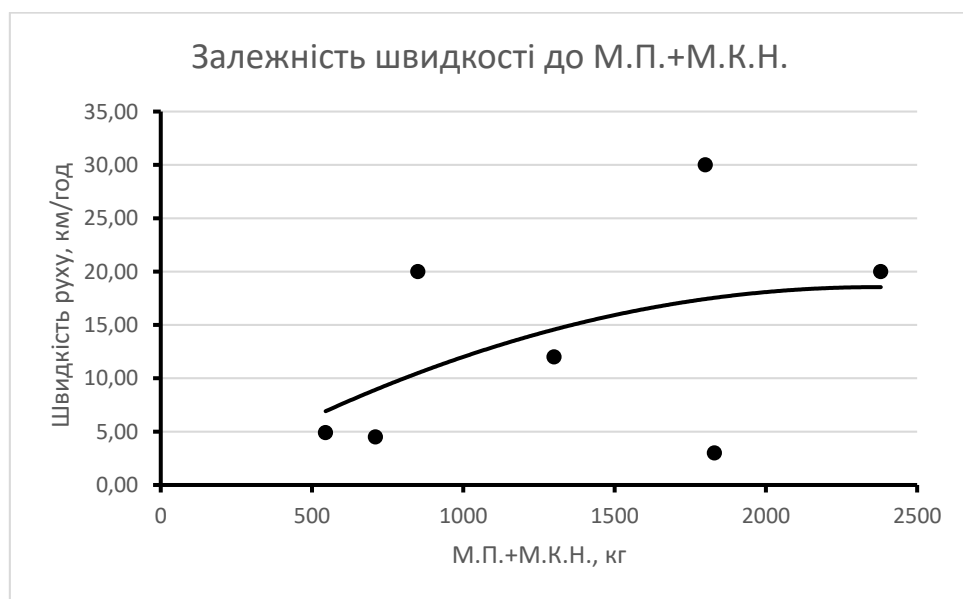


Рисунок 1.18 – Графік залежності швидкості до маси платформи + маси корисного навантаження

Аналіз представлених даних свідчить, що вибір оптимальної гусеничної платформи базується на чіткій кореляції між її спеціалізацією, джерелом енергії та типом завдань. Легкі електричні платформи масою до 500 кг завдяки компактності та простоті керування ідеально підходять для автоматизованої

логістики на обмежених майданчиках, тоді як важчі платформи з ДВЗ забезпечують вищу швидкість (до 30 км/год) і тривалу роботу на відкритій місцевості. На цьому тлі унікальним інженерним рішенням є модель Wolf R1, яка завдяки досконалій конструкції шасі та оптимізованому електроприводу демонструє екстремальну вантажопідйомність (4000 кг) при масі всього 900 кг, перевершуючи за тяговими характеристиками навіть важчі аналоги THeMIS та KOMODO10. Зрештою, сучасний вектор розвитку, підтверджений інтеграцією інтелектуальних датчиків у моделях на кшталт TЕС800, демонструє перехід від простих транспортних засобів до високотехнологічних роботизованих систем, де вибір конкретного зразка визначається критичним балансом між необхідною автономністю, швидкістю та вантажопідйомністю під специфічні операційні умови.

1.6 Висновок по розділу 1

Комплексний аналіз сучасних гусеничних платформ свідчить, що їхня ефективність базується на синергії між інтелектуальним електроприводом, оптимізацією матеріаломісткості та конструкцією ходової частини, адаптованою до специфічних умов експлуатації. Сучасний інженерний вектор спрямований на мінімізацію власної маси платформ при максимізації їхньої вантажопідйомності, де вибір типу гусеничної стрічки та опорних катків (від гумово-металевих до композитних) є визначальним для зниження питомого тиску на ґрунт, покращення плавності ходу та збільшення ресурсу підвіски. Використання класичних торсійних або балансирних систем у поєднанні зі складними системами керування та датчиками моніторингу в реальному часі трансформують ходову частину з простого засобу пересування на активне інтелектуальне шасі. У підсумку, саме комплексне врахування взаємозв'язку між типом силової установки, схемою розстановки катків та динамічними навантаженнями дозволяє створювати високомобільні, автономні та витривалі роботизовані комплекси, здатні ефективно виконувати логістичні й тактичні завдання у найскладніших операційних середовищах.

2. РОЗРАХУНОК ПАРМЕТРІВ ПРИВОДУ

Проектування приводного механізму мобільної гусеничної платформи передбачає дослідження рівняння її стабільного прямолінійного ходу. Це необхідно для точного розрахунку загального опору рухові, який охоплює втрати на кочення та зусилля для подолання 30-градусного схилу, а також для визначення оптимальної потужності електродвигуна, що гарантуватиме потрібні динамічні характеристики та ефективність роботи комплексу в реальних умовах експлуатації.

Проаналізуємо рівняння рівномірного прямолінійного руху платформи [19]:

$$P = R_f + R_\alpha + R_B \quad (2.1)$$

Після підстановки числових значень компонентів отримаємо [19]:

$$P = (f \cos \alpha + \sin \alpha) G + R_B \quad (2.2)$$

Компоненти у дужках зазвичай об'єднують в окрему самостійну величину

$$f_0 = f \cos \alpha + \sin \alpha \quad (2.3)$$

Підставивши цей коефіцієнт, отримаємо остаточний вигляд рівняння стабільного прямолінійного ходу гусеничної машини [19]:

$$P = f_0 G + R_B \quad (2.4)$$

Якщо знехтувати опором повітря:

$$P = f_0 G \quad (2.5)$$

Коефіцієнт опору кочення для гусеничної машини візьмемо 0,05

Масу гусеничної машини візьмемо $m = 500$ кг

Тоді $G = m \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4905$ (Н)

Тоді $P = f_0 G = (0,05 \cdot \cos(30^\circ) + \sin(30^\circ)) \cdot 4905 = 2664,89$ (Н)

Розрахуємо потужність двигуна [19]:

$$N_{\text{св}} = \frac{P_d v}{100 \eta_0} \quad (2.6)$$

де P_d – сила тяги по двигуну в даН; v – швидкість м/с; η_0 – загальний к.к.д. машини.

$$2664,89 \text{ Н} = 266,489 \text{ даН}$$

Прийmemo $\eta_0 = 0,8$

$$\text{Швидкість гусеничної машини } v = 10 \frac{\text{км}}{\text{год}} = 2,78 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\text{Тоді } N_{\text{св}} = \frac{266,489 \cdot 2,78}{100 \cdot 0,8} = 9,26 \text{ (кВт)}$$

Потужність одного двигуна з запасом:

$$N_{\text{дв}} = 9,26 \cdot 0,55 = 5,093 \text{ кВт} = 5093 \text{ Вт}$$

Для такої потужності підійде двигун типорозміру AIR cooled ME MAX 1718 потужністю 6000 Вт.

Частота обертання 3200 об/хв

Номінальний момент 14,3 Н · м

$$D = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м}$$

Частота обертання [19]:

$$n_{\text{зп}} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 2,78}{3,14 \cdot 0,2} = 265,6 \text{ об/хв} \quad (2.7)$$

Передатне число [19]:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{зп}}} = \frac{3200}{265,6} = 12 \quad (2.8)$$

Для розрахунку проміжних значень прийmemo стандартні значення ККД для:

- циліндричної косозубої передачі: $\eta_{\text{кос}} \approx 0,97$;
- планетарної передачі $\eta_{\text{план}} \approx 0,96$.

Для циліндричного косозубого ступеня раціональний інтервал передавальних чисел становить

$u = 2 \dots 5$. Прийmemo $u_{\text{кос}} = 3$, такий вибір дає змогу обмежити габарити зубчастого колеса, що є критично важливим для збереження компактності мобільної платформи.

Для планетарних механізмів 1-го типу оптимальний інтервал передавальних чисел становить $u = 3 \dots 7$. Виберемо $u_{\text{план}} = 4$, оскільки збільшення цього параметра (понад 6) призводить до критичного зменшення габаритів

сателітів. Це, у свою чергу, може негативно вплинути на їхню механічну міцність або ускладнити компоновання підшипникових вузлів всередині коліс.

Тоді на виході косозубої передачі(n_1) [19]:

$$n_1 = \frac{n_{дв}}{u_{кос}} = \frac{3200}{3} \approx 1066,7 \text{ об/хв} \quad (2.9)$$

На виході планетарного механізму (зірочка ведуча, $n_{зир}$) [19]:

$$n_{зир} = \frac{n_1}{u_{план}} = \frac{1066,7}{4} \approx 266,7 \text{ об/хв} \quad (2.10)$$

Крутні моменти:

- На виході косозубої передачі (T_1) [19]:

$$T_1 = T_{дв} \cdot u_{кос} \cdot \eta_{кос} = 14,3 \cdot 3 \cdot 0,97 \approx 41,6 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.11)$$

- На тихохідному валу(T_2) [19]:

$$T_2 = T_1 \cdot u_{план} \cdot \eta_{план} \quad (2.12)$$

$$T_2 = 41,6 \cdot 4 \cdot 0,96 = 159,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.1 Розрахунок косозубої передачі:

Розрахунок косозубої передачі виконується для проектування зачеплення редуктора, яке забезпечить трансформацію крутного моменту та частоти обертання вала двигуна до параметрів, необхідних для приводу ведучого колеса гусеничного рушія. Цей етап є критично важливим для визначення геометричних розмірів зубчастих коліс, вибору оптимального кута нахилу зубів для підвищення плавності ходу й зниження шуму, а також для перевірки міцності передачі на контактну втому та згин, що гарантує надійність і довговічність роботи трансмісії платформи під робочим навантаженням.

Вибір матеріалів. Визначення допустимих напружень.

- Для шестірні: Марка сталі – 40Х; ТО – поліпшення; твердість середня – НВ 285.
- Для колеса: Марка сталі – 40Х; ТО – поліпшення; твердість середня – НВ 245.

Допустимі контактні напруження:

Допустимі граничні напруження контактної витривалості робочих поверхонь зубців [20, ст 56]:

- Для шестерні: $\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot HB_1 + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}$
- Для колеса: $\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}$

Оскільки передбачено тривалий режим експлуатації, коефіцієнт довговічності приймається рівним $K_{HL} = 0,96$. Коефіцієнт запасу міцності $S_H = 1,1$. За цих умов розрахунок допустимих контактних напружень виконується за такою залежністю [20, ст. 59]:

$$\sigma_{H1} = \frac{640 \cdot 0,96 \cdot 1}{1,1} = 558,5 \text{ МПа} \quad (2.13)$$

$$\sigma_{H2} = \frac{560 \cdot 0,96 \cdot 1}{1,1} = 488,7 \text{ МПа} \quad (2.14)$$

Для косозубого зачеплення величину розрахункового допустимого контактного напруження знаходять за такою залежністю [20, ст. 59]:

$$\sigma_H = 0,45 \cdot (\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) \quad (2.15)$$

$$\sigma_H = 0,45 \cdot (558,5 + 488,7) = 471,2 \text{ МПа}$$

Проектний проектування зубчастого зачеплення:

Величина міжосьової відстані a_w для косозубих передач визначається за такою розрахунковою залежністю [20, ст. 61]:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\sigma_H^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}} \quad (2.16)$$

де:

- $K_a = 430$ – допоміжний розрахунковий коефіцієнт для косозубого зачеплення.
- $K_{H\beta} = 1,15$ – значення коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження поперек.
- $\psi_{ba} = 0,315$ – коефіцієнт ширина вінця.

$$a_w = 430 \cdot (3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{41,6 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{471,2^2 \cdot 3^2 \cdot 0,315}} = 1720 \cdot \sqrt[3]{\frac{47840}{629348}} = 72,8 \text{ мм}$$

Отриману величину округлюємо до найближчого стандартного значення з нормального ряду:

$$a_w = 80 \text{ мм.}$$

Визначення модуля та чисел зубців:

Величину нормального модуля зачеплення визначається в межах:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = 0,8 \dots 1,6 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартний модуль $m_n = 1,5 \text{ мм}$

Попередньо задаємося кутом нахилу лінії зубців $\beta = 12^\circ (\cos 12^\circ \approx 0,978)$.

Загальне число зубців [20, ст. 63]:

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 0,978}{1,5} \approx 104 \quad (2.17)$$

Число зубців шестірні [20, ст. 63]:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1} = \frac{104}{3+1} = 26 \quad (2.18)$$

Число зубців колеса [20, ст. 64]:

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 104 - 26 = 78 \quad (2.19)$$

Фактичне передавальне число $u_{\text{фак}} = \frac{78}{26} = 3$ (похибка 0%, умова виконується).

Остаточне значення кута нахилу [20, ст. 63]:

$$\beta = \arccos \left(\frac{m_n \cdot Z_\Sigma}{2 \cdot a_w} \right) = \arccos \left(\frac{1,5 \cdot 104}{2 \cdot 80} \right) = \arccos(0,975) = 12,84^\circ \quad (2.20)$$

Ширина вінців:

Ширина вінців колеса: $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 80 = 25,2 \text{ мм}$. Приймаємо стандартне $b_2 = 28 \text{ мм}$.

Ширина шестірні: $b_1 = b_2 \cdot 4 = 28 \cdot 4 = 32 \text{ мм}$.

Розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення

Геометричні розміри шестірні:

- Дільний діаметр:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 26}{0,975} = 40,1 \text{ мм.} \quad (2.21)$$

- Діаметр вершин зубців [20, ст. 64]:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 40,1 + 3 = 43,1 \text{ мм} \quad (2.22)$$

- Діаметр западин [20, ст. 64]:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 40,1 - 3,75 = 36,35 \text{ мм} \quad (2.23)$$

- Ширина вінця: $b_1 = 32 \text{ мм}$

Геометричні розміри колеса:

- Ділильний діаметр [20, ст. 64]:

$$d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 78}{0,975} = 120,1 \text{ мм.} \quad (2.24)$$

- Діаметр вершин зубців [20, ст. 64]:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 120,1 + 3 = 123,1 \text{ мм} \quad (2.25)$$

- Діаметр западин [20, ст. 64]:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 120,1 - 3,75 = 116,35 \text{ мм} \quad (2.26)$$

- Ширина вінця: $b_2 = 28 \text{ мм}$

Міжосьова відстань (перевірка) [20, ст. 64]:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{40 + 120}{2} = 80 \text{ мм} \quad (2.27)$$

2.2 Розрахунок планетарної передачі:

Розрахунок планетарної передачі виконується для проектування компактного фінального ступеня редуктора, який дозволяє отримати велике передавальне відношення при мінімальних габаритах і масі, що є критично важливим для розміщення приводу всередині обмеженого простору гусеничного рушія. Цей розрахунок необхідний для визначення оптимальної кількості зубів сонячної шестерні, сателітів та епіциклу, забезпечення співвісності й сусідства елементів, а також для перевірки деталей за критеріями міцності, що гарантує здатність трансмісії надійно витримувати високі крутні моменти під час рушання з місця та подолання перешкод.

2.2.1. Визначення чисел зубців

На початковому етапі проектування виконується підбір кількості зубців коліс, що необхідно для забезпечення заданого передавального числа та запобігання підрізання профілю.

Число зубців сонячного колеса (z_1):

Для виключення небезпеки підрізання ніжок зубців, керуючись нормативними рекомендаціями приймають $Z_1 \geq 13$.

Приймаємо $Z_1 = 15$.

Число зубців сателіта (z_2):

Визначається за формулою [21, ст. 40]:

$$z_2 = 0,5z_1 \left(i_{1H}^{(3)} - 2 \right) \quad (2.28)$$

$$z_2 = 0,5 \cdot 15 \cdot (4 - 2) = 15$$

Отже, $Z_2 = 15$

Число зубців нерухомого корончатого колеса (z_3):

Цей параметр визначається з критерію співвісності вузлів за такою розрахунковою залежністю [21, ст. 40]:

$$z_3 = z_1 + 2z_2 \quad (2.29)$$

$$z_3 = 15 + 2 \cdot 15 = 45$$

Отже беремо, $z_3 = 45$.

2.2.2 Перевірка умов збирання

1. Умова співвісності:

Радіуси розташування осей сателітів відносно центрального сонячного колеса та внутрішнього вінця корончатої шестірні повинні бути ідентичними для забезпечення геометричної співвісності механізму. $z_3 = z_1 + 2z_2 \rightarrow 45 = 15 + 30$. (Умова виконана ідеально).

2. Умова сусідства:

Для безперешкодного обертання механізму необхідно забезпечити гарантований зазор між сусідніми сателітами, що унеможливить їхнє взаємне зачіпання або заклинювання під час руху [21, ст. 41]:

$$(z_1 + z_2) \sin\left(\frac{\pi}{n_c}\right) > z_2 + 2 \quad (2.30)$$

$$(15 + 15) \sin(180^\circ/3) = 30 \cdot \sin(60^\circ) = 30 \cdot 0,866 = 25,98$$

Оскільки $25,98 > 15 + 2$ (тобто $25,98 > 17$), місця вистачає. (Умова виконана).

3. Умова входження в зачеплення:

Для коректного збирання планетарного механізму необхідно, щоб зубці кожного з сателітів одночасно знаходили свої впадини на спряжених центральних колесах. Ця умова суміщення фаз зачеплення виконується лише тоді, коли результат розрахунку за наведеною залежністю є цілим числом [21, ст. 40]:

$$\frac{z_1 + z_3}{n_c} = \frac{15 + 45}{3} = \frac{60}{3} = 20 \quad (2.31)$$

Так як отримали ціле число, значить умова виконується.

2.2.3 Проектувальний розрахунок на контактну міцність

Відстань між сонячним колесом і сателітом a_w знаходимо за формулою [21, ст. 19]:

$$a_w \geq K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{n_c [\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} \quad (2.32)$$

Де:

- $K_a = 49,5$ - Допоміжний розрахунковий коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості прямозубого зачеплення.
- $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{15}{15} = 1$ - Передавальне відношення для ступеня зачеплення між сонячною шестірнею та сателітом.
- n_c - коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу колового зусилля та робочого навантаження між окремими сателітами планетарної передачі $n_c = n_c - 0,7 = 3 - 0,7 = 2,3$.

- $K_{H\beta} = 1,15$ – Коефіцієнт, що враховує нерівномірність концентрації та розподілу розрахункового зусилля за довжиною контактних ліній зубців.
- $\psi_{ba} = 0,5$ – Нормативний коефіцієнт відносної ширини зубчастого вінця, встановлений для сателітів планетарного ряду.

$$a_w \geq 49,5 \cdot (1 + 1) \sqrt[3]{\frac{161400 \cdot 1,15}{2,3 \cdot (558,5)^2 \cdot 1^2 \cdot 0,5}}$$

$$a_w \geq 99 \cdot \sqrt[3]{\frac{185610}{2,3 \cdot 311922 \cdot 0,5}} = \sqrt[3]{\frac{185610}{358710}}$$

$$a_w \geq 99 \cdot \sqrt[3]{0,517} = 99 \cdot 0,8 = 79,2 \text{ мм}$$

2.2.4 Визначення модуля та геометричних розмірів коліс

За формулою визначаємо розрахунковий нормальний модуль [21, ст. 46]:

$$m = \frac{2a_w}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 79,2}{15 + 15} = \frac{158,4}{30} = 5,28 \text{ мм} \quad (2.32)$$

Округлюємо до найближчого значення та приймаємо $m = 5,5 \text{ мм}$.

Основні діаметри коліс :

Формула для ділительного діаметра $d = m \cdot z$:

- Діаметр сонячного колеса: $d_1 = 5,5 \cdot 15 = 82,5 \text{ мм}$
- Діаметр сателіта: $d_2 = 5,5 \cdot 15 = 82,5 \text{ мм}$
- Діаметр корончатого колеса: $d_3 = 5,5 \cdot 45 = 247,5 \text{ мм}$
- Ширина зубчастого вінця (з визначення ψ_{ba}):

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,5 \cdot 79,2 = 39,6 \text{ мм}$$

Візьмемо найбільше стандартне число $b = 40 \text{ мм}$.

2.2.5 Силевий розрахунок планетарного редуктора

Силевий розрахунок планетарної передачі виконується для визначення колових, радіальних та осьових сил, що діють у зачепленнях сонячної шестерні, сателітів та епіциклу, що є необхідною основою для подальшого обчислення

елементів конструкції на міцність. Визначення цих зусиль дозволяє правильно підібрати підшипники кочення, які встановлюються всередині сателітів на їхні осі, розрахувати на згин та кручення самі вали і водило, а також детально перевірити зуби коліс на контактну витривалість і злам. Це гарантує, що привід гусеничної платформи безвідмовно витримуватиме максимальні пікові навантаження та крутні моменти без ризику заклинювання чи передчасного руйнування компонентів.

Обчислення колового зусилля на ділянці взаємодії сателіта з водилом здійснюється за такою розрахунковою залежністю [21, ст. 50]:

$$F_{2H} = \frac{T_{\text{тих}}}{a_{12} \cdot n_c} \quad (2.33)$$

a_{12} - міжосьова відстань між водилом та сателітом

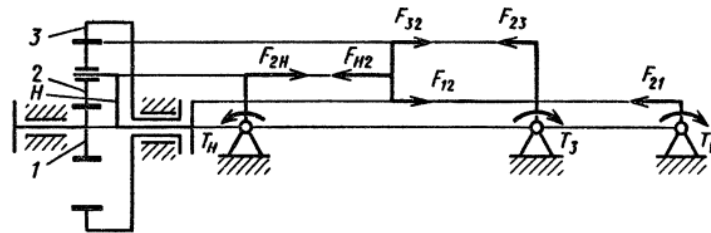


Рисунок 2.1 – Графічна схема та аналітичне визначення зусиль, що діють у зачепленнях і на елементи планетарного ряду [21]

Розраховуємо розрахункове число сателітів за формулою [21, ст. 45]:

$$n_c^{\cdot} = n_c - 0,7 \quad (2.34)$$

$$n_c^{\cdot} = 3 - 0,7 = 2,3$$

$$F_{2H} = \frac{159,7}{0,08 \cdot 2,3} = 867,9H$$

$$F_{2H} = -F_{H2}$$

$$F_{H2} = -867,9H$$

$$F_{32} = F_{12} = \frac{F_{H2}}{2}$$

$$F_{32} = F_{12} = \frac{-867,9}{2} = -433,95H$$

$$\begin{aligned}
F_{23} &= -F_{32} \\
F_{23} &= 433,95H \\
F_{21} &= -F_{12} \\
F_{21} &= 433,95H \\
T_3 &= F_{23} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot n_c \\
T_3 &= 433,95 \cdot \frac{0,2475}{2} \cdot 2,3 = 123,51 H \cdot m \\
T_1 &= F_{21} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot n_c \\
T_1 &= 433,95 \cdot \frac{0,0825}{2} \cdot 2,3 = 41,17 H \cdot m
\end{aligned} \tag{2.35}$$

Проводимо розрахунок діючих сил та визначаємо експлуатаційні навантаження, що передаються на вал елементами планетарного редуктора.

Тангенціальна сила розраховується за залежністю:

$$\begin{aligned}
F_{t \text{ с.ш.}} &= F_{21} = 433,95 H \\
F_{t \text{ сател.}} &= F_{32} = -433,95 H
\end{aligned}$$

Радіальна сила розраховується за залежністю [21, ст. 18]:

$$\begin{aligned}
F_r &= F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \\
F_{r_1} &= 433,95 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 157,94 H \\
F_{r_2} &= -433,95 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = -157,94 H
\end{aligned} \tag{2.36}$$

Знаходимо силові фактори косозубої передачі та обчислюємо складові навантажень, які навантажують вали редуктора під час роботи.

Тангенціальна сила розраховується за залежністю:

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} \tag{2.37}$$

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 14,3 \cdot 10^3}{40} = 715 \text{ Н}$$

$$F_{t_2} = F_{t_1} = 715 \text{ Н}$$

Радіальна сила розраховується за залежністю [21, ст. 18]:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.38)$$

$$F_{r_1} = 715 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 260,23 \text{ Н}$$

$$F_{r_2} = 715 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 260,23 \text{ Н}$$

Осьова сила визначається за формулою [21, ст. 18]:

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (2.39)$$

$$F_{a_2} = 715 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 151,98 \text{ Н}$$

2.3 Розрахунок вхідного валу

Розрахунок вала виконується для визначення його раціональних геометричних розмірів, які забезпечать здатність деталі надійно передавати крутний момент. Отримані дані дозволяють провести перевірочний розрахунок на міцність і жорсткість, щоб уникнути критичних прогинів та руйнування вала під дією згинальних і крутних зусиль. Крім того, цей етап є основою для точного підбору та розрахунку підшипників, які фіксуватимуть вал у корпусі редуктора гусеничної платформи.

Приблизний діаметр вала [22, ст. 86]:

$$d_1 \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{дв}}}{0,2 \cdot [\tau]}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{14,3}{0,2 \cdot 35}} = 12,69 \text{ мм} \quad (2.40)$$

де $[\tau]$ - дотичні напруження, 35...40, МПа;

Візьмемо $d_1 = 17 \text{ мм}$;

Визначення геометричних параметрів та конструктивних ділянок вала:

t - значення висоти буртика: $t = 2,2$;

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

r - координати фаски підшипника: $r = 2$;

Розрахунок геометричних діаметрів окремих ділянок вала виконується за такими математичними залежностями:

під підшипники:

$$d_2 = 17 \text{ мм};$$

Приймаємо $d_2 = 17,0 \text{ мм}$;

під шестерню [22, ст. 86]:

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 17 + 3,2 \cdot 2,0 = 21,4 \text{ мм} \quad (2.41)$$

Приймаємо $d_3 = 22,0 \text{ мм}$;

Діаметральний розмір ділянки вала під посадку другого підшипника призначаємо з конструктивних міркувань 25 мм.

Для моделювання та аналізу вала я скористався спеціалізованим модулем проектування валів у середовищі Autodesk Inventor. Спочатку була повністю відтворена тривимірна геометрія вала з урахуванням усіх конструктивних елементів: циліндричних ділянок під посадку підшипників, та перехідних фасок. Після завершення побудови 3D-моделі, у цьому ж модулі було задано реальні граничні умови роботи механізму - прикладено розрахунковий крутний момент від двигуна, визначено точки опор у місцях розташування підшипників, а також прикладено радіальні сили, що діють на шестірню під час зачеплення.

2.3.1 Розрахунок сил які діють вмісті муфти

Розрахунок сил на муфту виконується для визначення величини радіального консольного навантаження, яке виникає через неминучі похибки монтажу та перекося валів під час збирання. Отримане значення сили є обов'язковим вихідним даним для подальшого розрахунку опорних реакцій підшипників та побудови епюр згинальних моментів, що гарантує точну перевірку вхідного вала на міцність і втому.

Тангенціальна сила [22, ст. 86]:

$$F_t = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{D_n} \quad (2.42)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 14,3 \cdot 10^3}{70} = 408,6 \text{ Н}$$

Радіальна сила [22, ст. 86]:

$$F_r = 12,5 \cdot \sqrt{T} = 12,5 \cdot \sqrt{14,3} = 47,27 \text{ Н} \quad (2.43)$$

2.3.2 Розрахунок сил які діють в місці гальм

Розрахунок гальмівного моменту T_r [22, ст. 86]:

$$T_r = k_T \cdot T \quad (2.44)$$

k_T — коефіцієнт надійності. У проектах привода ходових систем мобільних робототехнічних комплексів та самохідних шасі цей показник зазвичай обирають у межах $k_T = 1,5 \dots 2,5$ (коригується відповідно до специфіки експлуатаційних навантажень та вимог до безвідмовності конструкції).

Візьмемо $k_T = 2$

Тоді

$$T_r = 2 \cdot 14,3 = 28,6 \text{ Н}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T_r \cdot 10^3}{D_r} = \frac{2 \cdot 28,6 \cdot 10^3}{100} = 572 \text{ Н} \quad (2.45)$$

Для стандартних гальм радіальна сила дорівнює 0.

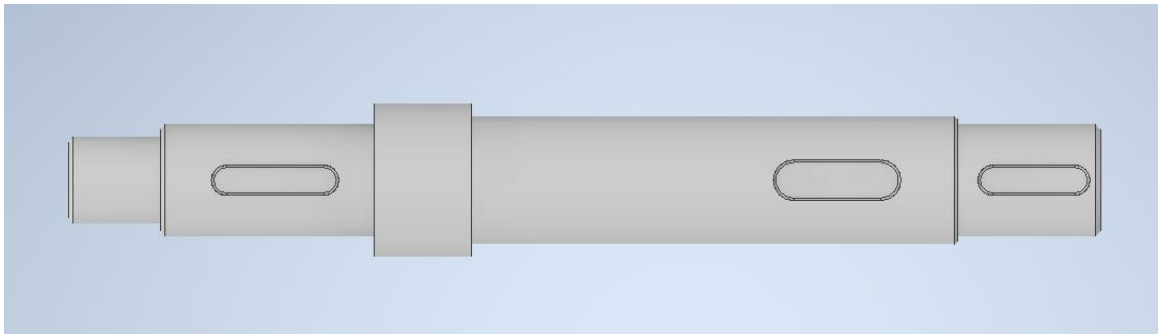


Рисунок 2.2 – модель вхідного вала

На основі введених даних програма провела автоматичний міцнісний розрахунок та згенерувала точну епюру згинальних і крутних моментів по всій довжині вала. Результати цього комп'ютерного симуляційного розрахунку дозволяють переконатися, що обрані діаметри та матеріал вала повністю задовольняють вимогам міцності та жорсткості за стандартами ДСТУ ISO, а небезпечні концентрації напружень у невідповідних місцях відсутні.

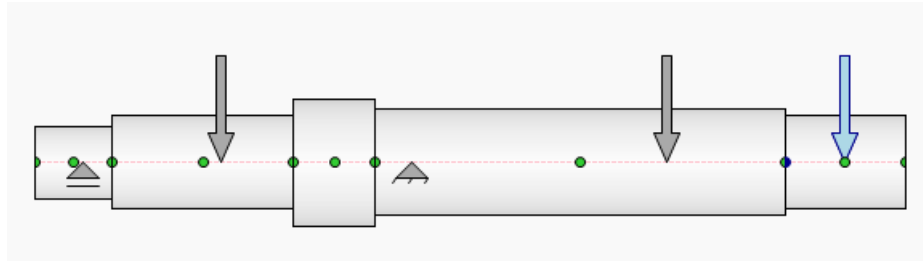


Рисунок 2.3 – Схема навантаження вхідного вала

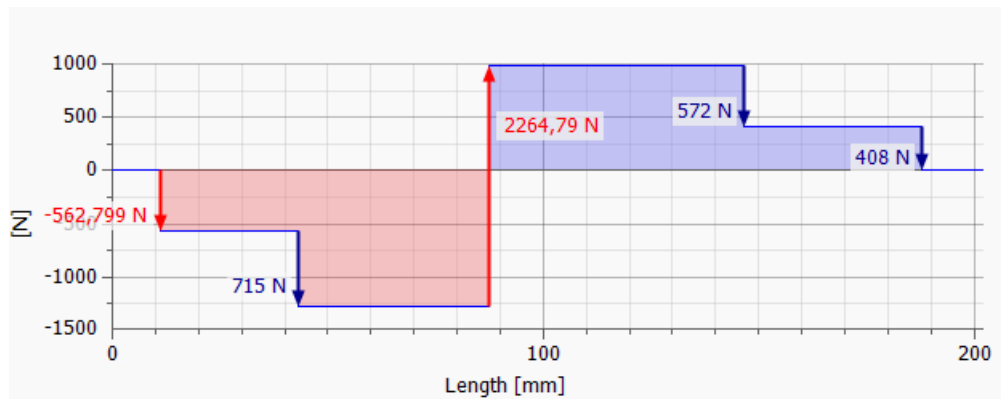


Рисунок 2.4 – Епюра сил в площині y (вхідний вал)

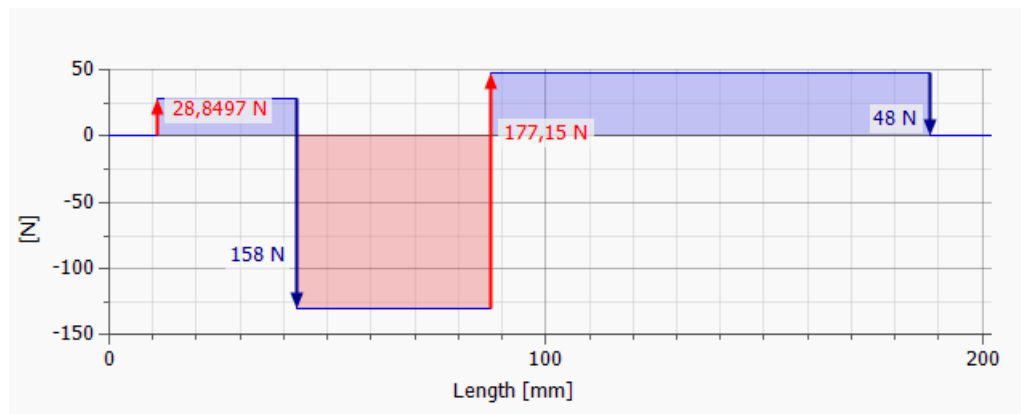


Рисунок 2.5 – Епюра сил в площині x (вхідний вал)

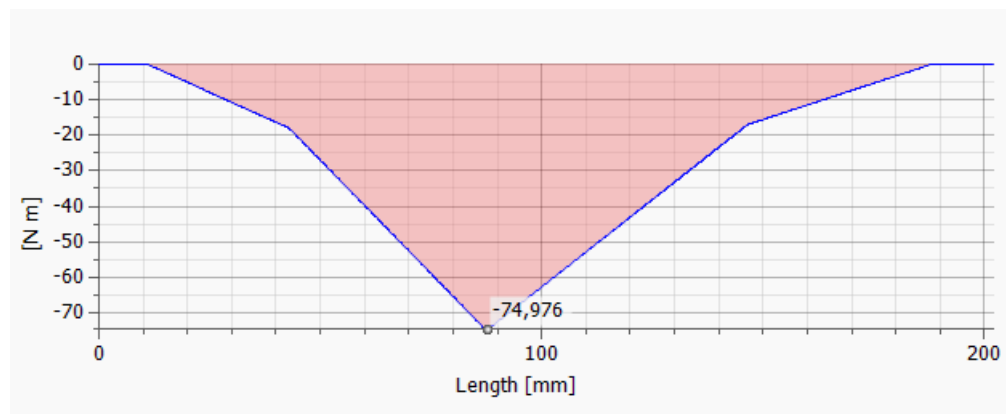


Рисунок 2.6 – Епюра моментів в площині y (вхідний вал)

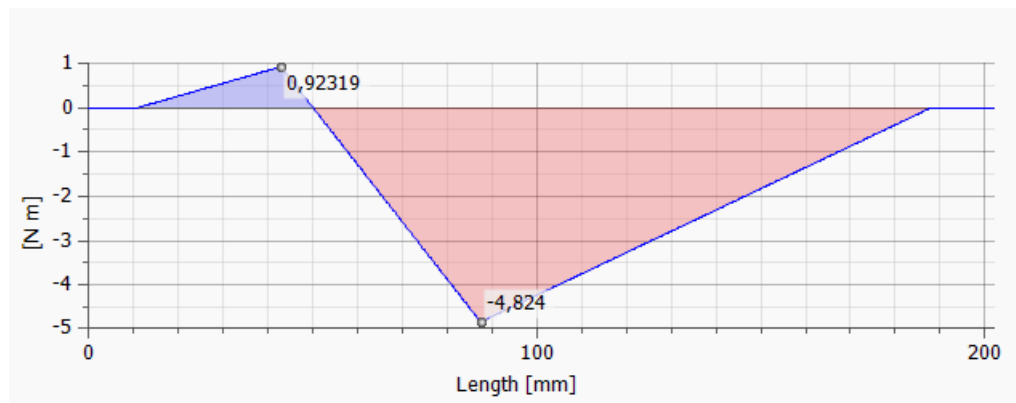


Рисунок 2.7 – Епюра моментів в площині x (вхідний вал)

2.3.3 Розрахунок вхідного валу на втому

Розрахунок вала на втому виконується для перевірки його міцності під дією циклічно змінних навантажень від згину та кручення, що дозволяє запобігти раптовому втомному руйнуванню та гарантує надійну роботу приводу протягом усього заданого терміну служби гусеничної платформи.

Для аналізу міцності обираємо найбільш навантажений (критичний) переріз вала.

Розрахунок результуючого згинального моменту виконується за такою залежністю [22, ст. 89]:

$$M_{зг} = \sqrt{74,98^2 + 4,82^2} = 75,13 \text{ Н} \quad (2.46)$$

Крутний момент $T = 14,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент опору осьовий [22, ст. 90]:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 22^3}{32} = 1045,36 \text{ мм}^3 \quad (2.47)$$

Момент опору полярний [22, ст. 90]:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 22^3}{16} = 2090,73 \text{ мм}^3 \quad (2.48)$$

Напруження згину [22, ст. 91]:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_x} = \frac{75,13 \cdot 10^3}{1045,36} = 71,87 \text{ Мпа} \quad (2.49)$$

Амплітуда і середнє значення напружень при згині:

$$\sigma_a = \sigma_{3r} = 71,87 \text{ МПа}; \sigma_m = 0$$

Напруження кручення [22, ст. 91]:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{14,3 \cdot 10^3}{2090,73} = 6,84 \text{ МПа} \quad (2.50)$$

Амплітуда і середнє значення напружень при згині [22, ст. 93]:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{6,84}{2} = 3,42 \text{ МПа} \quad (2.51)$$

Коефіцієнт довговічності [22, ст. 93]:

$$K_L = \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_E}} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{120,0 \cdot 10^6}} = 0,7 \quad (2.52)$$

де N_0 - базова довговічність (кількість циклів напружень), яка закладається в розрахунки на втому для валів середніх та значних розмірів поперечного перерізу, $N_0 = 5 \cdot 10^6$;

Обчислюємо граничні напруження втоми (межі витривалості) матеріалу вала за згином та крученням в умовах нестационарного (змінного) режиму навантаження:

$$\sigma_{-1B} = \sigma_{-1} \cdot K_L = 300 \cdot 0,7 = 210,0 \text{ МПа} \quad (2.53)$$

$$\tau_{-1B} = \tau_{-1} \cdot K_L = 160 \cdot 0,7 = 112,0 \text{ МПа} \quad (2.54)$$

Аналіз та оцінка коефіцієнта запасу втомної міцності вала у розрахунковому перерізі під зубчастим колесом

Визначаємо дійсні (ефективні) коефіцієнти концентрації місцевих напружень у зоні перехідного галтельного приводу при деформаціях згину та кручення $K_\sigma = 1,7$; $K_\tau = 1,45$;

Коефіцієнт розмірного впливу (масштабний фактор) при деформаціях згину та кручення для деталей із вуглецевого сталевих прокату зазначеного поперечного перерізу: $d = 22 \text{ мм}$ $\varepsilon_\sigma = 0,88$; $\varepsilon_\tau = 0,81$;

Коефіцієнти, що враховують вплив мікрогеометрії та якості обробки поверхні при заданих параметрах шорсткості: $R_a = 1,25 \text{ мкм}$; $K_\sigma^n = K_\tau^n = 1,15$;

Тоді [22, ст. 93]:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} + K_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{1,7 + 1,15 - 1}{0,88} = 2,1 \quad (2.55)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} + K_{\tau}^n - 1}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1,45 + 1,15 - 1}{0,81} = 1,98 \quad (2.56)$$

Обчислюємо частковий коефіцієнт запасу втоми за нормальними напруженнями (циклічний згин) [22, ст. 95]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1B}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{210}{2,1 \cdot 71,87 + 0,05 \cdot 0} = 1,39 \quad (2.57)$$

де ψ_{σ} - коефіцієнт, який враховує нерівномірність концентрації (розподілу) розрахункового зусилля по ширині зубчастого вінця чи між елементами передачі: $\psi_{\sigma} = 0,05$;

Обчислюємо частинний коефіцієнт запасу втомної міцності за амплітудами нормальних напружень (циклічний згин) [22, ст. 95]:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1B}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{112,0}{1,98 \cdot 3,42 + 0,05 \cdot 3,42} = 16,13 \quad (2.58)$$

Обчислюємо результуючий (загальний) коефіцієнт запасу втомної міцності у розрахунковому перерізі вала під зубчастим колесом [22, ст. 95]:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,39 \cdot 16,13}{\sqrt{1,39^2 + 16,13^2}} = 2,53 > [n] = 1,5 \dots 2,5 \quad (2.59)$$

Умова втомної міцності в аналізованому перерізі вала виконується (отже, опір втомі є повністю забезпеченим).

2.3.2 Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань на входному валу

Розрахунок шпонкового з'єднання виконується для перевірки робочих поверхонь шпонки на зминання та зріз, щоб запобігти їхньому пластичному деформуванню чи зрізанню під дією крутного моменту і забезпечити надійну передачу зусилля від вала до маточини зубчастого колеса.

Обертовий момент, що передається на з'єднувальну муфту $T = 14,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ передається по шпонці $b \times h \times l$ ($6 \times 6 \times 22$) [22, ст. 98];

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot h} = \frac{4 \cdot 14,3 \cdot 10^3}{22 \cdot 16 \cdot 6} = 27,04 < [\sigma]_{зм} = (160 \dots 180) \text{ МПа} \quad (2.60)$$

$$l_p = l - b = 22 - 6 = 16 \text{ мм} \quad (2.61)$$

Обертний момент, що передається на гальмо $T = 14,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ передається по шпонці $b \times h \times l$ ($8 \times 7 \times 25$) [22, ст. 98];

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot h} = \frac{4 \cdot 14,3 \cdot 10^3}{25 \cdot 17 \cdot 7} = 19,23 < [\sigma]_{зм} = (160 \dots 180) \text{ МПа} \quad (2.62)$$

$$l_p = l - b = 25 - 8 = 17 \text{ мм} \quad (2.63)$$

Крутний момент на косозубій передачі $T = 14,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ передається по шпонці $b \times h \times l$ ($6 \times 6 \times 25$) [22, ст. 98];

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot h} = \frac{4 \cdot 14,3 \cdot 10^3}{22 \cdot 19 \cdot 7} = 19,55 < [\sigma]_{зм} = (160 \dots 180) \text{ МПа} \quad (2.64)$$

$$l_p = l - b = 25 - 6 = 19 \text{ мм} \quad (2.65)$$

2.3.3 Підбір та розрахунок довговічності підшипників на вхідному валу

Для підшипників SKF 6303:

$d = 17 \text{ мм}$; $D = 47 \text{ мм}$; $B = 14 \text{ мм}$; статична вантажопідйомність

$C_0 = 6550 \text{ Н}$; динамічна вантажопідйомність $C = 14300 \text{ Н}$;

Для підшипників SKF 6305-2Z:

$d = 25 \text{ мм}$; $D = 62 \text{ мм}$; $B = 17 \text{ мм}$; статична вантажопідйомність

$C_0 = 11600 \text{ Н}$; динамічна вантажопідйомність $C = 23400 \text{ Н}$;

На основі побудованої розрахункової схеми вала та раніше обчислених значень опорних реакцій, визначаємо сумарні радіальні навантаження, що діють на кожну з опор (підшипників) [22, ст. 103]:

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{562,8^2 + 28,85^2} = 563,54 \text{ Н} \quad (2.66)$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{177,15^2 + 2264,79^2} = 2271,71 \text{ Н} \quad (2.67)$$

Обчислюємо величину еквівалентного динамічного радіального навантаження на підшипник [22, ст. 103]:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T \quad (2.68)$$

Де:

- $V = 1$ - коефіцієнт обертання;
- $K_6 = 1,5$ - коефіцієнт безпеки;
- $K_T = 1$ - температурний коефіцієнт;
- X, Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження;

Осьове навантаження $F_x = 151,98$ Н.

Величина осевих сил, що виникають внаслідок дії радіального навантаження на підшипники [22, ст. 103]:

$$F_{s2} = eF_{r2} = 0,68 \cdot 2271,71 = 1544,76 \text{ Н} \quad (2.69)$$

Сумарне осьове навантаження, що діє на підшипники [22, ст. 104]:

$$F_{a2} = F_{s2} = 1544,76 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{s2} + F_x = 1544,76 + 151,98 = 1696,74 \text{ Н} \quad (2.70)$$

Виконаємо перевірку $\sum F_a = 0$;

$$F_{a1} - F_{a2} - F_x = 1696,74 - 1544,76 - 151,98 = 0 \quad (2.80)$$

Найбільш навантаженою є опора В.

Визначаємо відношення

$$\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{1544,76}{1 \cdot 2271,71} = 0,68 = e = 0,68 \quad (2.90)$$

Беремо $X = 1, Y = 0$.

Отже

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 2271,71 + 0 \cdot 1544,76) \cdot 1,5 \cdot 1 = 3407,57 \text{ Н}$$

Номінальна довговічність за формулою:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (2.91)$$

$$L = 1,0 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{23400}{3407,57}\right)^3 = 242,87 \text{ млн. об};$$

де L – розрахункова довговічність підшипника до появи ознак втоми;

a_1 - коефіцієнт надійності, $a_1 = 1$;

a_{23} – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації, $a_{23} = 0,75$;

Розрахункова довговічність в годинах за формулою:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \quad (2.92)$$

Розрахуємо частоту за формулою [22, ст. 106]:

$$n = \frac{9550 \cdot P}{T} = \frac{9550 \cdot 5}{14,3} = 3339,16 \quad (2.93)$$

Тоді

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 242,87}{60 \cdot 3339,16} = 10212,23 \text{ год}$$

2.4 Розрахунок проміжного валу

Приблизний діаметр вала [22, ст. 86]:

$$d_1 \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{159,7}{0,2 \cdot 35}} = 28,4 \text{ мм}$$

де $[\tau]$ - дотичні напруження, 35...40, МПа;

Візьмемо $d_1 = 30 \text{ мм}$;

Визначення геометричних параметрів та конструктивних ділянок вала:

t - значення висоти буртика: $t=2,2$;

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

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

Розрахунок геометричних діаметрів окремих ділянок вала виконується за такими математичними залежностями:

під підшипники:

$$d_2 = 30 \text{ мм};$$

Приймаємо $d_2 = 30,0 \text{ мм}$;

під колесо [22, ст. 86]:

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 30 + 3,2 \cdot 2,0 = 36,4 \text{ мм};$$

Приймаємо $d_3 = 40,0 \text{ мм}$;

Приймаємо $d_4 = d_2 = 30,0 \text{ мм}$; під підшипники

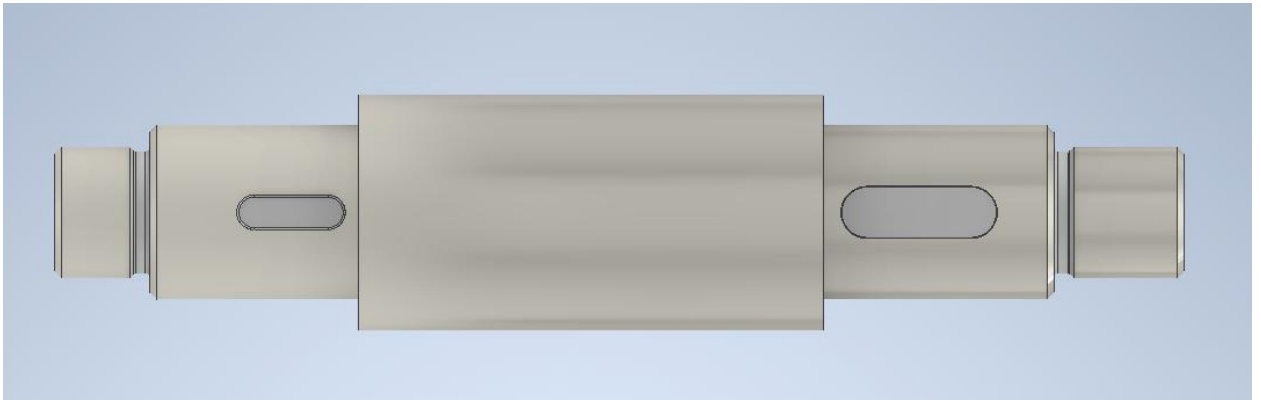


Рисунок 2.8 – Модель проміжного валу

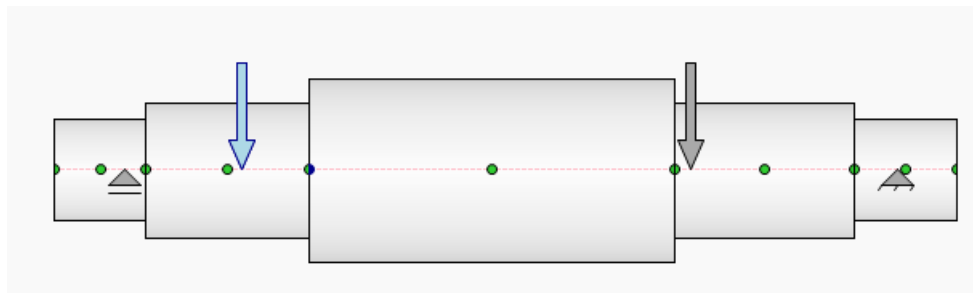


Рисунок 2.9 – Схема навантаження проміжного вала

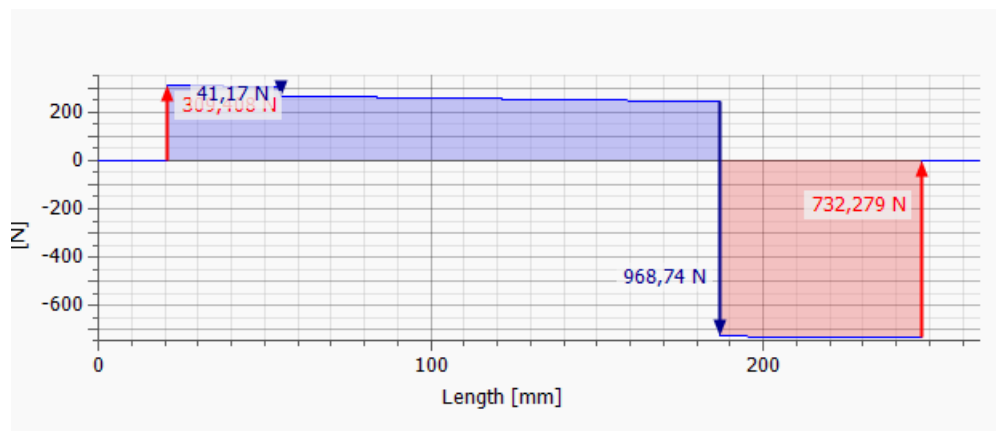


Рисунок 2.10 – Епюра сил в площині у (проміжний вал)

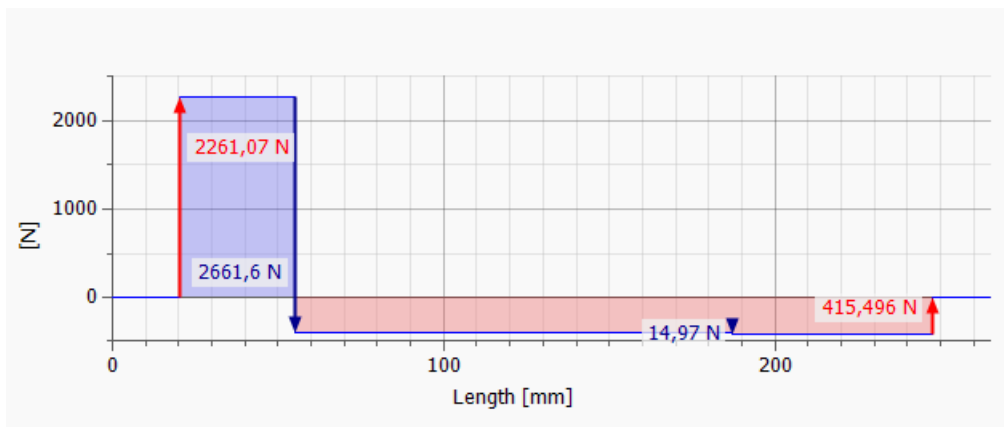


Рисунок 2.11 – Епюра сил в площині x (проміжний вал)

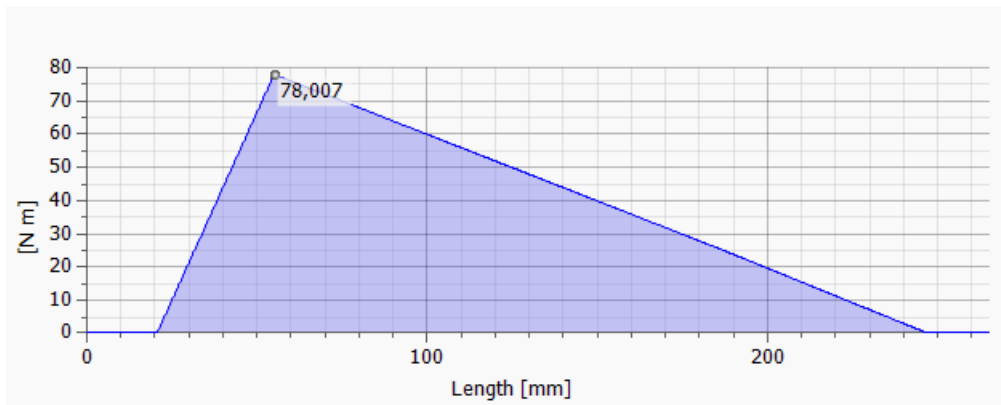


Рисунок 2.12 – Епюра моментів в площині x(проміжний вал)

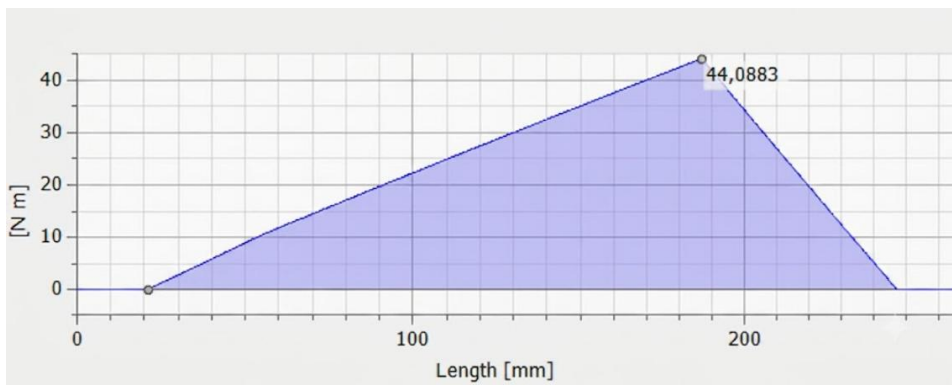


Рисунок 2.13 – Епюра моментів в площині y(проміжний вал)

2.4.1 Розрахунок проміжного вала на втому

Для аналізу міцності обираємо найбільш навантажений (критичний) переріз вала.

Розрахунок результуючого згинального моменту виконується за такою залежністю [22, ст. 89]:

$$M_{зг} = \sqrt{78,01^2 + 44,09^2} = 89,61 \text{ Н}$$

Крутний момент $T = 159,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент опору осьовий [22, ст. 90]:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3$$

Момент опору полярний [22, ст. 91]:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3$$

Напруження згину [22, ст. 91]:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_x} = \frac{159,7 \cdot 10^3}{6280} = 25,43 \text{ МПа};$$

Амплітуда і середнє значення напружень при згині:

$$\sigma_a = \sigma_{зг} = 25,13 \text{ МПа}; \sigma_m = 0$$

Напруження кручення [22, ст. 91]:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{159,7 \cdot 10^3}{4970,0} = 12,7 \text{ МПа};$$

Амплітуда і середнє значення напружень при згині [22, ст. 93]:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{12,7}{2} = 6,36 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт довговічності [22, ст. 93]:

$$K_L = \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_E}} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{120,0 \cdot 10^6}} = 0,7;$$

де N_0 - базова довговічність (кількість циклів напружень), яка закладається в розрахунки на втому для валів середніх та значних розмірів поперечного перерізу, $N_0 = 5 \cdot 10^6$;

Обчислюємо граничні напруження втоми (межі витривалості) матеріалу вала за згином та крученням в умовах нестационарного (змінного) режиму навантаження:

$$\sigma_{-1B} = \sigma_{-1} \cdot K_L = 300 \cdot 0,7 = 210,0 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1B} = \tau_{-1} \cdot K_L = 160 \cdot 0,7 = 112,0 \text{ МПа}.$$

Визначення запасу міцності на валу в перерізі колеса

Визначаємо дійсні (ефективні) коефіцієнти концентрації місцевих напружень у зоні перехідного галтельного приводу при деформаціях згину та кручення $K_\sigma = 1,7$; $K_\tau = 1,45$;

Коефіцієнт розмірного впливу (масштабний фактор) при деформаціях згину та кручення для деталей із вуглецевого сталевих прокату зазначеного поперечного перерізу: $d_2 = 40$ мм $\varepsilon_\sigma = 0,85$; $\varepsilon_\tau = 0,73$;

Коефіцієнти, що враховують вплив мікрогеометрії та якості обробки поверхні при заданих параметрах шорсткості: $R_a = 1,25$ мкм; $K_\sigma^n = K_\tau^n = 1,15$;

Тоді [22, ст. 93]:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,7 + 1,15 - 1}{0,85} = 2,18;$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,45 + 1,15 - 1}{0,73} = 2,2;$$

Обчислюємо частковий коефіцієнт запасу втоми за нормальними напруженнями (циклічний згин) [22, ст. 95]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1B}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{210}{2,18 \cdot 13,0 + 0,05 \cdot 0} = 7,4;$$

де ψ_σ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність концентрації (розподілу) розрахункового зусилля по ширині зубчастого вінця чи між елементами передачі: $\psi_\sigma = 0,05$;

Обчислюємо частинний коефіцієнт запасу втомної міцності за амплітудами нормальних напружень (циклічний згин) [22, ст. 95]:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1B}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{112,0}{2,2 \cdot 6,36 + 0,05 \cdot 6,36} = 3,82;$$

Обчислюємо результуючий (загальний) коефіцієнт запасу втомної міцності у розрахунковому перерізі вала під зубчастим колесом [22, ст. 95]:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{7,4 \cdot 3,82}{\sqrt{7,4^2 + 3,82^2}} = 3,39 > [n] = 1,5 \dots 2,5;$$

Умова втомної міцності в аналізованому перерізі вала виконується (отже, опір втомі є повністю забезпеченим).

2.4.2 Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань на проміжному валу

Обертовий момент, що передається на з'єднувальну муфту $T = 159,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ передається по шпонці $b \times h \times l$ ($8 \times 7 \times 25$) [22, ст. 98]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot h} = \frac{4 \cdot 159,7 \cdot 10^3}{40 \cdot 17 \cdot 7} = 132,52 < [\sigma]_{зм} = (160 \dots 180) \text{ МПа};$$

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

Обертовий момент, що передається на з'єднувальну муфту $T = 159,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ передається по шпонці $b \times h \times l$ ($8 \times 12 \times 36$) [22, ст. 98]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot h} = \frac{4 \cdot 159,7 \cdot 10^3}{40 \cdot 24 \cdot 7} = 95,05 < [\sigma]_{зм} = (160 \dots 180) \text{ МПа};$$

$$l_p = l - b = 36 - 12 = 24 \text{ мм};$$

2.4.3 Підбір та розрахунок довговічності підшипників на проміжному валу

Для підшипників SKF 7306:

$d = 30 \text{ мм}$; $D = 72 \text{ мм}$; $B = 19 \text{ мм}$; статична вантажопідйомність

$C_0 = 35500 \text{ Н}$; динамічна вантажопідйомність $C = 21200 \text{ Н}$;

На основі побудованої розрахункової схеми вала та раніше обчислених значень опорних реакцій, визначаємо сумарні радіальні навантаження, що діють на кожну з опор (підшипників) [22, ст. 103]:

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{732,28^2 + 415,5^2} = 841,95 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2261,07^2 + 305,41^2} = 2281,6 \text{ Н};$$

Обчислюємо величину еквівалентного динамічного радіального навантаження на підшипник:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_6K_T,$$

де $V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_6 = 1,5$ - коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1$ - температурний коефіцієнт;

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження;

Осьове навантаження $F_x = 151,98$ Н.

Величина осьових сил, що виникають внаслідок дії радіального навантаження на підшипники) [22, ст. 103]:

$$F_{s2} = eF_{r2} = 0,68 \cdot 2281,6 = 1551,49 \text{ Н.}$$

Сумарне осьове навантаження, що діє на підшипники) [22, ст. 104]:

$$F_{a2} = F_{s2} = 1551,49 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{s2} + F_x = 1551,49 + 151,98 = 1703,47 \text{ Н}$$

Виконаємо перевірку $\sum F_a = 0$;

$$F_{a1} - F_{a2} - F_x = 1703,47 - 1551,49 - 151,98 = 0.$$

Найбільш навантаженою є опора В.

Визначаємо відношення

$$\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{1551,49}{1 \cdot 2281,6} = 0,68 = e = 0,68$$

Беремо $X = 1, Y = 0$.

Отже

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 2281,6 + 0 \cdot 1703,47) \cdot 1,5 \cdot 1 = 3422,4 \text{ Н}$$

Номінальна довговічність за формулою [22, ст. 106]:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

$$L = 1,0 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{21200}{3422,4}\right)^3 = 178,27 \text{ млн. об};$$

де L – розрахункова довговічність підшипника до появи ознак втоми;

a_1 - коефіцієнт надійності, $a_1 = 1$;

a_{23} – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації, $a_{23} = 0,75$;

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 178,27}{60 \cdot 1067,6} = 8336,6 \text{ год}$$

2.6 Висновок до розділу 2

У результаті проведених розрахунків було визначено повний спектр статичних і динамічних навантажень, які діють на елементи ходової частини та трансмісії рухомої платформи. На основі отриманих значень крутних моментів, радіальних і осьових сил виконано перевірочний розрахунок і підбір підшипників кочення на заданий ресурс роботи, а також проведено розрахунок валів на міцність та жорсткість. Отримані результати підтверджують, що обрані конструктивні параметри, матеріали та стандартні компоненти повністю задовольняють вимогам міцності, забезпечують необхідний запас надійності за максимальних експлуатаційних навантажень і є базою для подальшого 3D-моделювання та детального конструювання вузлів.

3. Рама ходового візка

3.1 Вибір катків

Для обґрунтування вибору опорних елементів нашої гусеничної платформи необхідно виконати розрахунок максимального вертикального навантаження, що діятиме на один каток. Повна маса мобільної платформи в максимальній комплектації разом із корисним навантаженням становить 500 кг. Оскільки ходова частина платформи складається з двох бортових гусеничних обводів, загальна маса спочатку рівномірно розподіляється навпіл між лівим та правим бортами, що дає по 250 кг на один бік конструкції.

На кожному з двох бортів ходової частини заплановано встановити по 4 опорних катки, тобто сумарно на платформі їх буде 8 штук. Проте при розрахунку надійності мобільних робототехнічних комплексів не можна припускати, що навантаження завжди розподіляється ідеально порівну між усіма колесами, адже платформа рухатиметься по нерівній місцевості. Тому розрахунок навантаження на один каток виконується за послідовним принципом ділення: загальна маса 500 кг ділиться навпіл між бортами, потім ділиться навпіл з урахуванням динамічних коливань та перерозподілу ваги при нахилах, і ще раз навпіл для визначення критичного навантаження на точку контакту $\frac{500}{2 \cdot 2 \cdot 2} = 62,5$ кг. Такий підхід закладає необхідний коефіцієнт запасу, що компенсує наїзди на перешкоди, коли вся вага борту може тимчасово зосередитися лише на двох суміжних катках.

Для комплектації ходової частини мобільної роботизованої платформи було обрано промисловий опорний ролик з кулачковою цапфою від провідного світового виробника SKF серії KR 110 PP із зовнішнім діаметром бандажа 110 мм.

Головним критерієм вибору моделі KR 110 PP став колосальний запас надійності та довговічності, який повністю перекриває розрахункові вимоги для платформи масою 500 кг. При визначеному мінімальному навантаженні на одну точку контакту в 62,5 кг, цей опорний ролик володіє номінальною динамічною

вантажопідйомністю 47,3 кН та статичною міцністю до 85 кН, що практично виключає можливість руйнування або передчасного зносу голчастих роликів усередині підшипника. Додатковими експлуатаційними перевагами стали наявність заводських двосторонніх ущільнень типу РР, які надійно захищають внутрішню порожнину катка від потрапляння пилу, бруду та вологи під час руху пересіченою місцевістю, а також товстостінне зовнішнє кільце зі спеціальним радіусним профілем кочення, що суттєво знижує кромочні напруження та знос самої гусеничної стрічки [23].

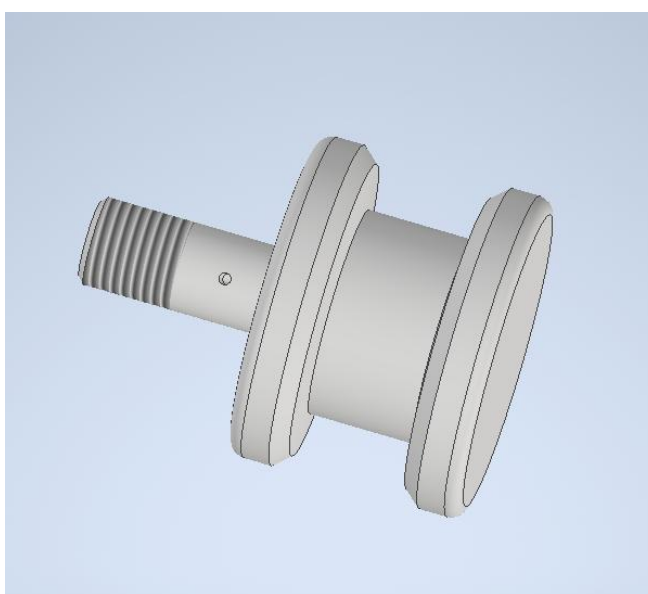


Рисунок 3.1 – 3д модель катка [23]

3.2 Вибір амортизатора

Для розрахунку та обґрунтування елементів підвіски гусеничної платформи повною масою 500 кг було визначено силове навантаження на один амортизаційний вузол $\frac{500}{2 \cdot 2} = 125$ кг, де загальна вага машини спочатку розділяється навпіл між лівим та правим бортами, а потім знову ділиться на два відповідно до кількості встановлених пружно-демпфуючих блоків на один бік. Отримане значення у 125 кг статичного зусилля (близько 1225 Н) послужило базовим критерієм для підбору регульованих гідравлічних амортизаторів з крученими циліндричними пружинами, параметри жорсткості яких закладають

оптимальний статичний прогин під номінальною вагою робота та забезпечують необхідний динамічний запас ходу штока. Таке конструктивне рішення дозволяє підвісці ефективно гасити удари й вібрації під час руху пересіченою місцевістю, гарантуючи надійне зчеплення гусеничного обводу з ґрунтом та всебічний захист встановленого на платформі чутливого електронного обладнання.

Для комплектації ходової частини мобільної роботизованої платформи було обрано універсальний регульований гідравлічний амортизатор з крученою циліндричною пружиною жорсткістю 400 lbs/in, що широко застосовується в підвісках легкої мототехніки та квадроциклів (ATV). Таке конструктивне рішення повністю відповідає проведеному розрахунку, згідно з яким статичне навантаження на один амортизаційний вузол становить 125 кг (близько 1225 Н), оскільки робочі параметри обраного демпфера та жорсткість його пружини розраховані на утримання цієї ваги з урахуванням оптимального статичного прогину. Даний амортизатор витримує навантаження близько 250-300 кг, що цілком задовольняє дану конструкцію [24].



Рисунок 3.2 - Амортизатор ATV [24]

3.3 Вибір гусениці

Для забезпечення максимальної прохідності розробляної мобільної роботизованої платформи повною масою 500 кг було обрано суцільнолиту гумовокордову гусеницю з агресивним V-подібним ґрунтозачепом та внутрішнім армуванням високоміцним сталевим кордом. Такий вибір

обумовлений жорсткими вимогами до експлуатації ходової частини пересіченою місцевістю, снігом та багнюкою, де суцільна конструкція стрічки повністю виключає ризик заклинювання від потрапляння гілок чи каміння, мінімізує власну вагу рушія та працює значно тихіше за металеві аналоги. Наявність інтегрованого внутрішнього корду надійно захищає гусеницю від розтягування під дією високого крутного моменту, а спеціальні литі внутрішні напрямні зуби цівочного зачеплення гарантують надійну передачу зусилля від приводної зірочки та повністю запобігають скиданню чи перекосу стрічки під час інтенсивних поворотів платформи під навантаженням [25].



Рисунок 3.3 – Приклад гусениці [25]

3.4 Висновок до розділу 3

У результаті проведеного аналізу та порівняльної оцінки конструктивних варіантів елементів ходової частини було обґрунтовано вибір оптимальних компонентів для рами ходового візка гусеничної платформи. На основі розрахованих навантажень та експлуатаційних вимог визначено раціональний тип і геометричні параметри опорних катків, що забезпечують рівномірний розподіл маси, підібрано ефективний амортизатор для гасіння динамічних коливань і пом'якшення ударів під час руху пересіченою місцевістю, а також обрано оптимальну конструкцію гусеничної стрічки з необхідними зчіпними властивостями та мінімальним питомим тиском на ґрунт. Комплексний підбір

цих взаємопов'язаних елементів закладає надійну основу для забезпечення високої прохідності, плавності ходу та довговічності всього шасізованого комплексу при подоланні заданих кутів ухилу й транспортуванні корисного навантаження, що дозволяє перейти до етапу детального 3D-моделювання та створення складальних креслеників ходової частини.

4. ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ

«ЗУБЧАСТЕ КОЛЕСО»

4.1 Деталь «Зубчасте колесо»

Привід самохідної гусеничної платформи містить, в складі редуктора, деталь «Зубчасте колесо» (рис. 4.1). Зубчасті колеса можуть виготовлятися із застосуванням технологій обробки металів тичком, що покращує їх механічні властивості.

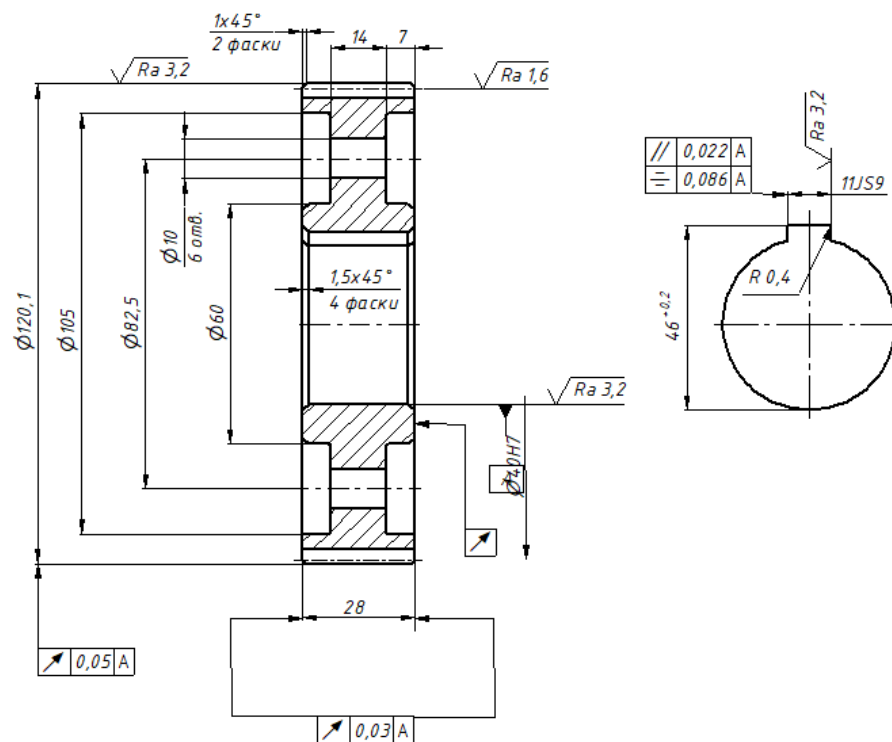


Рисунок 4.1 - Креслення шестерні.

Матеріал зубчастого колеса - сталь 40Х, хімічний склад цього матеріалу наведений в таблиці 4.1.

Хімічний склад даної сталі відносить її до групи М2.

Конструкція зубчастого колеса характеризується достатньою технологічністю і не потребує застосування складних технологічних операцій під час виготовлення. Як конструкторську базу використаємо поверхню посадкового отвору [29].

Таблиця 4.1 - Хімічний склад сталі 40Х

Вуглець, %	Марганець, %	Мідь, %	Нікель , %	Сірка , %	Кремній , %	Фосфор , %	Хром , %	Нітроген, %
0,36- 0,44	0,5-0,8	0,3	0,3	0,035	0,17- 0,37	0,035	0,8- 1,1	0,08

З 3D моделі колеса, що була виконана в Autodesk Inventor, отримано масу зубчастого колеса – $G_{\text{дет}} = 1,5$ кг.

Виробництво такої деталі приймемо серійне, яке складає 10 тис. деталей за рік.

4.2 Вибір способу отримання заготовок зубчастих коліс методом штампування та розроблення технологічного процесу їх виготовлення.

Зубчасте колесо належить до деталей типу тіл обертання, що дає змогу використовувати для його виготовлення штамповану заготовку у вигляді поковки відповідної форми. Доцільним способом отримання такої заготовки є гаряче штампування на кривошипному гарячештампувальному пресі (КГШП) у відкритому штампі з використанням індукційного нагріву металу. Застосування цієї технології забезпечує високу продуктивність процесу, стабільність якості поковок та зменшує залежність результату від кваліфікації обслуговуючого персоналу.

Технологічний процес виготовлення заготовки зубчастого колеса методом гарячого штампування включає такі основні етапи:

1. Розрізання круглого прокату на мірні заготовки.
2. Нагрівання заготовок до температури гарячого деформування.
3. Штампування на КГШП у два переходи, що передбачає попередню осадку та остаточне формоутворення викову.
4. Видалення облою та пробивання перемички.
5. Контроль якості готового викову та його маркування.

Остаточне формування зубчастого колеса здійснюється шляхом механічної обробки отриманої поковки.

Вибір кривошипного гарячештампувального преса порівняно зі штампувальним молотом обумовлений низкою технологічних переваг. Завдяки постійній величині ходу преса та фіксованому крайньому положенню повзуна забезпечується підвищена точність геометричних параметрів виковів. Крім того, використання штампів, оснащених виштовхувачами, дозволяє зменшити величину штампувальних ухилів і покращити якість поверхні виробу. Важливими перевагами КГШП також є зниження рівня шуму та вібрацій, покращення умов праці й можливість ефективної автоматизації процесу подавання заготовок у робочу зону штампа.

Застосування індукційного нагріву заготовок зумовлене його високою технологічною ефективністю. Цей спосіб забезпечує значну швидкість нагрівання металу, зменшує утворення окалини завдяки відсутності необхідності подавання повітря до зони нагріву, сприяє рівномірному розподілу температури по об'єму заготовки та дає змогу точно контролювати температурний режим процесу. У результаті забезпечуються однорідність структури та стабільність механічних властивостей викову. Додатковими перевагами індукційного нагріву є простота обслуговування обладнання та можливість проведення нагрівання в захисному середовищі.

4.3 Розрахунок геометричних параметрів викову

Орієнтовна маса викову визначається за наступним рівнянням [26]:

$$m_{\text{вик.ор.}} = m_{\text{дет}} \cdot K_p = 1,5 \cdot 1,6 = 2,4 \text{ кг}, \quad (4.1)$$

де K_p – коефіцієнт, що визначає орієнтовну масу викову, $K_p=1,6$.

Оскільки виков має форму диска, його штампування може виконуватися як у закритому, так і у відкритому штампі з облойною канавкою.

Наявність облойної канавки покращує заповнення порожнини штампа металом, проте призводить до збільшення витрат матеріалу. З метою підвищення коефіцієнта використання металу та зменшення його втрат приймається штампування в закритому штампі.

Для обраного способу виготовлення клас точності викови відповідає ТЗ, для штампування в закритому штампі. Конфігурацію поверхні роз'єму штампа приймаємо плоскою (П).

Для визначення ступеня складності викови виконується розрахунок відношення його маси до маси простої геометричної фігури, описаної навколо деталі. Як описану фігуру прийнято циліндр діаметром 123,1 мм і висотою 28 мм. За результатами побудови моделі в САД-системі Inventor встановлено, що маса циліндра становить $m_{\phi} = 2,62$ кг.

Відношення маси викови до маси описаної фігури дорівнює [26]:

$$\frac{m_{\text{вик}}}{m_{\phi}} = \frac{2,4}{2,62} = 0,92 \quad (4.2)$$

Згідно з отриманим значенням ступінь складності викови відповідає категорії С1. Вихідний індекс викови приймається рівним 11.

Всі припуски та допустимі відхилення розмірів викову вказані в таблиці 4.2.

Оскільки процес штампування виконується на КГШП, приймаються штампувальні ухили: для зовнішніх поверхонь — 5° , для внутрішніх — 7° .

Допустиме зміщення по поверхні роз'єму штампа становить 0,4 мм. Максимально допустима величина завусенця по контуру пуансона в закритому штампі приймається рівною 4 мм.

Відхилення від площинності, прямолінійності та зігнутості плоских поверхонь не повинні перевищувати 0,6 мм.

Призначимо ковальські напуски на шпонковий паз, впадини зубців та отвори зубчастого колеса діаметром 10 мм, оскільки зазначені отвори мають розміри менші за допустимі значення.

Гарячі розміри в табл. 4.2 визначаються з врахуванням усадки розмірів після охолодження на 1,2%. Тоді “гарячі” розміри будуть визначатися по рівнянню [26]:

$$L_{\Gamma} = L_{\text{сум}} \cdot 1,012 \quad (4.3)$$

де $L_{\text{сум}}$ — розмір з сумарними припусками на дві стори викову.

Таблиця 4.2 - Припуски та відхилення розмірів викову

Розмір деталі	Шорсткість	Основний припуск	Додатк. припуск	Сумарний припуск	Розмір поковки	Допустимі відхилення	Розмір з допустимим відхиленням	“Гарячі” розміри
28(товщ.)	Ra 3,2 та Ra 6,3	+1,5	+0,3	+1,8	32	+1,1 -0,5	32 ^{+1,1} -0,5	32,38
Ø40 (отв.)	Ra 3,2	-1,6	-0,2	-1,8	Ø 36	+0,7 -1,3	Ø 36 ^{+0,7} -1,3	Ø 35,57
Ø123.1	Ra 3,2	+1,7	+0,2	+1,9	Ø 127	+1,4 -0,8	Ø 127 ^{+1,4} -0,8	Ø 124,58

Напуски призначають для отворів та розміри, що менші за величину [26]:

$$M_{min} = 24 + 0,0625 \cdot D_{вик} = 24 + 0,0625 \cdot 127 = 31,9 \text{ мм}, \quad (4.4)$$

де $D_{вик}$ – діаметр викову, $D_{вик} = 127$ мм (див. табл. 4.2). Напуски забезпечують більшу стійкість елементів штампів. Отже шість отворів Ø10мм і круглі проточки із зовнішнім діаметром Ø105мм та внутрішнім – Ø60мм будуть заповнені матеріалом – напуском.

Отвір Ø36 мм (табл. 4.2) передбачається формувати за допомогою двох позначок: верхньої, розташованої в рухомій частині штампа, та нижньої, встановленої в його нерухомій частині. Висота зазначених позначок повинна становити [26]:

- нижня:

$$h_n \leq (0,6 \dots 0,7) \cdot H_{вик} = 0,6 \cdot 32 = 19,2, \quad (4.5)$$

де $H_{вик}$ – висота викову в місці отвору, $H_{вик} = 32$ мм;

- верхня:

$$h_b = H_{вик} - h_n - s, \quad (4.6)$$

де s – товщина перемички.

Для отвору Ø36 мм товщину перемички приймемо $s = 5$ мм.

Приймаємо $h_n = 13,5$ мм.

Тоді:

$$h_b = 32 - 19 - 5 = 13,5 \text{ мм}.$$

Радіус заокруглення в місці перемички отримаємо:

$$r = R + 0,1h_b + 2 = 2,5 + 0,1 \cdot 13,5 + 2 = 5,85 \text{ мм}, \quad (4.7)$$

4.4 Розрахунок геометричних параметрів заготовки

Розрахуємо параметри заготовки, з якої буде виготовлятися виков.

Приймемо в якості заготовки для отримання викову кругляк діаметром $D_{\text{заг}} = 60$ мм.

Довжина заготовки має бути [26]:

$$L_{\text{заг}} = \frac{4(V_{\text{вик}} + V_{\text{уг}})}{\pi D_{\text{заг}}^2}, \quad (4.8)$$

де $V_{\text{уг}}$ – витрати на угар, що складають при індукційному нагріванні $0,007V_{\text{вик}}$.

$$L_{\text{заг}} = \frac{4 \cdot (389353,43 + 0,007 \cdot 389353,43)}{3,14 \cdot 60^2} = 138,7 \text{ мм.}$$

Отримаємо співвідношення [26]:

$$\frac{L_{\text{заг}}}{D_{\text{заг}}} = \frac{138,7}{60} = 2,3 < 2,8$$

4.5 Визначення параметрів круглого прокату, коефіцієнта розкрою та норми витрати металу

Для виготовлення поковок обрано круглий сортовий прокат звичайної точності прокатки (В1) за ДСТУ 4738:2007 з номінальним діаметром $\emptyset 60_{-1,1}^{+0,5}$ мм. Матеріал надходить на склад у прутках стандартної довжини – $L_{\text{пр}} = 6$ м, звідки транспортується на дільницю заготівельно-відрізних робіт. Щоб підвищити якість і точність розділення прокату та знизити зусилля зрізу, прутки попередньо підігрівають до температури 550 °С. Безпосередній поділ на штучні заготовки виконується на гідравлічних ножицях. При розрахунку розкрою враховуються технологічні втрати металу: неkratність довжини прутка та кінцеві обрізки. Останні утворюються внаслідок видалення дефектних торців прокату.

Величина кінцевих обрізків визначається за формулою [26]:

$$l_{\text{к.обр.}} = 0,3 \cdot D_{\text{заг}} = 0,3 \cdot 60 = 18 \text{ мм.} \quad (4.9)$$

Некратність — це технологічні відходи, що виникають через коливання фактичної довжини постачальних прутків та неможливість отримати з залишку

останню повноцінну заготовку. Довжина некрatностей визначається за формулою [26]:

$$l_{\text{некр.}} = 0,5 \cdot L_{\text{заг}} = 0,5 \cdot 138,7 = 69,35 \text{ мм} \approx 70 \text{ мм.} \quad (4.10)$$

Корисна довжина кругляка складатиме [26]:

$$l_{\text{к}} = L_{\text{пр}} - l_{\text{к.обр.}} - l_{\text{некр.}} = 6000 - 18 - 70 = 5912 \text{ мм.} \quad (4.11)$$

Кількість заготовок, які отримуються із сортового прокату довжиною 6 м буде складати [26]:

$$n_3 = l_{\text{к}}/L_{\text{заг}} = 5912/138,7 = 42,6 \text{ мм.} \quad (4.12)$$

Тоді, приймаємо, що з одного 6 м кругляка отримуємо 42 заготовки діаметром $\varnothing 60_{-1,1}^{+0,5}$ мм і довжиною 138,7 мм.

Коефіцієнт розкрою [26]:

$$K_{\text{розк}} = \frac{n_3 L_{\text{заг}}}{L_{\text{пр}}} = \frac{42 \cdot 138,7}{6000} = 0,97. \quad (4.13)$$

Коефіцієнт точності викову [26]:

$$K_{\text{т.пок.}} = \frac{m_{\text{дет}}}{m_{\text{вик}}} = \frac{1,5}{3,05} = 0,49. \quad (4.14)$$

Норма розходу металу [26]:

$$N = \frac{m_{\text{вик}}}{K_{\text{розк}}} = \frac{3,05}{0,97} = 3,14 \text{ кг.} \quad (4.15)$$

4.6 Розрахунок сил різання та вибір відрізних ножиць

Зусилля різання заготовок із сортового прокату - кругляка буде складати [26]:

$$F_{\text{опер}} = k \sigma_{\text{зр}} F_{\text{зр}}, \quad (4.16)$$

де k – коефіцієнт, який враховує вплив ріжучих кромek ножів, $k = 1,6$; $\sigma_{\text{зр}}$ – напруження різання, $\sigma_{\text{зр}} = 0,7 \sigma_{\text{в}}$, для матеріалу сталь 40Х при температурі підігріву 550°C $\sigma_{\text{в}} = 300 \text{ МПа}$; $F_{\text{зр}}$ – площа зрізу, $F_{\text{зр}} = \frac{\pi D_{\text{заг}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 60^2}{4} = 2826 \text{ мм}^2$.

Тоді

$$F_{\text{опер}} = 1,6 \cdot 0,7 \cdot 300 \cdot 2826 = 949536 \text{ Н} = 949,54 \text{ кН.}$$

Зважаючи на розраховане технологічне зусилля та діаметр вихідної заготовки, для реалізації операції обрано гідравлічні ножиці моделі Q35Y-30 [30]. Технічні характеристики цього обладнання представлено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 - Технічні дані ножиць Q35Y-30

Номінальне зусилля, кН		1600
Кількість ходів в хвилину		6
Розмір перерізу прокату, що ріжеться, мм	коло	65
	квадрат	55
	товщина листа	40
Потужність приводу, кВт		11
Габаритні розміри, мм		2680x1040x2300
Маса ножиць, т		6,8

4.7 Операції і переходи штампування

Виков деталі «зубчасте колесо» має симетричну форму та круглу конфігурацію в плані, тому її штампування виконуватиметься в торець. Відповідно до цієї геометрії, виріб належить до 1-ї групи 2-ї підгрупи виковів.

Зважаючи на таку класифікацію, технологічний процес штампування складатиметься з двох переходів: на першому етапі здійснюватиметься осадка заготовки, а на другому — остаточне формування геометрії колеса. Завершальною операцією для отриманого викову стане пробиття внутрішньої перемички.

4.8 Температурний режим штампування

Розділені на ножицях заготовки переміщуються по рольгангу в тару, яку за допомогою мостового крана доставляють до індукційної печі. Термічна обробка металу перед деформацією передбачає наступні температурні режими [30]:

- осадка: 1230 °C;
- штампування: 1200 °C;
- обрізування перемички: 1000 °C.

Нагрівання напівфабрикатів перед штампуванням здійснюється в індукційному нагрівачі, технічні характеристики якого представлені у табл. 4.4.

Таблиця 4.4 - Параметри індукційного нагрівача

Внутрішній діаметр, мм	174
Довжина обмотки, мм	1880
Число витків	57
Число заготовок у індукторі	8
Частота струму, кГц	1
Напруга, В	860
Середня потужність генератора, кВт	650
Темп видачі заготовлі, с	33
Час нагрівання заготовки, с	265
Продуктивність, кг / год	2060

В індукційному нагрівачі заготовки безперервно переміщуються з постійною швидкістю за допомогою пневматичного приводу. Конструкція індуктора розрахована на одночасне перебування всередині восьми заготовок. Подальше транспортування нагрітого металу до наступних технологічних постів здійснюється за допомогою ланцюгового конвеєра.

4.9 Технологічна карта процесу штампування

Розрахунок технологічного зусилля для процесу штампування в межах цієї роботи не проводився. Основним завданням під час розробки технології виготовлення викова зубчастого колеса є точне визначення тривалості виконання технологічних та допоміжних транспортувальних операцій.

Після завершення остаточного формування викова та операції обрізки центральної перемички здійснюють термічну обробку. Вона необхідна для зняття залишкових внутрішніх напружень, що виникли в металі після деформації, а також для суттєвого поліпшення подальшої обробки заготовки різанням.

Для викова зі сталі 40Х застосовують термічну обробку у вигляді поліпшення (термомодифікації), яка складається з гартування та наступного високого відпуску (нагрівання до температури на 20–40 °С нижче критичної

точки As1 за діаграмою стану залізо-вуглець із подальшою витримкою). У результаті такої обробки твердість матеріалу вихова становитиме 270...320 НВ.

Очищення поверхні від залишків окалини здійснюється методом хімічного травлення, який додатково дозволяє ефективно виявити можливі поверхневі дефекти вихова. Тривалість процесу травлення становить 15–18 хвилин, залежно від робочої температури ванни та концентрації кислотного розчину.

На завершальному етапі підготовлений та очищений вихов зубчастого колеса передається на дільницю механічної обробки. Детальна технологічна карта процесу виготовлення із зазначенням штучно-калькуляційного часу для кожної операції наведена в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 - Технологічна карта виготовлення вихову для отримання деталі «Зубчасте колесо»

№ п/п	Назва і зміст операції	Обладнання	Орієнтовний час виконання операції, хв
1	Транспортувальна. Переміщення пакетів круглого сортового прокату до зони первинного нагріву.	Кран мостовий (вантажопідйомність 5 т)	3
2	Термічна. Попереднє індукційне нагрівання прутків до 550 °С для полегшення розкрою.	Піч індукційна з підйомно крокуючими бойками.	3
3	Заготівельна (різання). Розкрій підігрітого сортового круга на штучні заготовки.	Комбіновані гідравлічні прес-ножиці Q35Y-30	0,05

Продовження таблиці 4.5

4	Контрольна. Перевірка геометричних параметрів отриманих заготовок ($d = 60$ мм, $l=138,7$ мм).	Спеціалізований калібрувальний та вимірювальний інструмент	5
5	Транспортувальна. Доставка штучних заготовок у цеховій тарі до штампувального агрегату.	Кран вантажопідйомний (5 т), виробнича тара	3
6	Термічна. Остаточний індукційний нагрів заготовок під штампування до температури 1250 °С.	Індукційний нагрівач із пневматичним прошовхувачем	5
7	Контрольна. Моніторинг та фіксація температури гарячого вихідного металу.	Фотоелектричний пірометр (модель ФЕП-2 або аналог)	0,33
8	Кувально-штампувальна. Послідовна осадка заготовки та остаточне формування викові.	Кривошипний гарячештампувальний прес (КГШП)	0,25
9	Обрізна. Видалення (пробиття) центральної технологічної перемички у сформованому викові.	Прес КГШП простої дії (або обрізний прес)	0,17

Продовження таблиці 4.5

10	Термічна. Поліпшення структури металу (гартування + високий відпуск) для зняття напружень.	Автоматизований конвеєрний термічний агрегат (типу СТОА 16)	95
11	Очисна. Хімічне видалення окалини з поверхні вихова та контроль дефектів.	Промислова ванна для хімічного травлення	18
12	Фінішний контроль. Кінцева дефектоскопія та приймання готових виховів зубчастого колеса.	Контрольно-вимірювальний інструмент та шаблони	10

4.10 Механічна обробка поковки деталі «Зубчасте колесо»

Механічна обробка вихову має бути виконана для отримання готового виробу, відповідно до розмірів, які вказані на рис. 4.1.

Карта маршруту обробки вихову зубчастого колеса показана в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 - Маршрут обробки поверхонь колеса

№ п/п	Розмір поверхні	Квалітет	R_a , мкм	Технологічний перехід	Квалітет	R_a , мкм
1.	Ø40	H7	3,2	Свердління чорнове	H14	12,5
				Розточування напівчистове (або зенкерування)	H11	6,3
				Протягування чистове	H7	3,2
2.	Лівий торець	-	6,3	Точіння чорнове	-	12,5
				Точіння напівчистове	-	6,3
3.	Ø60	h14	6,3	Точіння чорнове	h14	12,5
				Точіння напівчистове	h14	6,3
4.	Правий торець	—	6,3	Точіння чорнове	-	12,5
				Точіння напівчистове	-	6,3

Продовження таблиці 4.6

5.	Ø105	H14	6,3	Точіння чорнове	H14	12,5
				Точіння напівчистове	H14	6,3
6.	Ø123.1	h12	3,2	Точіння чорнове	h14	12,5
				Точіння чистове	h12	3,2
7.	Зубчатий вінець	Ступінь точності 8-С	1,6	Зубофрезерування	-	2,5
8.	Ø10	H14	12.5	Свердління Ø10	H14	12.5
9.	Шпоночний паз	JS9	3.2	Протягування	JS9	3.2
10.	Фаска 1 × 45°	—	6.3	Точіння чистове	—	6.3
11.	Фаска 1 × 45°	—	6.3	Точіння чистове	—	6.3

4.11 Висновок до розділу 4

У результаті виконано розроблення технологічного процесу виготовлення деталі «Зубчасте колесо» із сталі 40Х для серійного виробництва обсягом 10 тис. виробів на рік. Проведено аналіз конструкції деталі, її технологічності та визначено оптимальний спосіб отримання заготовки шляхом гарячого штампування в закритому штампі на кривошипному гарячештампувальному пресі з використанням індукційного нагріву. Обраний метод забезпечує високу продуктивність, точність геометричних параметрів, покращені механічні властивості металу та раціональне використання матеріалу. Виконано розрахунок геометричних параметрів вихідної заготовки, визначено припуски на механічну обробку, штампувальні ухили, напуски, коефіцієнти розкрою та норму витрати металу. Обґрунтовано вибір обладнання для розкрою прокату, нагрівання та штампування, розраховано основні параметри технологічного процесу й температурні режими деформування. Розроблено технологічну карту виготовлення вихідної заготовки із зазначенням послідовності операцій, часу їх виконання та необхідного оснащення, а також маршрут механічної обробки поковки до отримання готової деталі відповідно до вимог креслення. Запропонована технологія забезпечує отримання якісного зубчастого колеса з

необхідними показниками точності, шорсткості поверхонь і експлуатаційними характеристиками при мінімізації виробничих витрат та високій ефективності серійного виробництва.

ВИСНОВКИ

У межах дипломного проєкту було розроблено конструкцію мобільної роботизованої гусеничної платформи з високою прохідністю, призначеної для виконання транспортних та моніторингових завдань у складних умовах пересіченої місцевості.

На базі підприємства, де проходила переддипломна практика, було сформовано технічне завдання на проєктно-конструкторську роботу, у якому було чітко поставлено вимоги до геометричних параметрів, тягово-зчіпних властивостей, маневреності та захищеності вузлів ходової частини проєктованого робота.

На основі проведеного глибокого аналізу науково-технічних літературних джерел, існуючих аналогів та патентів світових виробників було розроблено власну оригінальну конструкцію ходової системи. Вона базується на гусеничній стрічці з V-подібним ґрунтозацепом та внутрішнім армуванням високоміцним сталевим кордом, що у поєднанні з підресореною системою опорних катків повністю забезпечує виконання поставлених вимог щодо стабільності руху та самоочищення рушія від бруду.

Проведено повне тривимірне 3D-моделювання елементів приводу, підвіски та корпусу платформи в CAD-середовищі з наступним проведенням перевірочних розрахунків довговічності підшипникових вузлів, а також оформленням повного комплексу конструкторської документації: загального вигляду платформи, складального кресленника приводу, специфікацій та робочих креслеників оригінальних деталей пристрою.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ходова частина гусеничних тракторів. URL: https://budova-traktoriv.com.ua/hodova_chastyna_gusenychni.html (дата звернення: 08.01.2026).
2. Агроосвіта. URL: https://rafk.if.ua/ebook/trakt2/6/6_2.htm (дата звернення: 17.01.2026).
3. Kemer. What Are The Two Types Of Undercarriage? Rubber Tracks Vs. Steel Tracks. URL: https://www.crawlerchassis.com/news/what-are-the-two-types-of-undercarriage-rubber-85281188.html?utm_source (дата звернення: 15.01.2026).
4. MonsterTires. HYBRID STEEL TRACKS WITH PADS. URL: https://monstertires.com/hybrid-steel-tracks-pads/?utm_source (дата звернення: 26.01.2026).
5. AFTparts. What Are Track Roller Product Types & Specifications?. URL: <https://ca.aft-parts.com/blogs/track-roller/what-are-track-roller-product-types-specifications> (дата звернення: 31.01.2026).
6. Suspension system for a tracked vehicle : пат. US6810975B2. URL: <https://patents.google.com/patent/US6810975B2/en> (дата звернення: 12.02.2026).
7. Suspension and lock-out systems for a tracked vehicle : пат. US20150166133A1. URL: <https://patents.google.com/patent/US20150166133A1/en> (дата звернення: 06.02.2026).
8. Suspension and lock-out systems for a tracked vehicle : пат. US20150166133A1. URL: <https://patents.google.com/patent/US20150166133A1/en> (дата звернення: 06.02.2026).
9. European Defence Review. The Ziesel UGV by Diehl Defence. URL: <https://www.edrmagazine.eu/the-ziesel-ugv-by-diehl-defence> (дата звернення: 01.03.2026).
10. MILREM ROBOTICS. THEMIS. URL: <https://milremrobotics.com/themis-family/> (дата звернення: 03.03.2026).
11. Alpha Wolf. Wolf R1. URL: <https://www.alpha-wolf.de/en/alpha-wolf-r1/> (дата звернення: 06.03.2026).

12. RUBAG. RUBAG tracked dumper RUKI50 electric. URL: <https://www.rubag.ch/en/products/rubag-tracked-dumper-ruki50-electric> (дата звернення: 07.03.2026).
13. BERGMANN. The track dumper. URL: <https://www.bergmann-dumper.com/en/transport-solutions/dumpers/c901-self-loader/> (дата звернення: 09.03.2026).
14. PowerPac. PowerPac Battery-Powered Tracked Dumper Type RDE500. URL: <https://www.powerpac-shop.de/en/p/electric-track-dumper-type-rde500-green-platform> (дата звернення: 10.03.2026).
15. JCJRobot. KOMODO10 tracked robot Robot Chassis Robot Chassis robot large robot chassis robot chassis kits Heavy duty robot chassis 600KG. URL: <https://www.jcsrobot.com/product/product-9-856.html> (дата звернення: 12.03.2026).
16. ColMac. Tracked Wheelbarrow Tucano 550e. URL: <https://www.colmac-italia.com/en/product/tracked-wheelbarrow-tucano-550e/> (дата звернення: 13.03.2026).
17. HIKING. Tracked Electric Wheelbarrow Kit. URL: <https://www.hkfloormach.com/track-barrow/tracked-electric-wheelbarrow-kit/?> (дата звернення: 15.03.2026).
18. ANGATEC. TEC800 The robot that goes where humans no longer can.. URL: <https://www.angatec.com/en/> (дата звернення: 16.03.2026).
19. Загальна динаміка гусеничного трактору. Зовнішні сили, що діють на гусеничний трактор. URL: [https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/%D0%A2%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B8%20%D1%82%D0%B0%20%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%20\(%D0%A1%D0%B0%D1%86%D1%8E%D0%BA%20%D0%92.%D0%92.\)/z/21+.htm](https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/%D0%A2%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B8%20%D1%82%D0%B0%20%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%20(%D0%A1%D0%B0%D1%86%D1%8E%D0%BA%20%D0%92.%D0%92.)/z/21+.htm) (дата звернення: 02.04.2026).
20. КІРІСНКО О. А., ГУЗЕНКО Ю. М. ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН. ДЕТАЛІ МАШИН РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ. Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». : – К.: НТУУ «КПІ», 2016. 186 с. URL:

<https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/50b79baa-0ee9-4769-836d-743d21a25c09/content> (дата звернення: 19.04.2026).

21. Романюк Олександр Дмитрович . МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ до виконання курсового проекту з «Деталей машин». С. 100. URL: <https://www.dstu.dp.ua/Portal/Data/1/5/1-5-mzp17.pdf> (дата звернення: 22.04.2026).

22. Малащенко О. В., Янків В. В. Деталі Машин. Проектування елементів механічних приводів. Львів : "Новий світ-2000", 2018. 265 с. URL: https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2019/Malash_2018_264.pdf (дата звернення: 30.04.2026).

23. SKF. KR 90 PP. URL: <https://www.skf.com/il/products/rolling-bearings/track-rollers/cam-followers/productid-KR%2090%20PP> (дата звернення: 08.05.2026).

24. AliExpress. ATV Front and Rear Shock Absorber Spring. URL: <https://surl.lt/bdxrhm> (дата звернення: 16.04.2026).

25. Hydromarket. Гумова гусениця. URL: <https://hydromarket.com.ua/ua/p1627872013-rezinovaya-gusenitsa-tagex.html> (дата звернення: 18.05.2026).

26. МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ Національний університет «Запорізька політехніка». МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ до практичних занять з курсу „Технологія гарячого штампування” і „Проектування та розрахунок штампового оснащення для гарячого штампування”. URL: <https://eir.zp.edu.ua/server/api/core/bitstreams/6822f1ed-f7d7-48c6-a65f-e8cd6e0a19df/content> (дата звернення: 15.05.2026).

29. Metinvest-smc. Сталь 40X. URL: <https://metinvest-smc.com/ua/steel/stal-40kh/?srsId=AfmBOoojpWAgjGWpAHtqpUlcNfMCyKjV3cYJMcCkEgbqBWAz0t5XnLjYd> (дата звернення: 15.05.2026).

30. HOLEKS. КОМБІНОВАНІ ГІДРАВЛІЧНІ ПРЕС-НОЖИНИ. URL: <https://holeks.tech/ru/catalog/kombinirovannye-gidravlicheskie-press-nozhniczy-q35y-30-tma-machine/> (дата звернення: 21.05.2026).

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Специфікація до складального креслення приводу гусеничної платформи

Формат		Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
					Документація		
				ДП МК22.01.000 СК	Складальне креслення	1	
					Складальні одиниці		
			2		Муфта	1	
			13		Корпус 1	1	
			14		Корпус 2	1	
			16		Корпус 3	1	
			18		Корпус 4	1	
			20		Корпус 5	1	
					Деталі		
			15		Кришка на підшипник	1	
			19		Вал 1	1	
			21		Кришка на сателіти	1	
			23		Кришка на сателіти 2	1	
			32		Втулка на вал 2	1	
			33		Вал 2	1	
			34		Втулка на вал 1	1	
			35		Проставка на гальма	1	
			37		Колесо	1	
			38		Шестерня	1	
			40		Сателіт	3	
			43		Коронна шестерня	1	
	</						

Кількість

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		44		Сонячна шетсерня	1	
		45		Кришка на підшипник велика	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		1		Двигун	1	
		3		Манжета 25x52x7 HM55 R SKF	1	
		4		Гвинт упорний DIN 564 M8x18	1	
		5		Шпонка 6x6x22 ДСТУ 23360	2	
		6		Гвинт M4x16 ДСТУ ISO 4762	4	
		7		Шайба 4,3 ДСТУ ISO 7092	4	
		8		Шайба 4Л ДСТУ ГОСТ 6402	4	
		9		Шпилька M8x380 ДСТУ ISO 4762	8	
		10		Гайка M8 ДСТУ ISO 7092	64	
		11		Шайба 8Л ДСТУ ГОСТ 6402	32	
		12		Шайба 8,4 ДСТУ ISO 7092	32	
		17		Підшипник 6215 SKF	2	
		22		Шайба 10Л ДСТУ ГОСТ 6402	4	
		24		Шайба 6,4 ДСТУ ISO 7092	6	
		25		Шайба 6Л ДСТУ ГОСТ 6402	6	
		26		Гвинт M6x16 ДСТУ ISO 4762	6	
		27		Підшипник 7306 SKF	2	
		28		Манжета 40x65x7 HM55 R SKF	1	
		29		Шайба 10,5 ДСТУ ISO 7092	4	
		30		Гайка M10 ДСТУ ISO 7092	4	
		31		Кільце 45 ДСТУ ГОСТ 13943	6	
		36		Гальма	1	
		47		Підшипник 6004 SKF	6	
		49		Підшипник 6303 SKF	1	
		50		Підшипник 6305 SKF	1	
		51		Шпонка 8x7x36 ДСТУ 23360	1	
		52		Шпонка 6x7x25 ДСТУ 23360	1	
		53		Шпонка 6x7x25 ДСТУ 23360	1	

Інд. № докл.

Лист

№ докум.

Ліст.

Дата

ДП МК22.01.000 СП

Лист
2

Копіював _____ Формат А4

[illegible]

ДОДАТОК В

Креслення викову

