

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

Механіко-машинобудівний інститут

Кафедра конструювання машин

До захисту допущено:

Завідувач кафедраю

_____ **Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО**

«__» _____ 20__ р.

Дипломний проєкт

на здобуття ступеня бакалавра

за освітньо-професійною програмою «Інструментальні системи
інженерного дизайну»

спеціальності 131 «Прикладна механіка»

на тему: «Гібридний рушій високої прохідності мобільного
роботизованого комплексу»

Виконав (-ла):

студент (-ка) IV курсу, групи МВ-02

Середа Богдан Володимирович _____

Керівник:

д.т.н., професор,

Струтинський Василь Борисович _____

Рецензент:

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

Студент (-ка) _____

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма «Конструювання та дизайн машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедру

_____ Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО

«___» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Середі Богдану Володимировичу

1. Тема проєкту «Гібридний рушій наземного роботизованого комплексу», керівник проєкту Професор, д.т.н.

Струтинський В.Б, затверджені наказом по університету від «___» _____
20__ р. № _____

2. Термін подання студентом проєкту _____

3. Вихідні дані до проєкту

4. Зміст пояснювальної записки

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

6. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
	Патентно-інформаційне дослідження	02.02-15.03	виконано
	Схемні рішення рушіїв. Вібраційні приводи	26.04-03.05	виконано
	Робочі процеси інерційних рушіїв	10.05-17.05	виконано
	Конструктивні рішення інноваційних рушіїв	17.05-24.05	виконано
	Проектування валу та еліптичного колеса	25.05-30.05	виконано
	Проектування вібраційного механізму	30.05-04.06	виконано
	Попередній захист	05.06.2024	виконано
	Оформлення документації	05.06-10.06	виконано
	Захист ДПБ		

Студент

Середа Б. В.

Керівник

Струтинський В.Б.

Відомість до дипломного проєкту

Пояснювальна записка до дипломного проекту
На тему: «ГІБРИДНИЙ РУШІЙ ВИСОКОЇ ПРОХІДНОСТІ
МОБІЛЬНОГО РОБОТИЗОВАНОГО КОМПЛЕКСУ»

Київ-2024

Зміст

ВСТУП	7
Анотації	9
Abstracts.....	9
1. ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1 Приклад виконання мобільного роботизованого комплексу з гусеничним рушієм.	10
1.2 Приклад виконання мобільного роботизованого комплексу з колісним рушієм.	15
1.3 Приклад виконання вібраційного конвеєра для подачі піску.....	17
1.4 Приклад виконання конвеєру для подачі матеріалу з резервуару 20	
2. СХЕМНІ РІШЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ РУШІВ. ВІБРАЦІЙНІ ПРИВОДИ	23
2.1 Високочастотні віброприводи.....	23
2.2 Вібраційні транспортери з підкиданням вантажу.....	32
3 ГУСЕНИЧНИЙ ПРИВІД	39
3.1 Кінематика гусеничний стрічок.....	39
3.2 Динаміка гусеничних рушіїв.....	41
3.3 Щеплення гусениць з ґрунтом.	45
3.4 Загальна динаміка гусеничних механізмів.	47
4. ЕЛІПТИЧНІ ЗУБЧАСТІ КОЛЕСА	52
ВИСНОВКИ	57
ДЖЕРЕЛА	58

ВСТУП

В умовах війни українці як ніколи дізнались ціну людського життя. Наші військові та цивільні щоденно ризикують життям аби надати гідне майбутнє своїм дітям, тож українські інженери мають дуже важливу місію – зберегти якомога більше життів, які нас боронять. Найдієвіший спосіб це зробити – дручити небезпечні місії механізмам.

Розвиток беспілотних літальних апаратів дає колосальну перевагу у веденнях бойових дій, проте існують завдання, з якими БПЛА впоратись невзможі, наприклад, виконувати тонкі операції маліпулятором, мінування, саперство, наземна розвідка, евакуація поренених, тощо.

На відміну від літальних апаратів, наземні роботизовані комплекси мають набагато більші труднощі пересування. Наше завдання, як інженерів, вирішити проблему прохідності, ваги та функціональності наземних роботів. Одним із варіантів вирішення проблеми прохідності є використання рушіїв різних типів, які будуть допомагати один одному подолати перешкоди.

Загально відомо, що в складних погодних умовах гусеничні рушії мають перевагу над колісними за рахунок більшої площі контакту з поверхнею, проте відносно малі габарити та маса роботизованого комплексу не зможуть протистояти багнюці, трясовині, вологій траві, талому снігові, піску, тощо. На допомогу гусиницям можуть прийти вібраційні рушії, які вздовж кривої траєкторії виконують високочастотні коливання в потрібному напрямку.

Існуючі варіанти приводів, основаних на вібраційних коливаннях, мають ряд суттєвих недоліків такі як: надмірне шумове забруднення, мала потужність та низький ККД. Тож галузь застосування таких приводів зводиться до промислових дробилок, вібраційних живильників та транспортувальників.

Для досягнення більшої рушійної сили, я взяв за основу вали зі зміщеними центрами мас, які будуть відігравати роль певних маховиків, що даватимуть поштовх від дисбалансу в потрібному напрямку.

Проте аби досягти результативного руху в перед, а також під кутом до горизонту, аби мобільний роботизований комплекс не заривався «носом» в трясовину, нам необхідно задати відповідну циклічність обертання ексцентрикових валів. Саме еліпсні колеса допоможуть нам виконати контрольовані вібрації для руху не по прямій, а по кривій лінії, аби виштовхнути роботизований комплекс з трясовини або подолати високу вологу траву. Зміщені центри дають змогу вибрати оптимальну частоту та напрямок для просування.

Анотації

Метою дипломного проекту є створення гібридного рушія високої прохідності мобільного роботизованого комплексу з поєднанням гусеничного та вібраційного рушіїв. Було порівняно різні варіанти виконання вібраційних рушіїв та мобільних роботизованих комплексів.

Було розроблено концептуальну графічну та кінематичну схему майбутнього мобільного роботизованого комплексу.

Розроблено та змодельовано динамічний механізм, принцип роботи якого лежить у використанні некруглих зубчастих коліс та ексцентричних валів.

Ключові слова: вібраційний привід, гусеничний рушій, мобільний роботизований комплекс.

Abstracts.

The objective of the diploma project was to design a hybrid all-terrain vehicle for a mobile robotic complex, combining a crawler and vibration propulsion system. A comparative analysis was conducted to evaluate various designs of vibration propulsion systems and mobile robotic systems.

A conceptual graphic and kinematic diagram of the future mobile robotic complex were developed.

A dynamic mechanism was developed and modelled, the principle of which is based on the use of non-circular gears and eccentric shafts.

Keywords: vibration drive, crawler, mobile robotic complex.

1. ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Приклад виконання мобільного роботизованого комплексу з гусеничним рушієм.

Дана корисна модель відноситься до технічної галузі інтелектуальних мобільних роботів, зокрема до наземної мобільної бойової платформи роботів.

Посилаючись на рис. 1.1.1 та рис. 1.1.2, втілення цього винаходу забезпечує наземну мобільну бойову платформу робота, що включає кузов 1 транспортного засобу, переднє колесо 2 і заднє колесо 3, які приводять кузов 1 транспортного засобу в дію та контролюють рух кузова 1 транспортного засобу. Пристрій 4 керування та пристрій 5 дистанційного керування передбачені незалежно. Пристрій 4 керування розташований у кузові 1 транспортного засобу. Переднє колесо 2 і заднє колесо 3 являють собою два комплекти двосторонньо симетрично розташованих, а заднє колесо 3 є круглим гумовим колесом. Перший кроковий двигун 6, другий кроковий двигун 7 і третій кроковий двигун 8, з'єднані з пристроєм 4 керування, передбачені в кузові 1 транспортного засобу. Перший кроковий двигун 6 використовується для керування переднім колесом 2 з лівого боку. Обертаючись, другий кроковий двигун 7 використовується для керування обертанням переднього колеса 2 з правого боку, а два набори задніх коліс 3 з'єднані з кузовом 1 автомобіля через ведучий вал 31, а шестерня 32 з'єднана до ведучого вала 31. Вхідний двигун 8 використовується для керування обертанням шестерні 32, обертання шестерні 32 приводить в рух ведучий вал 31, а обертання ведучого вала 31 приводить в рух заднє колесо 3 до обертати.[1]

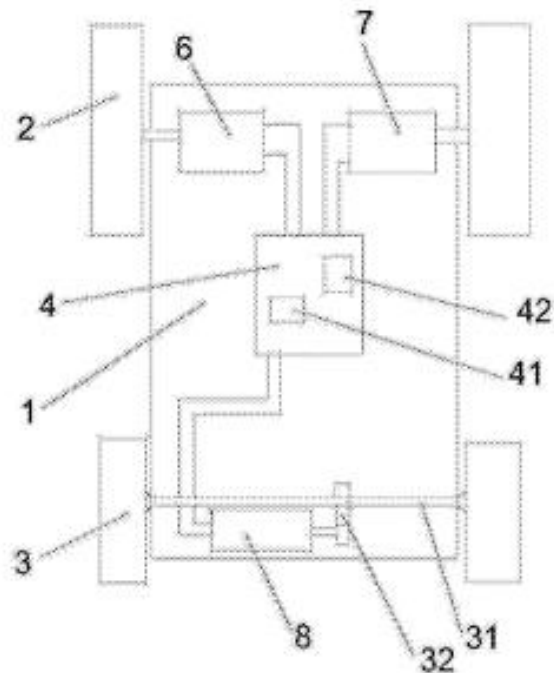


图1

Рисунок 01.1.1 Схематичний структурний вигляд наземної мобільної бойової платформи робота відповідно до цього винаходу[1]

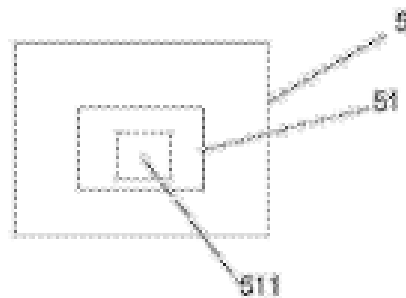


图3

Рисунок 1.1.2 принципова схема пристрою дистанційного керування для наземної мобільної бойової платформи робота відповідно до цього винаходу.[1]

Посилаючись на рис. 3, переднє колесо 2 містить ведуче колесо 21, перше ведене колесо 22 і друге ведене колесо 23. Гусеничний ремінь 24 розташований між ведучим колесом 21, першим веденим колесом 22 і другим веденим колесом 23 і проходить через гусеницю 24. Ведуче колесо 21 з'єднане з першим веденим колесом 22 і другим веденим колесом 23, і ведуче колесо 21 працює для передачі потужності першому веденому колесу 22 і другому веденому колесу 23. ведуче колесо 21 з лівого боку проходить через Кероване кроковим двигуном 6, роботою ведучого колеса 21 з правого боку керує другий кроковий двигун 6, а центр ведучого колеса 21, центр першого ведене колесо 22, і центр другого веденого колеса 23 утворюють трикутник. Центр першого веденого колеса 22 і центр другого веденого колеса 23 утворюють перший відрізок лінії трикутника, а центр ведучого колеса 21 і центр першого веденого колеса 22 утворюють другий відрізок лінії трикутника. трикутник, а ведуче колесо 21. Центр другого веденого колеса 23 утворює трикутний третій відрізок, довжина другого відрізка дорівнює довжині третього відрізка, а кут між першим відрізком і другим відрізком дорівнює 15 градусам.[1]

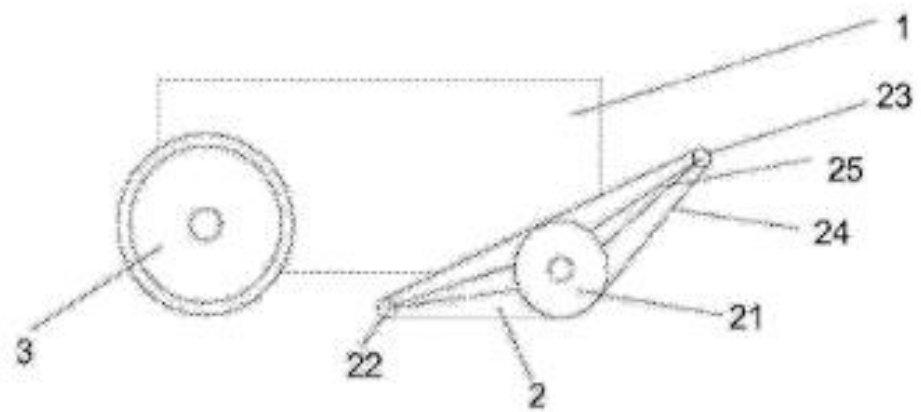


图2

Рисунок 1.1.3 Вид збоку наземної мобільної бойової платформи робота відповідно до цього винаходу.[1]

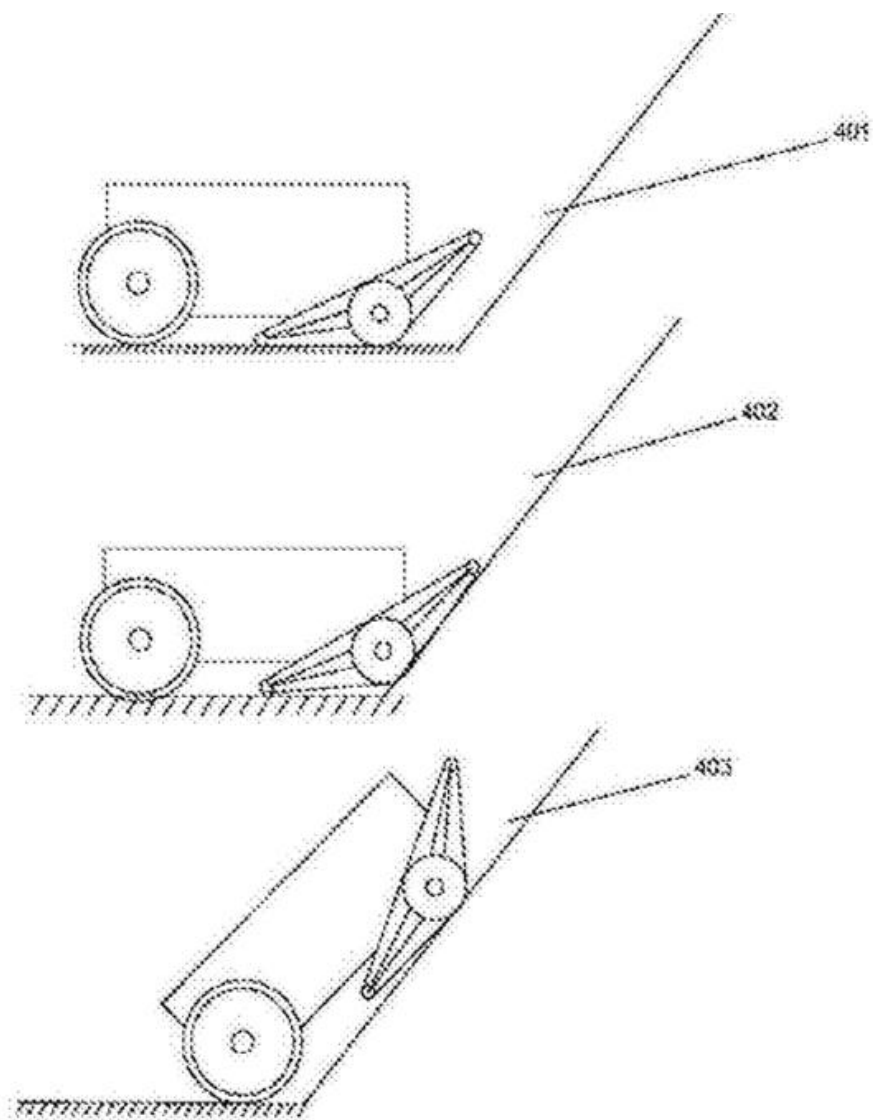


Рисунок 1.1.4 Схематичне зображення, що показує стан, у якому наземна мобільна бойова платформа робота піднімається на крутий виступ.[1]

Висновок: хоча даний винахід має досить цікаву трикутну конструкцію фліпера, що дозволяє легше долати виступи та зміни рельєфу, проте даний мобільний роботизований комплекс можна буде використовувати з максимальною ефективністю лише по твердому ґрунті чи асфальті. До того ж кут нахилу поверхні та висота перешкоди можуть ускладнити пересування.

1.2 Приклад виконання мобільного роботизованого комплексу з колісним рушієм.

Наведена нижче корисна модель належить до суміжної технічної галузі роботів і, зокрема, стосується мобільної платформи пожежного робота.

На рисунках зображено: 1. Тіло; 2. Кріпильний паз; 3. Задня стабілізуюча пластина; 4. Рухоме колесо; 5. Очисна плита; 6. Опорна платформа; 7. Передня стабілізуюча пластина; 8. Болти кріплення; 51. Фіксуєча пластина; 52, Фіксований гвинт; 53 подовжувач; 54, сполучна пластина; 61, обмежувальний болт; 62, фіксований стіл; 63 опорна колона; 71 — корпус пластини; 72, обмежувальна щілина; 73 — отвір камери; 74, індукційний отвір .[2]

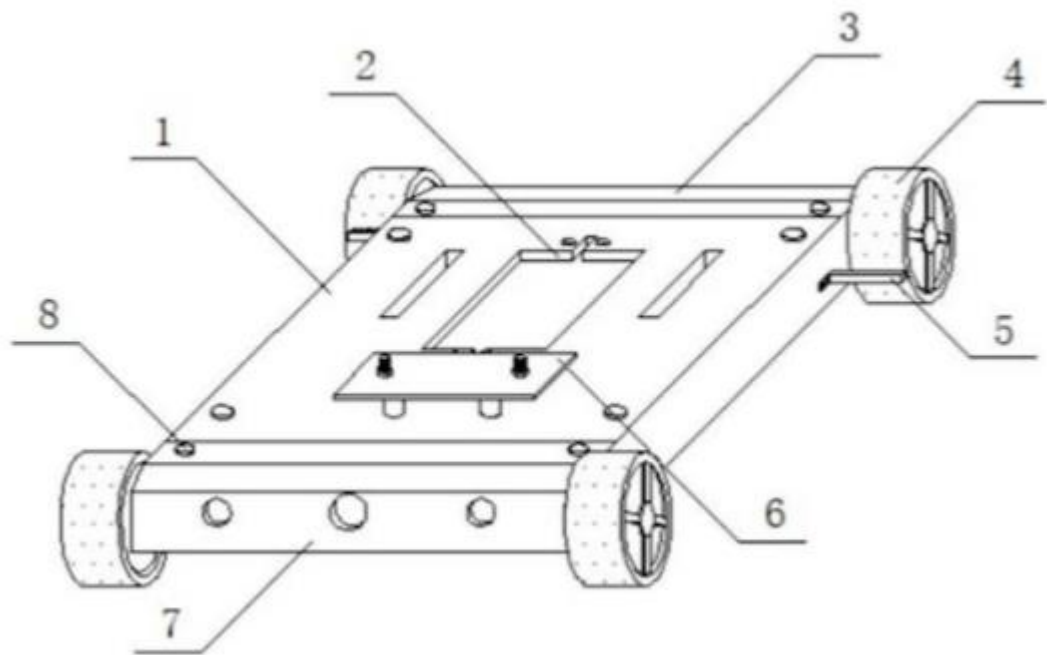


Рисунок 1.2.1 Принципова схема будови мобільної платформи пожежного робота, запропонованої корисною моделлю.[2]

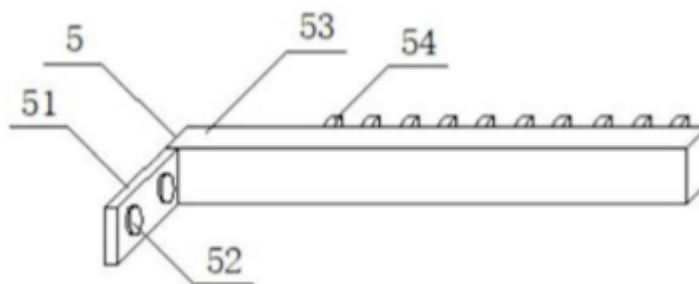


Рисунок 1.2.2 Принципова схема конструкції очисної плити мобільної платформи пожежного робота, запропонованої корисною моделлю.[2]

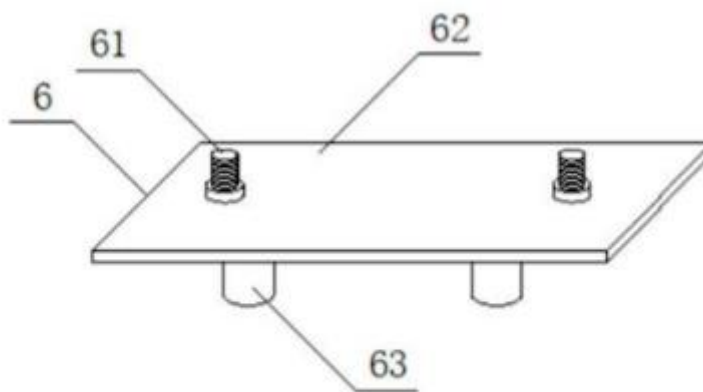


图3

Рисунок 1.2.3 принципова схема конструкції несучої платформи мобільної платформи пожежного робота, запропонованої корисною моделлю;[2]

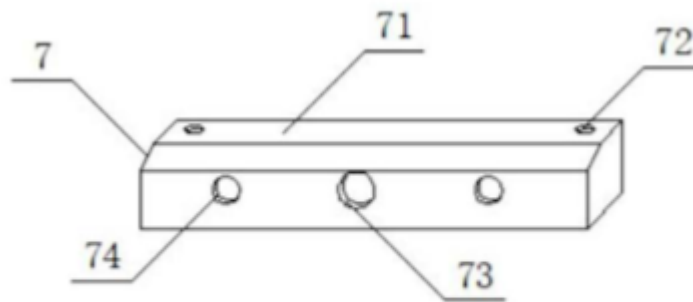


图4

Рисунок 1.2.4 Принципова схема конструкції передньої стабілізуючої плити мобільної платформи пожежного робота, запропонованого корисною моделлю.[2]

Висновок: ґрунтуючись на огляді та короткому запису даної корисної моделі, можна винести висновок, що даний мобільний роботизований комплекс має досить малі колеса, низький кліренс та низьку вантажопідйомність. Створення цього робота було для того, щоб люди мали змогу гасити пожежу в тих місцях, де знаходиться людині небезпечно, проте з огляду на малогабаритні колеса та відсутність підвіски виникає серйозне питання доцільності даного робота.

1.3 Приклад виконання вібраційного конвеєра для подачі піску

Основа ідея винаходу полягає у тому, що пісок, який потрапляє в корпус корита через вхідний отвір для піску, підкидається вгору під дією вібраційного двигуна і одночасно рухається до виходу для піску. Гумові перегородки, розташовані на виході і вході піску, запобігають розбризкуванню матеріалу з корпусу жолоба. У той же час отвір для всмоктування повітря на зовнішній кришці може поглинати пил, що може ефективно запобігти польоту розбризкуванню піску, а також покращити виробниче середовище та уникнути непотрібних втрат піску під час транспортування.[3]

На рисунку 1.3.1 і 1.3.2, зображено корпус корита 1, один кінець якого виконаний як випускний отвір для піску 2, вібраційні двигуни 3 симетрично встановлені на зовнішніх стінках з обох боків корпусу корита 1, корпус корита 1 встановлений на опорі 5 за допомогою гумової пружини 4, транспортуюча нижня пластина 6 горизонтально розташована в корпусі корита 1, зовнішня кришка 7 встановлена на корпусі корита 1, на одному з кінців зовнішньої кришки 7 розташований піскозабірник 8, на виході 2 піску та на піскозабірнику 8 розташовані гумові перегородки 9а та 9б відповідно, на зовнішній кришці 7 також розташований отвір 10 для всмоктування повітря, на транспортерному днищі 6 на виході 2 піску розташована згинаюча пластина 11, а на нижньому кінці транспортерного днища 6 через певні проміжки розташовані підсилюючі ребра 12.[3]

Формувальна суміш, що потрапляє в корпус 1 з піскозабірника 8, під дією вібраційного двигуна 3 підкидається вгору і одночасно рухається до піскорозподільника 2. Гумова перегородка 9а, розташована на виході піску 2, запобігає розбризкуванню піску і пилу з корпусу бункера 1 при виході з кузова машини. Гумова перегородка 9б на вході піску 8 закриває вхідний отвір для піску під час роботи, щоб запобігти розбризкуванню піску. Отвір для всмоктування повітря 10 на зовнішній кришці 7 може поглинати пил, що може ефективно запобігти розльоту пилу та розбризкуванню формувального піску, покращити виробниче середовище та уникнути непотрібних втрат формувального піску під час транспортування.[3]

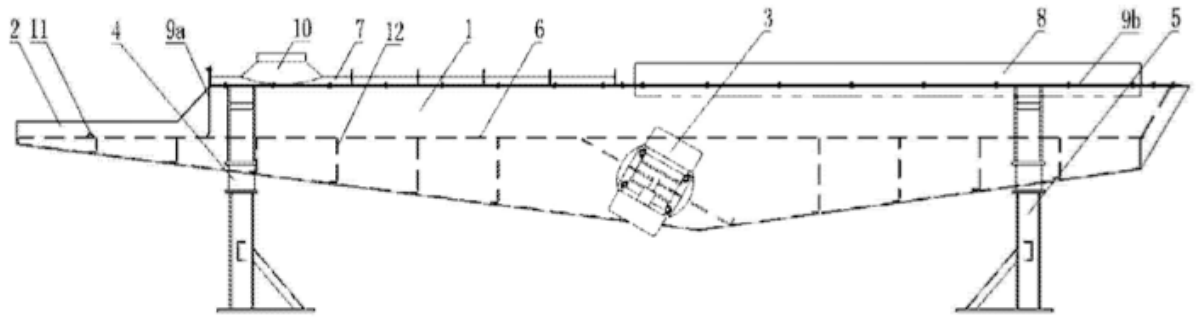


图 1

Рисунок 1.3.1 Схематичний вигляд спереду[3]

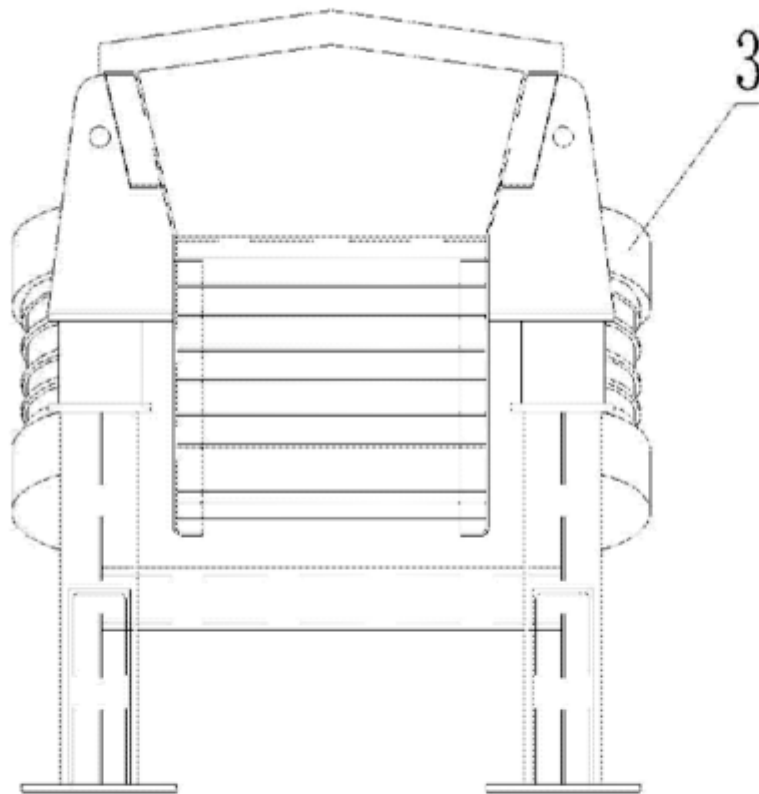


图 2

Рисунок 1.3.2 Схематичний вигляд збоку[3]

Висновки: з даної статі можна виокремити корисні для моєї мети і теми елементи такі як підкидання робочого органу від поверхні з додатковим поступальним рухом, аби зменшити силу реакції опори поверхні і мати змогу ефективніше переміщуватись.

1.4 Приклад виконання конвеєру для подачі матеріалу з резервуару

Вібраційний конвеєр - це збуджуюча сила, що генерується джерелом енергії, яка змушує матеріал виконувати простий гармонійний рух у певному напрямку вібраційного конвеєра. Коли швидкість руху досягає певного значення (більше гравітаційного прискорення), матеріал робить невеликий безперервний кидковий рух в носії (щілині), так що матеріал рухається вперед і реалізує мету транспортування. Вибір джерела збудження є ключовим питанням при проектуванні вібраційних машин. Враховуючи навантаження і швидкість конвеєра при вищевказаних умовах, двигун приводить в дію ексцентриковий блок, щоб створити збуджуючу силу обертального руху. Цей тип вібраційного конвеєра використовує два вібраційні двигуни. Синтетична коса висхідна вібраційна сила генерується, щоб змусити матеріал здійснювати діагонально-прямолінійний гармонійний рух в резервуарі. Два двигуни безперервно вібрують, і матеріал безперервно виконує циклічний кидковий рух для досягнення мети транспортування матеріалів.

На рис: 1.4.1, транспортна труба; 2, зовнішня пластина; 3, нерухомий стрижень; 4, позиціонуюча пластина; 5, верхній термоусадочний стрижень; 6, нижній стрижень; 7, з'єднувальна пластина; 8, нерухомий бічний стрижень; 10, ковпачок; 11, двигун; 12, ексцентриковий блок; 13, з'єднувальна труба; 14, сталева оболонка; 15, перша телескопічна втулка; 16, накопичувальний бункер; 17, нижня труба витоку; 19, верхній суцільний стрижень; 20, верхня суцільна дошка; 21, трубка подачі; 22, друга телескопічна втулка; 23, різьбовий стрижень; 24, пластина допоміжного положення; 25, спіральна пружина.

Відповідно до рисунку 1.4.2 , вібраційний конвеєр включає транспортувальну трубу 1. Зовнішня сторона транспортної труби 1 нерухомо забезпечена зовнішнім кожухом 2, і дві сторони транспортної труби 1 відповідно прикручені позиціонуючою пластиною 4 через фіксуєчий стрижень 3, два Нижній кінець позиціонуючої пластини 4 нерухомо з'єднаний з верхнім висувним стрижнем 5, а нижні кінці двох верхніх висувних стрижнів 5 рухомо з'єднані з нижнім втулковим стрижнем 6, причому нижній кінець верхнього висувного стрижня 5 проникає і простягається всередину нижнього втулкового стрижня 6. Нижні кінці двох нижніх комплектів штанг 6 нерухомо з'єднані зі з'єднувальною пластиною 7, а нижні частини двох з'єднувальних пластин 7 нерухомо з'єднані зі стійкою 9, а нижній кінець стійки 9 нерухомо з'єднаний з кришкою 10 і з'єднувальною пластиною 7. Нерухома бічна штанга 8 нерухомо з'єднана з правою стороною, а інший кінець нерухомої бічної штанги 8 нерухомо з'єднаний з верхньою частиною платформи 10. Двигун 11 нерухомо встановлений на передній поверхні зовнішньої панелі 2, а ексцентриковий блок 12 нерухомо встановлений на зовнішній стороні двигуна 11.

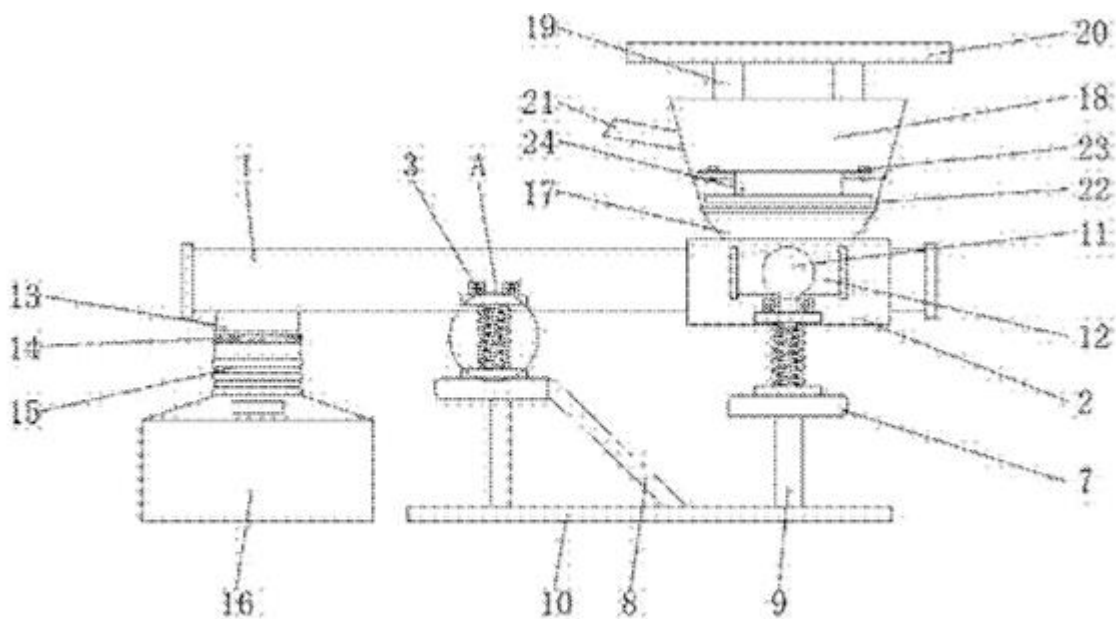


图1

Рисунок 1.4.1 Схематичне зображення структури винаходу

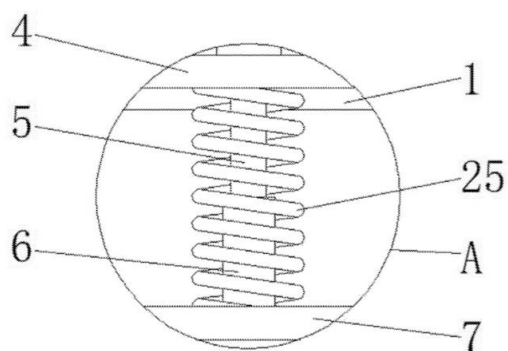


图2

Рисунок 1.4.2 схематичний збільшений вигляд частини А рисунку 1.4.1 цього винаходу

2. СХЕМНІ РІШЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ РУШІЇВ. ВІБРАЦІЙНІ ПРИВОДИ.

2.1 Високочастотні віброприводи

Високоточні вібраційні датчики руху та вібраційні двигуни відкривають нові можливості для робототехніки. Ці пристрої мають багато сильних сторін, такі як: висока роздільна здатність зі зсувом; широкий діапазон температур; низький вплив паразитних електричних або магнітних полів; має відмінні динамічні властивості в перехідних режимах (старт, стоп, покроковий режим), так як вібруючий елемент виконує місію гальма при виключенні. Ці переваги вібраційних двигунів дозволяють будувати прецизійні мікророботи, які особливо необхідні для побудови складних мікроелектронних схем. Однак одним із недоліків вібраційних приводів є обмежена вихідна потужність, що обмежує область їх застосування.

Принцип роботи вібраційного двигуна подібний до механізму, який перетворює коливання в рух, з такими відмінностями: - коливальні механізми мають низький діапазон робочих частот (до 1). кГц) на відміну високошвидкісних інверторів амплітуда вібрації в якому зазвичай становить 0,1 мм, а частота може перевищувати 20 кГц.

На рисунку 2.1.1 зображено віброрушій, що складається з коливної ланки 2, яка виконана з використанням пружинних підвісках з жорсткостями c_1 і c_2 , які в свою чергу забезпечують коливальну систему із конкретно заданими параметрами та двома ступенями вільності. Рух елемента 2 виконує коливальні рухи в одній площині і задає тангенціальну та нормальну складові швидкості динамічного навантаження ротору 1 в стані спокою. Зміщення гармонічних коливань елемента 2 за β фазою по відповідних ступенях вільності, в результаті дає необхідну послідовність зворотно-поступальних рухів елемента 2, аби привести в рух ротор на позиції 1, до того ж співвідношення $c_2 > c_1$ задає характер взаємодії ланок 1 та 2 віброрушії. Час

цієї взаємодії буде залежати від амплітуд A_1 , A_2 а також частоти Ω коливань елемента 2.

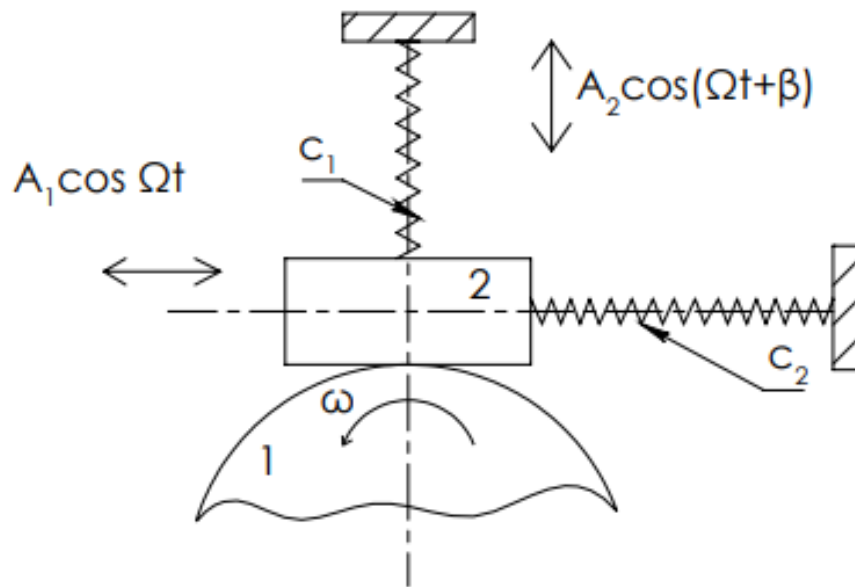


Рисунок 2.1.1

Рух активного елемента 2 в площині може створюватись не лише сумою її повздовжніх коливань у взаємно перпендикулярних осях, а й будь-якою комбінацією повздовжніх, поперечних, радіальних, згинальних, крутильних і зсувних коливань. Отже схема зображена на рисунку 2.1.2, пояснює за яким принципом працює ротаційний віброрухій у якого активна ланка 2 виконує поздовжньо-крутильні коливання. Нормальна складова динамічних навантаження виникає за рахунок повздовжніх коливальних рухів з частотою Ω та амплітудою A , а тангенціальна – завдяки крутильних з тією ж частотою, але амплітудою B . Результуюча дія цих коливань задає обертання з кутовою швидкістю ω елемента 1 у заданому напрямі, до досягається зсувом β за фазою [5].

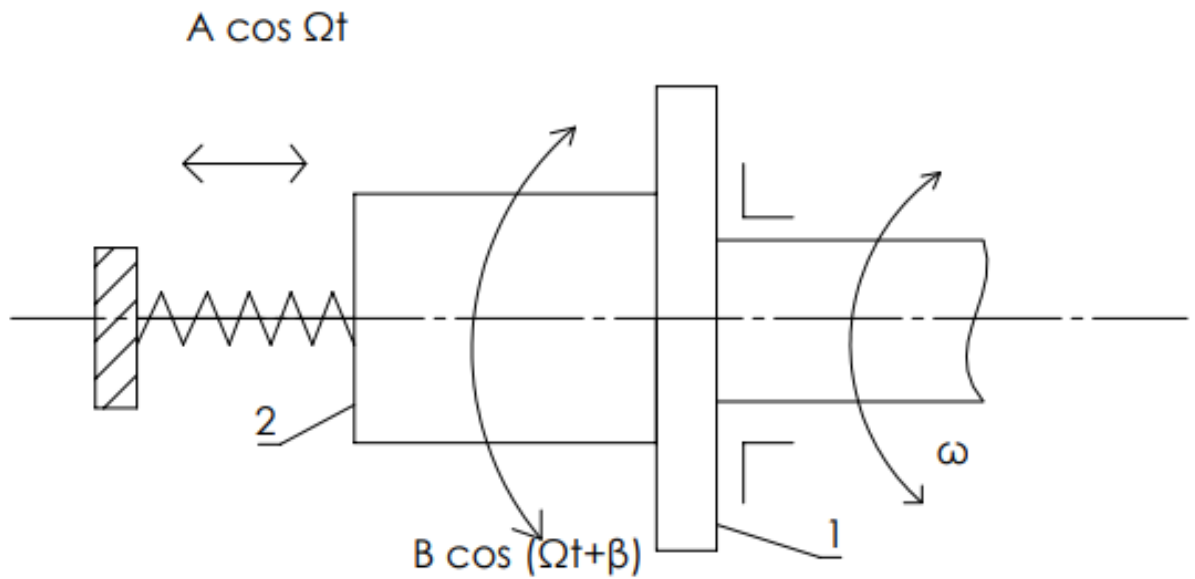


Рисунок 2.1.2

Наступний варіант виконання віброрушії, що зображено на рисунку 2.1.3, має ланку 2, що здійснює радіально-крутильні коливання, до того ж нормальну складову динамічного імпульсу створюють радіальні коливання з амплітудою A та частотою Ω , а тангенціальну - крутильні коливання з амплітудою B та частотою Ω [5]

. Як і в попередніх двох схемах, синхронізація руху цих двох компонентів на роторі 1 забезпечується зміщенням фази коливань β . Взаємодія елементів 1 і 2 може відбуватися як на внутрішній поверхні порожнистого ротора (як показано на рисунку), так і на зовнішньому зачепленні ротора.

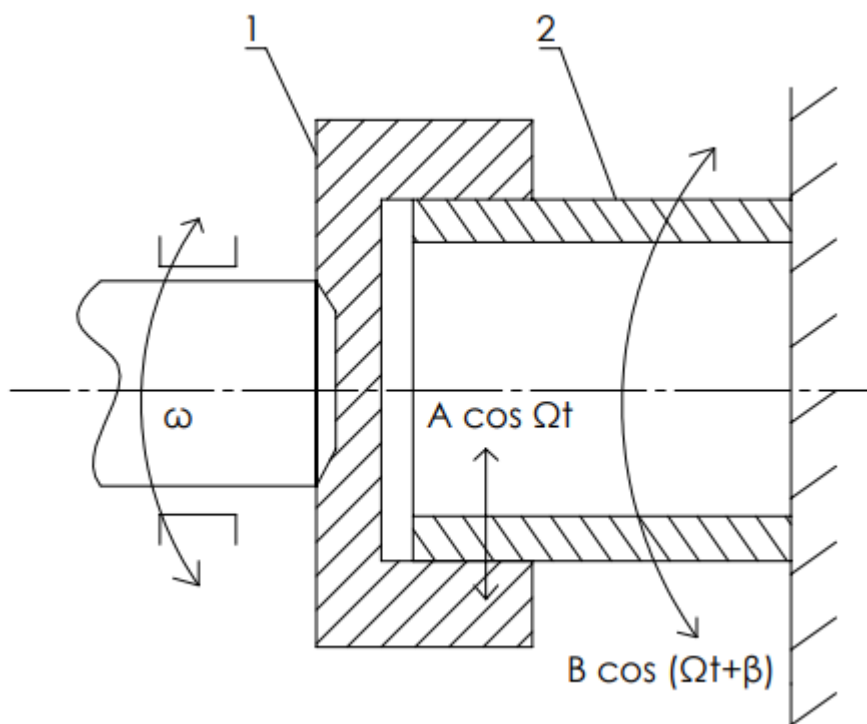


Рисунок 2.1.3

Двовимірні коливання в зоні контакту віброрушійного елемента можуть збуджуватися вбудованим в активний елемент 2 перетворювачем поздовжніх коливань (рис.2.1.4). Друга коливальна складова цієї зони виникає внаслідок згинальних коливань елемента 2 у площині xOy , що збуджуються проекцією ударного імпульсу на вісь ординат. Для забезпечення максимальної швидкості ω ротора 1 необхідно, щоб резонансні частоти поздовжньої вібрації та згинальної вібрації збігалися, а це змінює жорсткість s пружної підвіски та частоту поздовжньої вібрації, яка є збурення ротора 1. Такий результат простіше всього досягти шляхом підбору. Активний елемент 2 і його форма (матеріал) повинні бути заповнені [5].

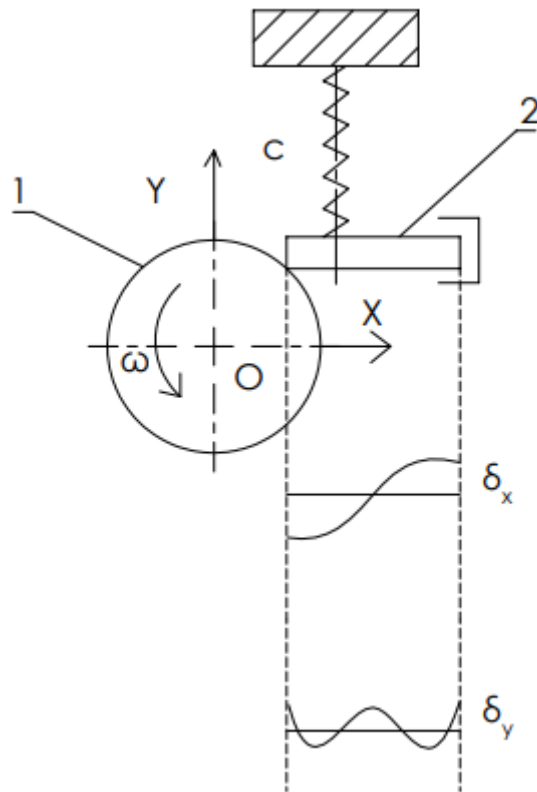


Рисунок 2.1.4

Однак на практично впливає, що найбільш ефективною є зміна умов фіксування вільного краю ланки 2, як варіант підбором кута α (рисунок 2.1.5).

Незважаючи на відносну простоту, однокомпонентні віброрухії не допускають симетричного реверсування руху, що суттєво обмежує область їх застосування.

Існують схеми вібраційних двигунів з одновимірним рухом активної ланки, що спричинено одновимірними поздовжніми і поперечними коливаннями в зоні контакту ланок. На рисунку 2.1.5 зображено схему вібраційного двигуна у вигляді двороторної системи 2. При цьому контактна зона ротора (для усунення поздовжніх коливань елемента 2) розташована строго симетрично відносно осі елемента 2 [5].

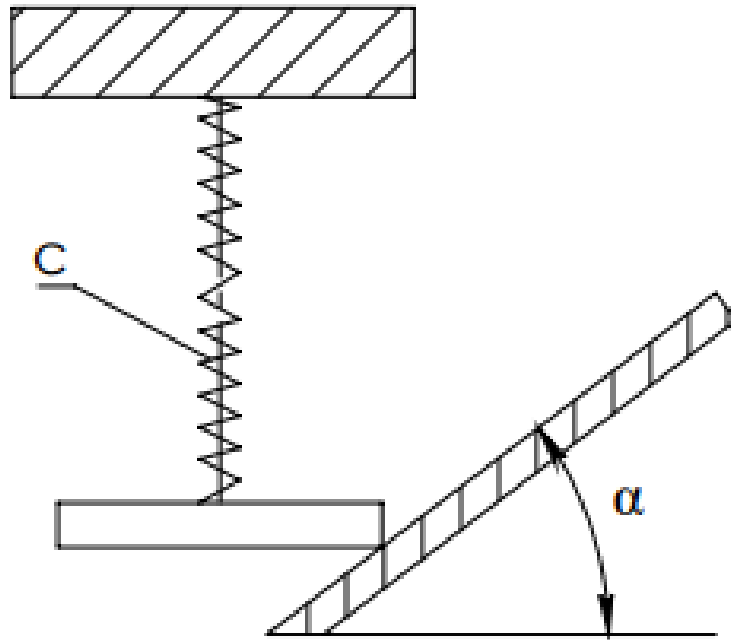


Рисунок 2.1.5

На рисунку 2.1.6 зображено застосування накладок в однороторних системах в якості додаткового ротора, що обмежує появу згинальних коливань. За допомогою підбору складових A та Ω коливань активної ланки 2 можна забезпечити максимальну кутову швидкість ω .

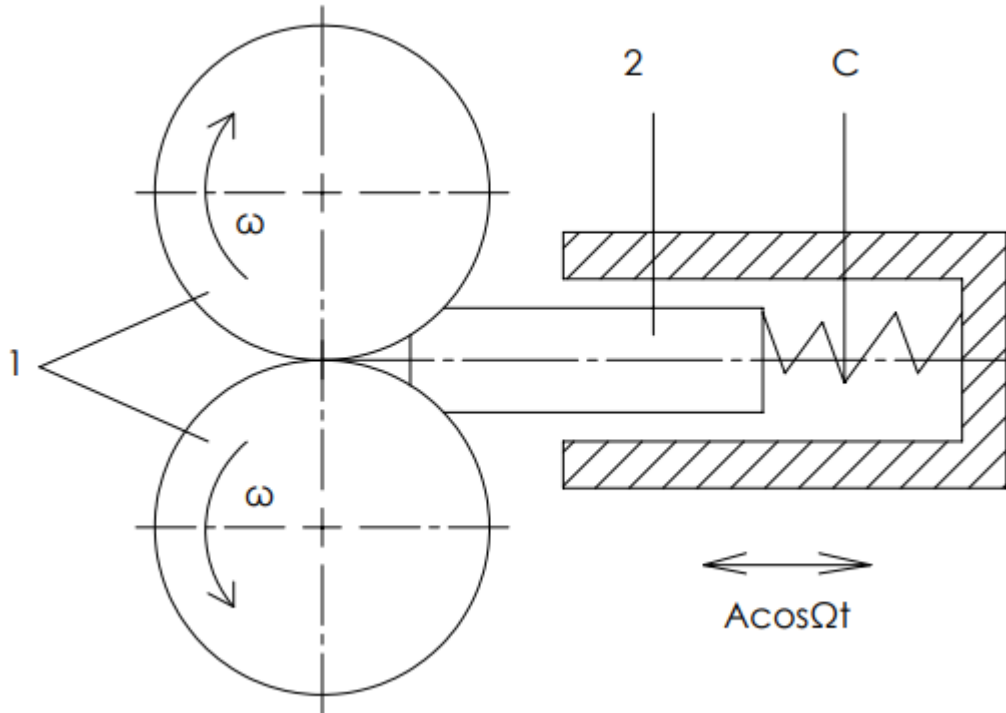


Рисунок 2.1.6

Одновимірні коливання в зоні контакту ланок віброрушії в одно та двороторних системах збуджуються лише коливання з одним компонентом з базою частот Ω , що призводить значне скорочення сталої часу всієї системи при роботі в перехідних режимах. Динамічна взаємодія

У наведених вище віброрушіїх в ролі коливної ланки використовувався лише одна активна ланка. У вібраційних двигунах, де таких елементів кілька (наприклад два) в зоні контакту вертикальна і тангенціальна складові швидкості удару формуються окремими перетворювачами, що дозволяє досягти оптимального співвідношення тангенціальної і вертикальної амплітуд вібрації спрощений. На приклад на рисунку 2.1.7 розміщена схема лінійного віброрушії.

На даній схемі система руху 1 належним чином взаємодіє з активними ланками 2 і 3 для виконання лінійного руху x вліво або вправо, забезпечуючи вертикальні та тангенціальні коливання амплітуди y_n та x_t кожен. У такій

системі коливальний, залежно від напрямку руху, фазовий зсув β дорівнює або 0, або π .

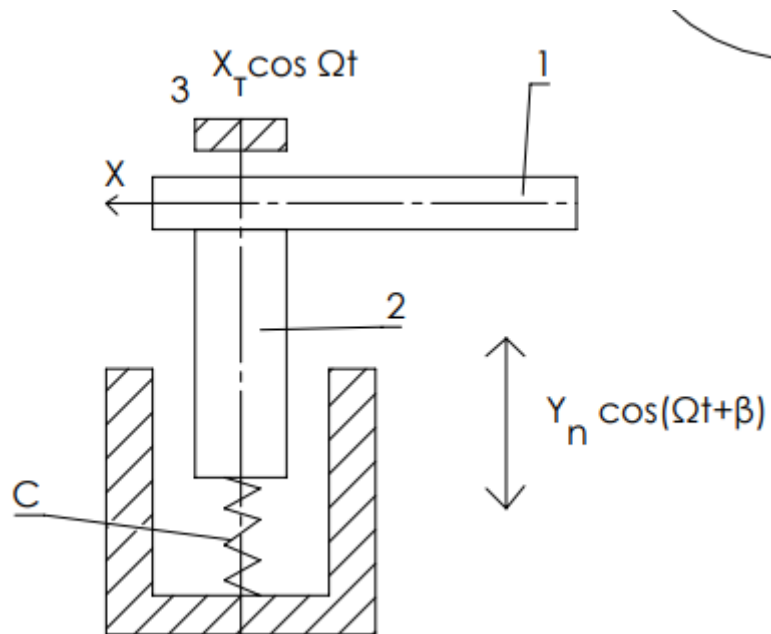


Рисунок 2.1.7

Незважаючи на всі свої хороші властивості, вібраційні двигуни мають значні недоліки, які обмежують їх потенціал для використання в робототехніці для маніпулювання та переміщення об'єктів малої маси. Для підвищення продуктивності вібропривода використовується вібраційний трансформатор. Виготовляється на основі вигнутого концентратора, який являє собою сектор п'єзокерамічних кілець, особливо з осьовою або радіальною поляризацією.

Застосування активних елементів у вигляді криволінійних концентраторів дозволяє істотно збільшити тангенціальну складову швидкості в зоні контакту елементів, а в перетворювачах і більш потужних вібродвигунах вузлову поверхню і відхилення поздовжніх коливань, що дозволяє вирівняти вузлів. (Шарнірне монтажне положення перетворювача 2-2' в корпусі, тобто рівень К-К). Крім того, для криволінійних концентраторів необхідно враховувати фазове співвідношення поздовжніх і згинальних переміщень

елементів (рисунок 2.1.8). Для підвищення технологічності такого концентратора його контур виконують у виді кола з радіусами r_0 , r_1 , r_2 і постійною шириною b .

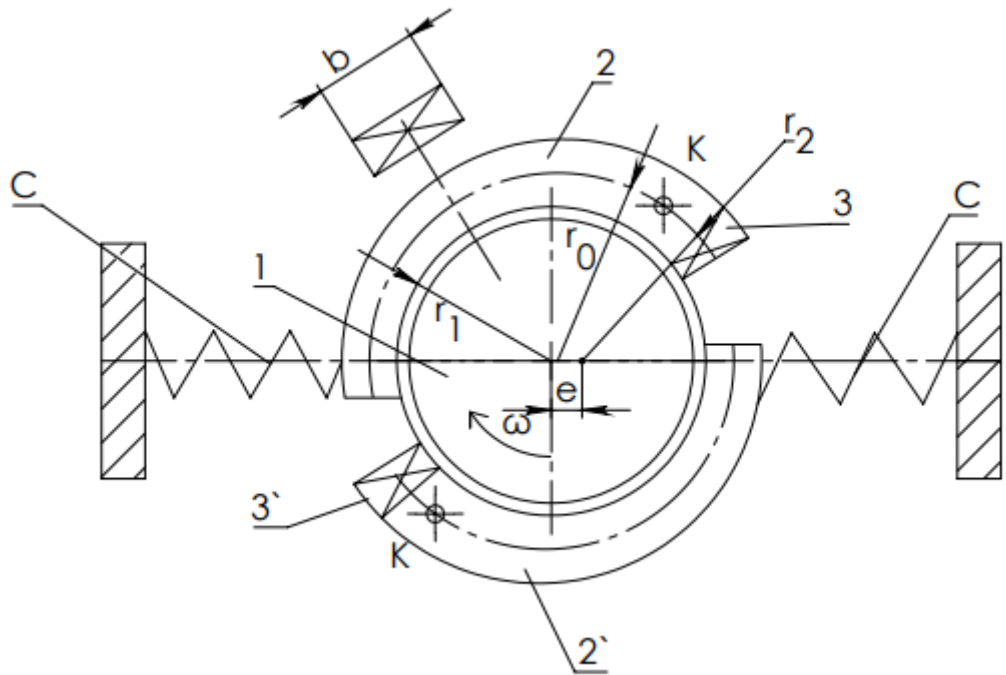


Рисунок 2.1.8

Схема роботи віброрушії з криволінійним концентратором полягає в наступному: При збудженні п'єзоелементів 3 і 3' вздовж осей концентраторів 2 і 2' вони поширюються з певною частотою коливань як у вертикальному напрямку (за рахунок прямолінійності кривизни і пружних властивостей концентраторів), так і в посилене тангенціальне напрямком (залежно від прямолінійності кривизни та пружних властивостей концентратора) профіль концентраторів 2 і 2' звужується до зони контакту з ротором 1 складаючи швидкості в зоні контакту. Характер взаємодії концентратора з ротором 1 у зоні контакту такий же, як і для вібродвигуна, схема якого наведена на рисунку 2.1.8. при цьому функції генератора поздовжніх і поперечних коливань виконує один елемент - криволінійні концентратори 2 і 2'.

Робоча зона концентратора притиснута до поверхні ротора пружним елементом С. Результируючі нормальної і тангенціальної складових швидкості удару викликає обертання ротора 1 зі швидкістю ω , причому напрямок обертання визначається співвідношенням фаз (зміщенням) нормальної і тангенціальної складових швидкості в момент контакту зона.

Роботи, створені на основі віброприводів, мають ряд переваг порівняно з промисловими роботами інших типів. Також він має просту конструкцію, малу масу і габарити, високу точність позиціонування. Віброприводи не мають проміжних ланок передачі і не мають люфтів та зазорів. Також вони прості за конструкцією, мають менші масу та розміри, підвищену точність позиціонування. У віброприводах відсутні проміжні передатні ланки, немає люфтів і зазорів.

2.2 Вібраційні транспортери з підкиданням вантажу

Якщо матеріал, що переміщується, умовно назвемо вантажем, припускає підкидання з наступним ударом по поверхні робочого органу, то можна отримати значно більшу швидкість переміщення вантажу порівняно з безударними вібраційними транспортерами. Збільшення швидкості переміщення вантажу у вібраційному транспортері з підкиданням вантажу пояснюється тим, що горизонтальне переміщення тіла в цих механізмах відбувається при вільному польоті вантажу на відміну від безударних транспортерів, в яких вантаж весь час знаходиться в безпосередньому контакті з поверхнею робочого органу [7].

На рисунку 2.2.1 зображено схему вібраційного транспортера, в якому робочий орган здійснює коливання, які напрямлені під кутом α до горизонтальної прямої, згідно гармонійному закону

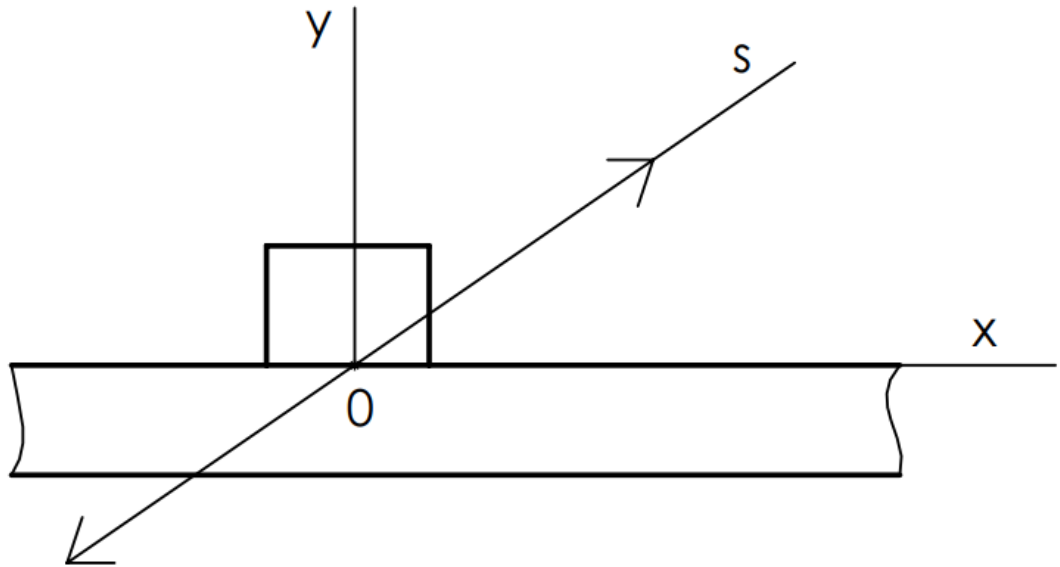


Рисунок 2.2.1

$$s = A \sin \omega t,$$

де, A - амплітуда,

ω – кутова швидкість,

t - час.

Вертикальна та горизонтальна складові руху робочого органу визначаються співвідношенням

$$y = A \sin \alpha \sin \omega t,$$

$$x = A \cos \alpha \sin \omega t \quad (2.2.1)$$

Диференціювання за часом дає:

$$\dot{y} = A \omega \sin \alpha \cos \omega t,$$

$$\begin{aligned} \ddot{y} &= -A\omega^2 \sin \alpha \sin \omega t, \\ \dot{x} &= A \omega \cos \alpha \cos \omega t \\ \ddot{x} &= -A \omega^2 \cos \alpha \sin \omega t \end{aligned} \quad (2.2.2)$$

Для початку розглянемо вертикальний рух вантажу після його відривання від поверхні робочого органу, що відбувається в момент часу t_1 , коли вертикальне прискорення \ddot{y} за абсолютною величиною стає рівним прискоренню сили тяжіння g :

$$A\omega^2 \sin \alpha \sin \omega t_1 = g$$

Основним параметром вібраційного транспортера даного типу є безрозмірний *коефіцієнт режиму вібрації*

$$k_B = \frac{A\omega^2 \sin \alpha}{g} \quad (2.2.3)$$

Даний коефіцієнт показує, в скільки разів максимум вертикальної складової прискорення робочого органу \ddot{y}_{\max} перевищує прискорення сили тяжіння. Момент часу t_1 , при якому відбувається відривання вантажу, пов'язаний з коефіцієнтом режиму вібрації у співвідношенні:

$$\sin \omega t_1 = \frac{1}{k_B} \quad (2.2.4)$$

Вільний політ вантажу вертикальному напрямку можна описати наступним рівнянням:

$$y_T = y_0 + \dot{y}_0(t - t_1) - g \frac{(t - t_1)^2}{2} \quad (2.2.5)$$

де y_{Γ} – вертикальне переміщення вантажу,

y_0 – початкове положення вантажу в момент відривання від поверхні робочого органу,

\dot{y}_0 – початкова швидкість вантажу в цей самий момент.

Із співвідношень (2.2.2) та (2.2.3) отримуємо

$$y_0 = A \sin \alpha \sin \omega t,$$
$$\dot{y}_0 = A \omega \sin \alpha \cos \omega t$$

Якщо підставити значення y_0 та \dot{y}_0 в рівняння (2.2.5) та приймаючи до уваги (2.2.3) і (3.3.4), можна отримати:

$$y_{\Gamma} = \frac{g}{\omega^2} + \frac{gk_{\text{в}} \cos \omega t_1}{\omega} (t - t_1) - \frac{g}{2} (t - t_1)^2$$

В момент часу t_2 падіння вантажу на поверхню робочого органу знаходимо з умови $y=y_{\Gamma}$:

$$A \sin \alpha \sin \omega t_2 = \frac{g}{\omega^2} + \frac{gk_{\text{в}} \cos \omega t_1}{\omega} (t - t_1) - \frac{g}{2} (t - t_1)^2 \quad (2.2.6)$$

Введемо позначення

$$\varpi = \frac{\omega}{2} (t_2 - t_1) \quad (2.2.7)$$

Тоді умова (2.2.6) отримує вид к

$$A \sin \alpha \sin(2\varpi + \omega t_1) = \frac{g}{\omega^2} + \frac{2\varpi g k_{\text{в}}}{\omega^2} \cos \omega t_1 - \frac{2g\varpi^2}{\omega^2}$$

Або

$$(2\varpi + \omega t_1) = \sin \omega t_1 + 2\varpi \cos \omega t_1 - 2\varpi^2 \sin \omega t_1 \quad (2.2.8)$$

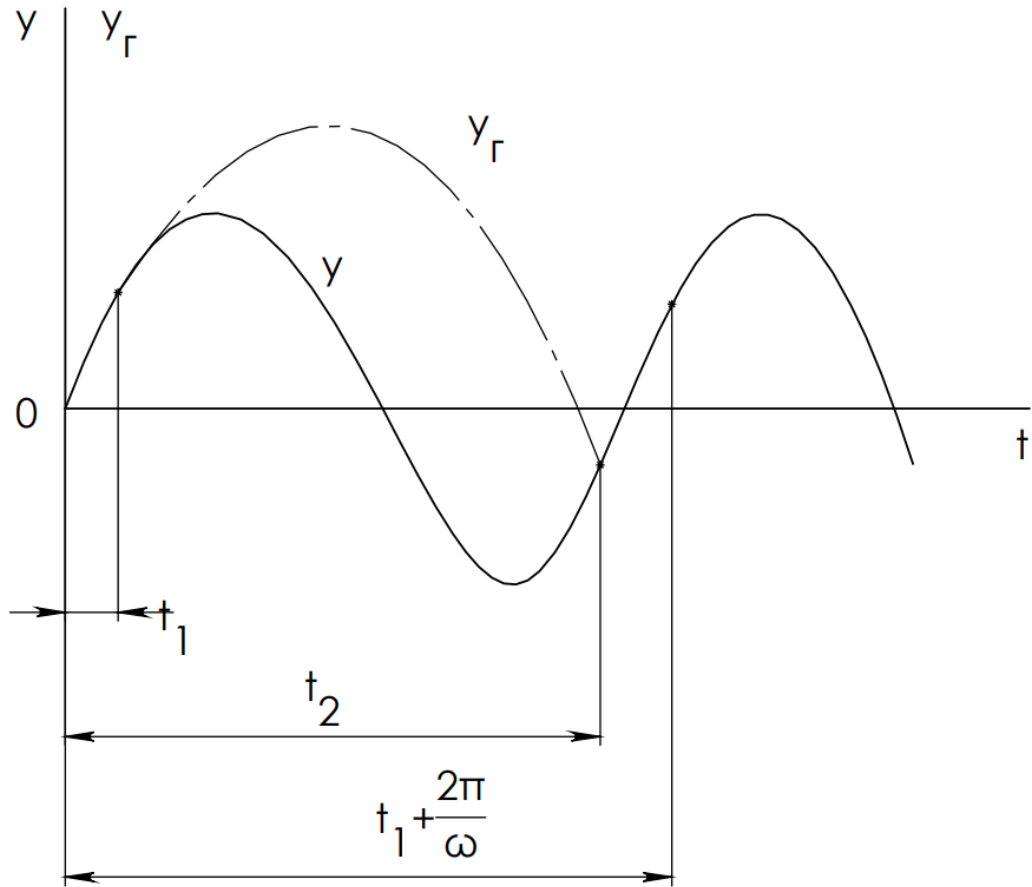


Рисунок 2.2.2.

З квадратного рівняння (2.2.8) при відомому значенні ωt_1 , знаходимо ϖ , а потім t_2 з рівняння (2.2.7) в момент часу t_2 відбувається удар, в результаті чого, якщо нема відскоку від поверхні робочого органу, вантаж рухається в контакт з поверхнею робочого органу до нового відриву за умови що $t = t_1 + \frac{2\pi}{\omega}$. На рисунку 2.2.2 штриховою лінією зображено графік $y_{\Gamma}(t)$ при $t_2 > t_1 + \frac{2\pi}{\omega}$. При $t_2 = t_1 + \frac{2\pi}{\omega}$ ми зможемо спостерігати за неперервним підкиданням вантажу. Для цього режиму $\varpi = \pi$. Якщо підставити рівність $\varpi = \pi$ в рівняння (2.2.8), можемо знайти значення ωt_1^* , згідно якого відбуватиметься процес безперервного підкидання:

$$\sin \omega t_1^* = \sin \omega t_1^* + 2\pi \cos \omega t_1^* - 2\pi^2 \sin \omega t_1^*$$

або

$$\operatorname{tg} \omega t_1^* = \frac{1}{\pi}$$

Безрозмірний коефіцієнт режиму вібрації при безперервному підкиданні вантажу буде наступним:

$$k_B^* = \frac{1}{\sin \omega t_1^*}$$

або

$$k_B = \sqrt{\pi^2 + 1} \approx 3.3$$

В промислових вібраційних транспортерах переважно приймають $2 < k_B < 2,8$. Горизонтальна швидкість вантажу при вільному польоті зберігається постійній та рівній горизонтальності складовій робочого органу в момент відривання вантажу від поверхні

$$v_r = A\omega \cos \alpha \cos \omega t_1$$

$$v_r = A\omega \cos \alpha \frac{\sqrt{k_B^2 - 1}}{k_B} \quad (2.2.9)$$

Після удару вантаж деякий час перебуває в контакті з поверхнею робочого органу, тобто горизонтальна складова швидкості вантажу $v_r = \dot{x}$ за співвідношеннями до (2.2.2). Внаслідок відносного короткотривалого контакту вантажу з робочим органом вважають, що горизонтальну швидкість можна прийняти постійній та рівній швидкості v_r з коригуючим коефіцієнтом b , що залежить від виду матеріалу, що переміщується.

Ідея кидка або навіть підкидання вантажу з додатковим повздовжнім переміщенням може стати основою ідеї використання гібридного роботизованого комплексу з вібраційним двигуном, якому не обов'язково відкидати весь робот на якусь відстань від землі, а достатньо високо циклічних

імпульсів, які б лише зменшували тиск комплексу на поверхню із незначними, але частими коливаннями в потрібному напрямку.

3 ГУСЕНИЧНИЙ ПРИВІД

3.1 Кінематика гусеничний стрічок.

Швидкість відносного руху стрічки (рис 3.1.1)

$$v_t = r_k \omega_k = r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2,$$

де, ω_1, ω_1 та ω_2 – кутові швидкості ведучого колеса (зірочки), лівця та котка.

Теоретичною називається швидкість переносного руху при відсутності буксування стрічки та рівна v_t .

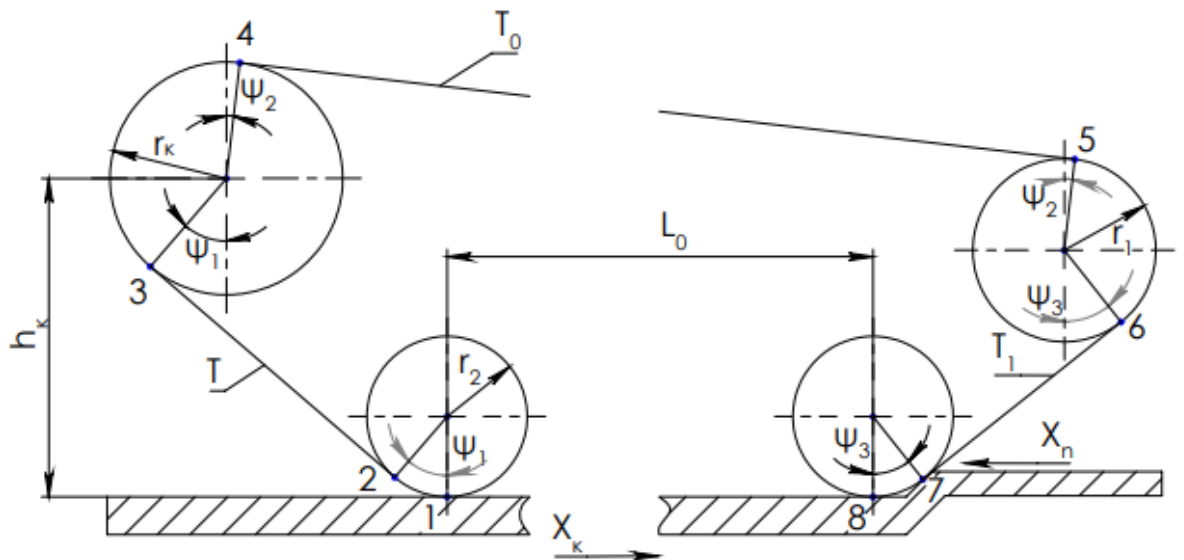


Рисунок 3.1.1

Траєкторія абсолютного руху будь-якої точки стрічки на ділянці 1-2 представляється циклоїдою, довжина дуги яка рівна

$$S_{1-2} = \int_0^{\psi_1} 2r_2 \frac{\psi}{2} d\psi = 4r_2 \left(1 - \cos \frac{\psi_1}{2}\right).$$

Швидкість, паралельна поверхні шляху,

$$v_h = r_2 \omega_2 (1 - \cos \omega_2 t) = 4r_2 \left(1 - \cos \frac{\psi_1}{2}\right)$$

змінюється в межах від нуля до найбільшого значення

$$v_t(1 - \cos \psi_1).$$

Швидкість, перпендикулярна поверхні шляху,

$$v_r = r_2 \omega_2 \sin \omega_2 t = v_t \sin \omega_2 t$$

змінюється в межах від нуля до найбільшого значення $v_t \sin \psi_1$.

Прискорення при рівномірному обертанні катка

$$i_h = r_2 \omega_2^2 \sin \omega_2 t; j_v = r_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t.$$

Результуюче прискорення $i_{res} = r_2 \omega_2^2$ представляє собою доцентрове прискорення.

Результуюча швидкість точки стрічки на ділянці 2-3 постійна по величині ($v_{res} = 2v_t \cos \frac{\psi_1}{2}$) і за напрямком (під кутом $\frac{\pi - \psi_1}{2}$ до поверхні шляху).

Довжина прямолінійної траєкторії точки на ділянці 2-3 рівна

$$S_{1-2} = 2L_{ш} \sin \frac{\psi_1}{2},$$

де $L_{ш}$ – довжина ділянки стрічки 2-3. Наступні ділянки кінематично аналогічні ділянкам 1-2 або 2-3, за виключенням ділянки 8-1.

Гусеничні ланцюги складаються з окремих ланок кінцевої довжини, що впливає на кінематику механізму. Таким чином, швидкість поступального руху мобільного роботизованого при сталій кутовій швидкості ω_k ведучого колеса змінює свою величину згідно формулі

$$v_t = r_k \omega_k \left(\sin \psi + \frac{1}{2} \frac{r_k}{L_k} \sin 2\psi - \frac{h_k}{L_{ш}} \cos \psi \right),$$

де $L_{ш}$ – довжина нахиленої (ведучої) ділянки гусеничного ланцюга;

h_k – висота розміщення осі ведучого колеса. В момент переходу заднього катка на наступну ланку ланцюга $L_{ш}$ зміниться на довжину однієї ланки, що призведе до відповідної зміни швидкості робота.

Радіус r_k початкової окружності ведучого колеса обчислюється з умови рівності довжини цієї окружності периметру багатокутника ланок $r_k = \frac{z_k}{2\pi} l$, де l – довжина ланки;

z_k – кількість ланок, відповідні повній окружності ведучого колеса.

3.2 Динаміка гусеничних рушіїв.

Рівняння моментів, прикладених до ведучих коліс, лівців та опорних каткам, мають наступний вид:

$$M_k = (T - T_0)r_k + M_{r_k} + M_{J_k}; \quad (a)$$

$$(T_1 - T_0)r_1 = M_{r_1} + M_{J_1}; \quad (б)$$

$$T_2 r_2 = M_{r_2} + M_{c_2} + M_{J_2}; \quad (в)$$

де T , T_0 та T_1 – натяг ведучої, поверхневої та лобової ділянки ланцюга;

M_{r_k} – момент сил тертя в шарнірах ланцюга, в щепленні та по окружності ведучих коліс;

M_{r_1} – в шарнірах ланцюга та на осі лівців;

M_{r_2} – на осях опорних катків;

M_{c_2} – момент перекочування опорних катків по рельсах ланок;

M_{J_k} , M_{J_1} та M_{J_2} – моменти дотичних сил інерції ведучих коліс, лівців та опорних катків;

T_2 – горизонтальна сила опору перекочування катків.

На горизонтальну ділянку гусениць, що лежать на поверхні шляху, діє результативна сила $(T - T_1 - T_2)$, що створює рівну собі реакцію ґрунту X_k , напрямлену вздовж руху робота. Вертикальне пресування ґрунту викликає реакцію поверхні, що також зветься *лобовим опором*, горизонтальну складову

якого можна позначити X_n . Результуюча реакцій X_k та X_n рівна їх різниці, передається на корпус і зветься *штовхальною силою*.

Потужність, що сполучає основу робота, рівна похідній $(X_k - X_n)v$, де v – дійсна швидкість робота. Потужність, що витрачається на буксування гусениць, рівна $X_k(v_t - v)$.

Потужність, що витрачається на створення колії, рівна $X_n v$.

Коефіцієнт буксування гусениці рівний

$$\eta_0 = \frac{v}{v_t}.$$

На підставі рівнянь (а), (б) та (в) отримаємо наступну залежність:

$$M_k = (X_k - X_n)r_k + M_r + M_c + M_j \quad (3.2.1)$$

Де M_r – момент всіх сил тертя в гусеничному механізмі, що приводяться до ведучого колеса;

$M_c = X_n r_k$ – момент опору перекочуванню гусениці;

M_j – момент дотичних сил інерції деталей гусениць, редукованих до ведучого колеса.

Сили тертя в гусеничному механізмі діляться на дві групи:

- Тертя в шарнірах ведучих ділянок, що виникає під дією ведучого моменту;
- Тертя, що виникає під дією вагового навантаження та попереднього натягу гусениць.

Момент тертя першої групи з урахуванням сили ковзання ланок по ведучим колесах при довжині ланки $l < t$ кроку ведучого колеса (рис.9) рівний

$$M'_r = \frac{\mu T' z_k}{2\pi} [r_0(2\psi_1 + \beta) + 2(t - l)\cos\frac{\gamma}{2}]$$

Відповідно ККД, що враховує втрати на тертя першої групи, рівний

$$\eta_r = \frac{M_k - M'_r}{M_k} = 1 - \frac{\mu}{l} \left[r_0(2\psi_1 + \beta) + 2(t - l)\cos\frac{\gamma}{2} \right],$$

Де μ – коефіцієнт тертя;

r_0 – радіус пальців гусеничного ланцюга;

$T' = \frac{M_k}{r_k}$ – «робочий» натяг ведучої ділянки.

Рівняння (15) можна подати в наступній формі:

$$P_k = \frac{M_k - M_r}{r_k} = X_k - X_n + P_f \quad (3.2.2)$$

Де P_k – дотична сила тяги робота;

$P_f = \frac{M_r + M_c + M_j}{r_k}$ – сила опору робота перекочування (включно з впливом дотичних сил інерції деталей гусениці).

Сили тертя другої групи, редуковані до осі ведучого колеса, створюють момент, рівний

$$M''_r = \frac{\mu T_0 \zeta_k}{\pi} \left[r_0 (\psi_1 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + (t - l) \cos \frac{\gamma}{2} \right] + Q * a \frac{r_k}{r_2},$$

Де T_0 – попередній натяг гусениць, прийняте рівним натягу верхньої ділянки ланцюга;

Q – навантаження опорних катків;

a – коефіцієнт тертя перекочування опорних катків по внутрішній поверхні гусениць. Знехтуємо тертям переднього опорного катка по ланках лобової ділянки і тертям в осях опорних катків.

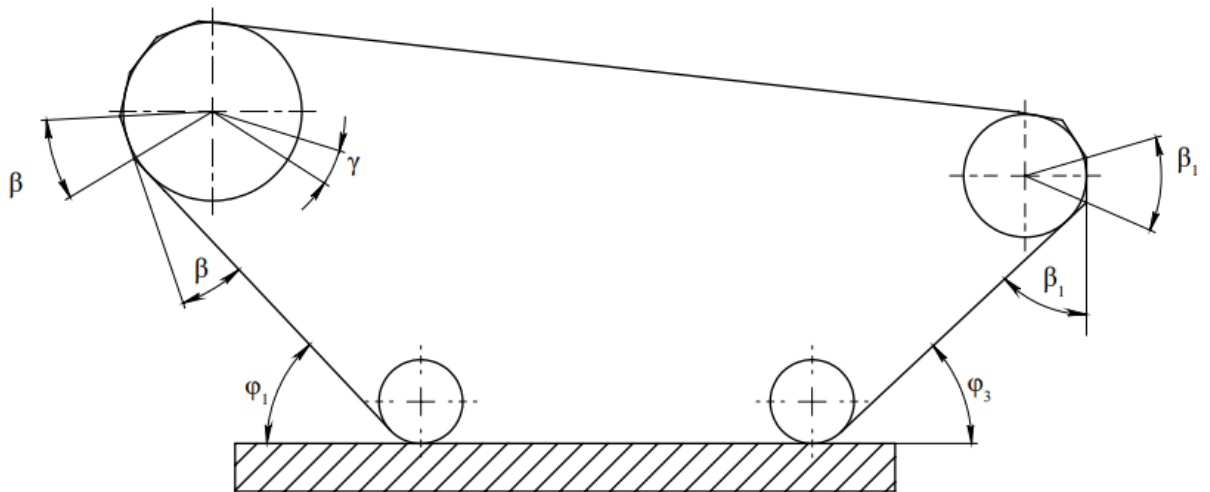


Рисунок 3.2.1

Вплив розміщення шпор показано на рисунку 3.2.2 при передньому розміщенні шпор на ланках ланцюга занурення їх в ґрунт відбувається відносно легко, проте вихід ускладнений і супроводжується великими руйнування поверхні. У випадку заднього розташування занурення супроводжується ущільненням ґрунту, що підвищить надійність упору шпори в горизонтальному напрямку, тобто знизить втрати від буксування; вихід шпори з ґрунту відбувається відносно легко. Ґрунтуючись на вищезгадані тези, можна дійти висновку, що варто віддати перевагу саме задньому розміщенню шпор.

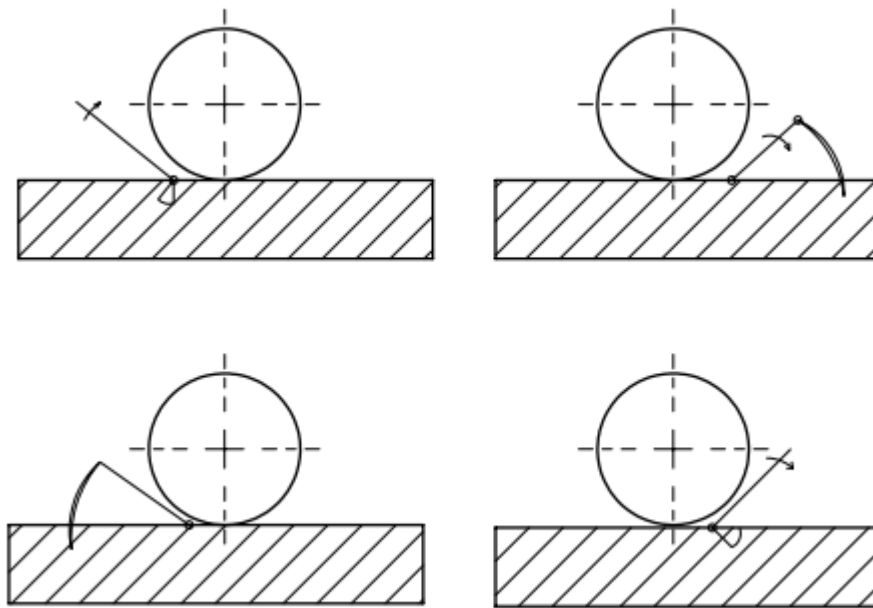


Рисунок 3.2.2

3.3 Щеплення гусениць з ґрунтом.

Горизонтальне пресування ґрунту шпорами в напрямку, протилежному до руху робота зазвичай відбувається в період виходу шпори задньої ланки з ґрунту. Це призводить до додаткового навантаження всіх інших шпор, що знаходяться в зацепленні з ґрунтом. Саме з цієї причини горизонтальне пресування ґрунту і навантаження шпор зростають по мірі їхнього наближення до задньої кромки опорної поверхні гусениць. Найбільше горизонтальне напруження ґрунту σ_m можна вважати рівним подвоєному середньому напруженню $2\sigma = 2 \frac{X_k - \mu G}{F_v}$, де F_v опорна поверхня шпор.

Втрата від буксування гусениці визначається за формулою:

$$\delta = 1 - \eta_\delta = \frac{v_t - v}{v_t} = \frac{\Delta l}{L_0},$$

де Δl – горизонтальне пресування ґрунту, утворене кожною шпорою, рівне найбільшому напруженню ґрунту, діленому на коефіцієнт опору ґрунту c ;

L_0 - довжина опорної поверхні гусениці.

Відповідно до цього отримаємо для горизонтальної ділянки

$$\delta = \frac{\sigma_m}{cL_0} = 2 \frac{X_k - \mu G}{cL_0 F_v} \approx 2 \frac{P}{cL_0 F_v}, \quad (3.3.1)$$

Тобто втрата від буксування гусениці пропорційна до сили тяги і обернено пропорційна до упорної поверхні шпор F_v , довжині опорної поверхні гусениць L_0 та коефіцієнту опору ґрунту c , що характеризує механічні властивості поверхні.

Експериментальне визначення втрати від буксування гусениць виконується шляхом виміру чисел обертів ведучих коліс n_k та n_x , відповідних робочому і холостому пробігам на даній ділянці.

Для визначення коефіцієнта щеплення гусениць з ґрунтом за допомогою формул (3.2.2) та (3.3.1) визначимо найбільшу допустиму по щепленню з ґрунтом дотичну силу тяги при сталому русі на горизонтальній ділянці:

$$P_{k.m} \approx X_{k.m} \approx 0.5\delta_m c F_v L_0 + \mu G,$$

Де δ_m – допустима втрата від буксування гусениць.

Відповідно отримаємо

$$\varphi = \frac{P_{k.m}}{G} = \frac{0.5\delta_m c F_v L_0}{G} + \mu,$$

Тобто коефіцієнт щеплення гусениць залежить від допустимої втрати на буксування (2-4%), від механічних властивостей ґрунту, від параметрів, які характеризують конструкцію робота, та від коефіцієнта тертя μ .

3.4 Загальна динаміка гусеничних механізмів.

На рисунку 3.4.1 показана схема гусеничного робота, що рухається прискорено на підйом α [8]. Рівняння проєкцій всіх сил на повздовжню вісь

$$X_k - X_n = P_{кр} + G \sin \alpha + P_j.$$

Основоючись на формулу (3.2.2) отримаємо

$$P_k = P_{кр} + P_j + G \sin \alpha + P_j.$$

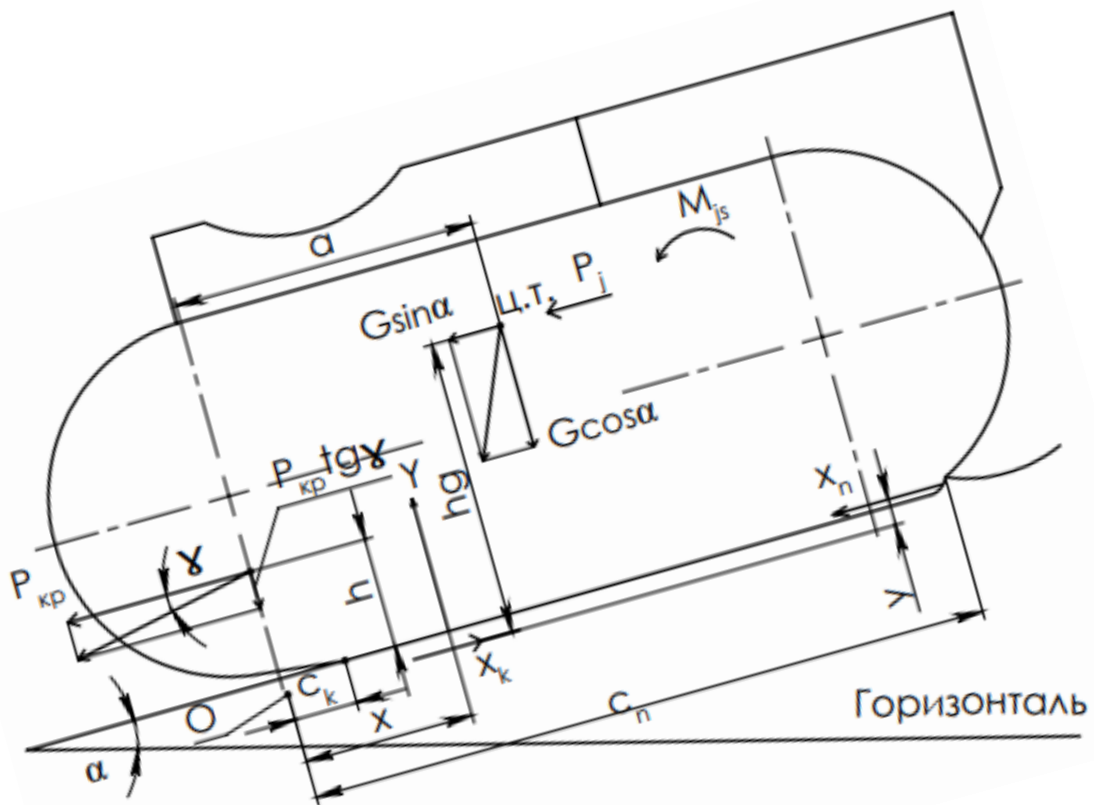


Рисунок 3.4.1

Підставляючи в формулу (3.2.1) рівняння різниці $X_k - X_n$, отримаємо

$$M_k = (P_{кр} + G \sin \alpha + P_j) r_k + M_r + M_c + M_j \quad (3.4.1)$$

Сила опору робота перекочуванню при рівномірному русі наближено визначається по формулі

$$P_f = f G \cos \alpha,$$

Де f – коефіцієнт перекочування гусеничного робота.

Теоретичне значення f можна обчислити за формулою

$$f = \frac{M_r + M_c}{r_k G}.$$

Координата x центру тиску, тобто точки прикладання рівнодійної всіх нормальних реакцій ґрунту, визначається з рівняння моментів зовнішніх сил відносно точки O :

$$x = \frac{G \cos \alpha - P_{кр} h - (G \sin \alpha + P_j) h_g - M_{J_s} - X_n y}{G \cos \alpha + P_{кр} t g \gamma} \quad (3.4.2)$$

де M_{J_s} – алгебраїчна сума моментів дотичних сил інерції деталей гусениць і трансмісії, встановлених на поперечних валах.

Величина x є критерієм повздожньої стійкості гусеничного робота. згідно формули (3.4.2) x зменшується при збільшені сили тяги на крюкові, сили інерції, складової лобового опору і сумарного моменту дотичних сил інерції M_{J_s} .

Граничні кути підйому та нахилу, на яких може стояти загальмований робот без тяги на крюці, не перевертаючись, визначаються по формулам

$$t g \alpha_{lim} = \frac{a - c_k}{h_g};$$

$$\operatorname{tg} \alpha'_{lim} = \frac{c_n - a}{h_g}$$

Найбільша сила тяги на гаку при рівномірному русі машини по ідеально гарній дорозі дорівнює

$$P_{кр} = \frac{M_k - M_r}{r_k} - G \sin \alpha \approx \eta_r \frac{M_k}{r_k} - G \sin \alpha,$$

І умови повздовжньої стійкості $x > c_k$ прийме наступний вид:

$$P_k = \eta_r \frac{M_k}{r_k} \leq \frac{G}{h} [(a - c_k) \cos \alpha - (h_g - h) \sin \alpha] = f(\alpha). \quad (3.4.3)$$

Координата центру тиску характеризує розподілення нормальних реакцій ґрунту на опорні поверхні гусениць. Якщо центр тиску розміщений по середині опорних поверхонь гусениць, то розподілення тиску по довжині приймається рівномірним. При зміщенні центра тиску навантаження по довжині опорної поверхні гусениць приймається по закону трапеції, центр тяжіння якої лежить на одній вертикалі з центром тиску (жорсткі гусениці). Питомі навантаження на передній і задній кромках поверхні гусениць (рисунок 3.4.2) визначаються по формулам [9].

$$\begin{aligned} g_n &= \frac{G}{L_0} \left(3 \frac{x - c_k}{L_0} - 1 \right) \\ g_k &= \frac{G}{L_0} \left(2 - 3 \frac{x - c_k}{L_0} \right) \end{aligned} \quad (3.4.3)$$

При балансирній підвісці навантаження Y_n та Y_k , що передаються ґрунту гусеничними ланками, які лежать під опорними катками переднього і заднього балансирів, відповідно рівні

$$Y_n = G \frac{x - l_k}{l_n - l_k} \quad (3.4.4)$$

;

$$Y_k = G - Y_n$$

,

де l_n та l_k відстань від осей переднього та заднього балансирів від вертикальної площини, проведеної через вісь ведучих коліс.

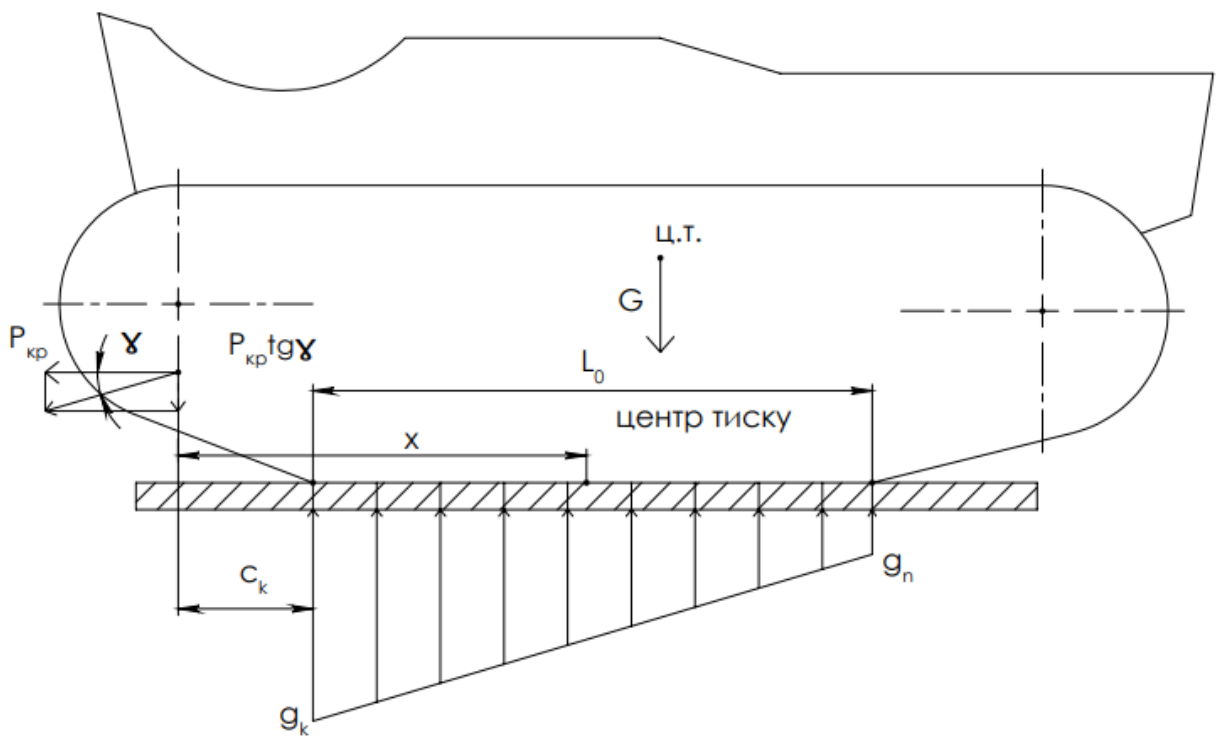


Рисунок 3.4.2

Якщо плечі балансирів однакові, то розподіл тиску під кожним балансиром приймається рівномірним. В такому випадку діаграма тиску отримає ступінчатий вид.

Отже в результаті ми переупевнилися, що в умовах бездоріжжя, гусенична техніка, завдяки великій площі контакту з поверхнею, значно

переважає над колісною технікою. Проте все одно гусениці мають здатність проковзувати на ділянках поганого зчеплення таких як: глина, багно, пісок і т.д.

4. ЕЛІПТИЧНІ ЗУБЧАСТІ КОЛЕСА

Ідея вібраційного приводу полягає в створенні високочастотних коливань, які рухають мобільний роботизований комплекс в потрібному напрямку. Важливим завданням постає напрямок руху об'єкта при створенні цих коливань, оскільки задля подолання перешкод у вигляді трясовини, багна чи високої вологої трави просування по прямій траєкторії недостатньо. Зробити кутову швидкість обертання валів з ексцентриками змінною можна завдяки еліптичним зубчастим колесам.

Еліпсною передачею називають простий зубчастий механізм з некруглими колесами аксоїдними поверхнями якого є некруглі циліндри. Використовується для передачі руху від одного валу до іншого з періодично повторювальними змінами передаточного відношення, тобто

$$i_{12} \neq const$$

При змінному передаточному відношенні радіус-вектор поліоїдної кривої ведучого колеса має бути періодичною функцією φ_1 – кута повороту цього колеса. Період цієї функції (рисунок 4.1.) може бути рівним $2\pi, \pi, 0.5\pi$ тощо. Задана функція передаточного відношення $i_{12} = i_{12}(\varphi_1)$ фактично визначає форму поліоїдних кривих ведучого та веденого коліс передачі [13].

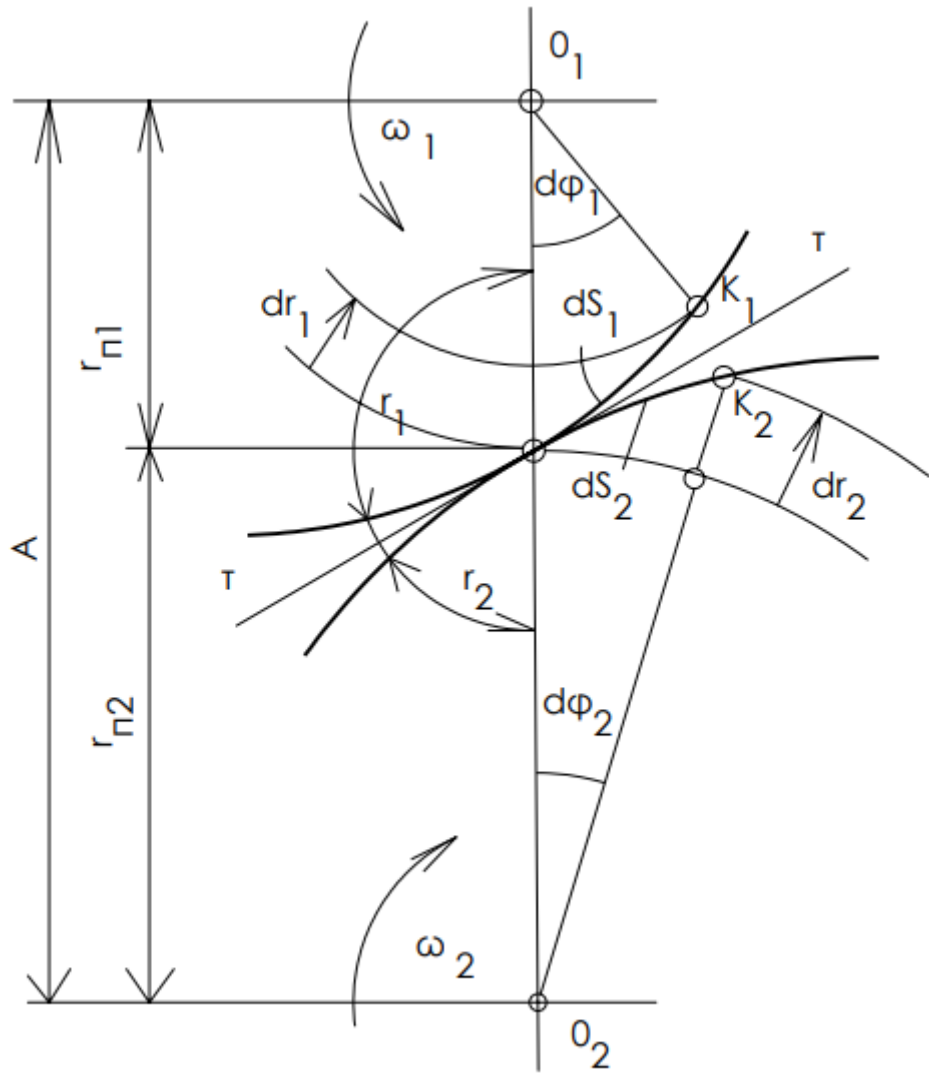


Рисунок 4.1

Проектування еліптичних коліс починають з визначення форми поліоїдних кривих. Змінні радіус-вектори $r_{п1}$ та $r_{п2}$ цих кривих мають в сумі дорівнювати постійній величині, що рівна заданій міжосьовій відстані (4.1)

$$r_{п1} + r_{п2} = A$$

А миттєве значення передаточного відношення:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi_1}{dt} * \frac{dt}{d\varphi_2} = \frac{r_{п2}}{r_{п1}} \quad (4.2)$$

Звідки випливає:

$$r_{п1} = \frac{A}{1+|i_{12}|} \text{ та } r_{п2} = \frac{A i_{12}}{1+|i_{12}|} \quad (4.3)$$

Кут повороту веденого колеса є функцією кута повороту ведучого колеса

$$\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$$

Використовуючи рівняння (4.2), отримуємо:

$$\varphi_2 = \int_0^{2\pi} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 \quad (4.4)$$

Для побудови поліоїдних кривих спряжених зубчастих профілів використовують рівняння (4.3) та (4.4), звідки легко доводиться, що

$$dr_2 = -dr_1$$

$$tg\gamma_2 = -tg\gamma_1$$

$$\gamma_2 = 180^\circ - \gamma_1$$

та

$$dS_2 = -dS_1$$

тобто має місце рівність нескінченно малих дуг кочення по поліоїдним кривим (рисунок 4.2).

В залежності від заданої функції $i_{12} = i_{12}(\varphi_1)$ поліоїди можуть бути зімкнені та розімкнені з наявністю як випуклих та і увігнутих ділянок.

Також задля отримання бажаного результату простіше скористатись циліндричними зубчастими колесами зі зміщеними центрами обертання. Даний варіант виконання значно спрощує процес виготовлення та підвищує технологічність, однак оскільки циліндричне колесо не має еліпсності, аби досягти бажаного результату необхідно збільшувати діаметри зубчастих

коліс, що вплине габарити вібраційного механізму та збільшить загальну масу мобільного роботизованого комплексу [12].

В даній роботі використовуємо некруглі колеса із замкнутими поліоїдами для передачі безперервного обертального руху. Це можуть бути як приклад еліптичні колеса, у яких поліоїдами є два однакові еліпси в яких осі обертання співпадають з фокусами. Ці поліоїди не мають увігнутих ділянок, що спрощує їх виготовлення.

Також слід зазначити, що в зубчастій передачі з $i \neq const$, створеній евольвентними циліндричними колесами, у яких крок є перемінною величиною, тобто це означає, що поліоїди колес в зачепленні не будуть колами.

Зачеплення некруглих (еліптичних) коліс може бути здійснено, якщо колеса мають однаковий крок по поліоїдним кривим та взаємно огинаючі профілі зубів. У еліптичних коліс для кожної пари зубів існує своя особлива лінія зачеплення.

ВИСНОВКИ

За результатами виконання дипломного проекту було досліджено особливості окремих частин гібридного рушія – вібраційні та гусеничні приводи.

Було розроблено графічну та кінематичну схему мобільного роботизованого комплексу з гібридним рушієм.

Було спроектовано та зроблено 3D моделі динамічного механізму а також конструкторську документацію.

Даний винахід поєднує в собі надійний та перевірений гусеничний рушій та інноваційний вібраційний двигун, в якому використовуються некруглі зубчаті колеса з ексцентричними валами.

ДЖЕРЕЛА

1. Ground mobile robot platform of fighting, Applicants UNIV CHINA GEOSCIENCES WUHAN Inventors HU HAN; MAO CONG; TIAN YANFU Publication CN207675041U·2018-07-31
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/062965976/publication/CN207675041U?q=pn%3DCN207675041U>
2. Applicants JIANGSU HUANYU INTELLIGENT FIRE FIGHTING TECH CO LTD Inventors LI CHAOLI Publication CN213168333U·2021-05-11 Published as CN213168333U
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/075788504/publication/CN213168333U?q=pn%3DCN213168333U>
3. Applicants WUXI KANGHUI MACHINE BUILDING Inventors YANG FUKANG Publication CN104627621A·2015-05-20 Published asCN104627621A
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/053206956/publication/CN104627621A?q=pn%3DCN104627621A>
4. Applicants HANGZHOU STARPRO STARCH CO LTD Inventors LUO ZHIMING Publication CN208470800U·2019-02-05 Published as CN208470800U
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/065215149/publication/CN208470800U?q=pn%3DCN208470800U>
5. 3.11.4. Високочастотні вібраційні прилади
<http://tc.kpi.ua/content/book2005/book1/glav03114/03114.html>
6. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. — Львів: Видавництво Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2004. — 248 с.
7. Проць Я. І., Данилюк О. А., Лобур Т. Б. Автоматизація неперервних технологічних процесів: Навчальний посібник для технічних спеціальностей вищих навчальних закладів [Архівовано 8 грудня 2012 у

Wayback Machine.] / Під ред. проф. Я. І. Проця — Тернопіль: ТДТУ, 2008. — 240 с.

8. Загальна динаміка гусеничного трактора
[https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/Трактори%20та%20авто%20\(Сацюк%20В.В.\)/z/21+.htm#_Тос246691100](https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/Трактори%20та%20авто%20(Сацюк%20В.В.)/z/21+.htm#_Тос246691100)
9. Струтинський, В. Б. Наземні роботизовані комплекси [Електронний ресурс] : монографія / Струтинський В. Б., Гуржій А. М. - Електронні текстові дані (1 файл: 24.42 Мбайт). - Житомир : ПП "Рута", 2023. - 497 с. - Назва з екрана.
<https://ela.kpi.ua/handle/123456789/57111>
10. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 164 с. ISBN 978-966-286-096-2
11. Лекція 17. Допуски та посадки підшипників кочення
https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/ЕНК_Основи%20взаємозамінності_2017/other/ov_t5_117.pdf
12. УДК 621.9.025.1 : 621.833.002 Я. М. Литвиняк, І. І. Юрчишин Національний університет “ Львівська політехніка ” МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ЗМІННИМ ПЕРЕДАВАЛЬНИМ ВІДНОШЕННЯМ ДЛЯ ПРИВОДІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН Ó
Литвиняк Я. М., Юрчишин І. І., 2020
<https://doi.org/10.23939/istcipa2020.54.037>
13. УДК 514.18Я рослав ЛЕГЕТА м. Ужгород Ольга ШОМАН м. Харків
<http://mdu.edu.ua/wp-content/uploads/131.pdf>