ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384

Форма № Н-9.02

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

Магістр
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему **Дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень**

Виконав: студент VI курсу,
групи 602-ММв
спеціальності 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Коврижко Ю.А.
(прізвище та ініціали)

Керівник Криворот А.І.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Галай В.М.
(прізвище та ініціали)

Полтава - 2024 року

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень

Кваліфікаційна робота магістра

Лист затвердження

ГММ.602-ММв.010 – 00.00.000 КРМ - ЛУ

Розробив магістрант групи 602-ММв
_____ Ю.А. Коврижко
„16” 08 2024р.

Керівник к.т.н. доцент
_____ А.І. Криворот
„16” 08 2024р.

Технологічний контроль к.т.н. доцент
_____ О.С. Васильєв
„25” 08 2024р.

Нормативний контроль к.т.н. доцент
_____ О.С. Васильєв
„26” 08 2024р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки
к.т.н. доцент О.В. Орисенко

Гарант ОП М.М. Нейгебауер

№ строки	формат	Позначення	Найменування	Кіл. листів	№ екз.	Примітки
1						
2			Документація загальна			
3						
4			Вперше розроблена			
5						
6	А4	ГММ.602–ММВ.010–00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	–	
7	А4	ГММ.602–ММВ.010–00.00.000А	Анотація	4	–	
8	А4	ГММ.602–ММВ.010–00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка	69	–	
9						
10			Документація наукова			
11						
12			Вперше розроблена			
13						
14	А4	ГММ.602–ММВ.010–00.00.000Н1	Дослідження динамічних			
15			навантажень кранових			
16			гальм різних			
17			конструктивних рішень			
18			Презентаційні матеріали	17	–	
19						
20						
21						
22						
23						
24						

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	ГММ.602–ММВ.010–00.00.000 ВР		
Розроб.		Коврижко		16.08	Дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень Відомість кваліфікаційної роботи магістра	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Криворот		16.08		Н		1
Н.контр.		Васильєв		26.08		НУПП, ННІТН, 2024 р.		
Затв.		Орисенко		26.08				

Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2013 року № 384

Форма № Н-9.01

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра, циклова комісія Галузевого машинобудування та мехатроніки
Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр
Напрям підготовки _____
(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, к.т.н., доцент
_____ Олександр ОРИСЕНКО
«20» 03 2024 року

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

Коврижку Юрію Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень
керівник магістерської роботи Криворот Анатолій Ігорович, к.т.н. доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 18.03.2024 р. № 309-ф.а.

2. Строк подання студентом роботи "20" серпня 2024 року.

3. Вихідні дані до магістерської роботи Технічні характеристики гальмівних механізмів мостових кранів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ. 1 Аналіз сучасних конструктивних рішень кранових гальм та напрямків їх вдосконалення. 2 Аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів. 3 Результати досліджень пружинно-гідравлічного кранового гальма. 4 Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
Дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень. – Презентаційні матеріали.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 18.03.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Літературний огляд	23.05.2024 р.	
2	Обґрунтування вибраної теми	10.07.2024 р.	
3	Наукові дослідження за вказаною темою, розробка наукових плакатів	05.08.2024 р.	
4	Представлення готової роботи на кафедру	20.08.2024 р.	

Магістрант _____ **Юрій КОВРИЖКО**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ **Анатолій КРИВОРОТ**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Гарант ОП Микола Нестеренко

Анотація

Ю.А. Коврижко. Дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень. – Рукопис.

Магістерська робота на здобуття ступеня вищої освіти „магістр" за спеціальністю 133 – „Галузеве машинобудування". – Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2024.

Підвищення ефективності та безпеки вантажопідйомних механізмів є однією з ключових задач сучасного машинобудування, а розвиток сучасного промислового виробництва вимагає високоефективного і надійного вантажопідйомного обладнання. Виконано аналіз сучасного стану та науково-технічних досягнень у сфері конструктивних кранових гальм та напрямків їх вдосконалення. Проведений аналіз та наведено класифікацію кранових гальм і те, як їх можна вдосконалити за допомогою науково-дослідницької діяльності, а також окремо розглянуто різні типи фрикційних гальм (колодкові, дискові та стрічкові). Проведений аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів показав, що дана тема є актуальною у дослідників всього світу. Удосконалення гальмівних систем кранів є важливим напрямком розвитку сучасного машинобудування, оскільки підвищення надійності, довговічності та безпеки гальмівних систем прямо впливає на продуктивність та безпеку всього виробничого процесу. Запропонований спосіб гальмування механізму пересування мостового крана усуває недоліки фрикційних гальм і значно підвищує ефективність гальмування крана за рахунок забезпечення плавного наростання гальмівного зусилля. Виявлено, що використання пружинно-гідравлічних гальм з фіксованою або змінною жорсткістю значно зменшує вплив динамічних навантажень як на привід так і на кран вцілому, але збільшує час гальмування і гальмівний шлях.

Об'єм магістерської роботи складає 69 листів пояснювальної записки формату А-4 і 17 листів презентаційних матеріалів формату А4.

Ключові слова: гальмівні кранові механізми, мостовий кран, динамічні навантаження.

					ГММ.602–ММв.010 – 00.00.000А		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.		Коврижко		16.08	Анотація	Літ.	Лист 1 / Листів 2
Перев.		Криворот		16.08			
Н. контр.		Васильєв		25.08		НУ «ПП імені Юрія Кондратюка», ННІТР, 2024 р.	
Затв.		Орисенко		26.08			

The summary

Yuriy Kovryzhko. Study of dynamic loads various structural solutions crane brakes. - Manuscript.. - Manuscript.

Master's thesis for educational qualification level "master" in the specialty 133 – Industrial mechanical engineering – NATIONAL UNIVERSITY "YURI KONDRATYUK POLTAVA POLYTECHNIC", Poltava, 2024.

Increasing the efficiency and safety of lifting mechanisms is one of the key tasks of modern mechanical engineering, and the development of modern industrial production requires highly efficient and reliable lifting equipment. An analysis of the current state and scientific and technical achievements in the field of constructive crane brakes and directions for their improvement was performed. The analysis and classification of crane brakes and how they can be improved with the help of scientific and research activities are presented, as well as the different types of friction brakes (pad, disc and belt) are separately considered. The analysis of previous studies of dynamic loads of cranes and their braking mechanisms showed that this topic is relevant for researchers all over the world. Improving the braking systems of cranes is an important direction in the development of modern mechanical engineering, as increasing the reliability, durability and safety of braking systems directly affects the productivity and safety of the entire production process. The proposed method of braking the movement mechanism of the bridge crane eliminates the disadvantages of friction brakes and significantly increases the efficiency of crane braking by ensuring a smooth increase in braking force. It was found that the use of spring-hydraulic brakes with fixed or variable stiffness significantly reduces the impact of dynamic loads on both the drive and the crane as a whole, but increases the braking time and braking distance.

The volume of the master's work is 69 pages of explanatory note A-4 format, and 17 pages of the research presentation in A-4 format.

Keywords: brake crane mechanisms, bridge crane, dynamic loads.

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень

Пояснювальна записка

До кваліфікаційної роботи магістра

ГММ.602-ММв.010 – 00.00.000 ПЗ

Полтава – 2024 року

Зміст

Вступ.....4
1 Аналіз сучасних конструктивних рішень кранових гальм та напрямків їх вдосконалення.....7
1.1 Основні типи кранових гальм.....7
1.2 Дослідження будови кранових гальм.....12
1.2.1 Колодкові гальма.....12
1.2.2 Стрічкові гальма.....15
1.2.3 Дискові гальма.....17
1.3 Напрямки вдосконалення кранових гальм.....19
1.4 Висновок до розділу 1.....23
2 Аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів.....24
2.1 Теоретичне дослідження динамічних навантажень на мостовий кран при естренному гальмуванні.....26
2.2 Пристрій для випробування динамічного гальмування кранових механізмів 36
2.3 Висновок до розділу 2.....40
3 Результати досліджень пружинно-гідравлічного кранового гальма.....41
3.1 Методи зниження динамічного навантаження на механізми крана під час гальмування.....41
3.2 Конструкція та робочі характеристики пружинно-гідравлічного гальма.....48
3.3 Вплив конструктивних параметрів пружинно-гідравлічних гальм на динамічне навантаження приводу.....53
3.3.1 Визначення динамічних навантажень при гальмуванні мостового крану.....53
3.3.2 Вплив жорсткості пружини на ефективність гальма.....56

					ГММ.602–ММв.010 – 00.00.000ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.		Коврижко		16.08	Зміст	Літ.	Лист 2 / Листів 2
Перев.		Криворот		16.08			
Н. контр.		Васильєв		26.08		НУ «ПП імені Юрія Кондратюка», ННІТР, 2024 р.	
Затв.		Орисенко		26.08			

3.3.3 Вплив гідравлічного опору на гальмування.....59
3.3.4 Аналіз процесу гальмування мостового краніу з колодковим та пружинно-гідравлічним гальмами.....62
3.4 Висновки до розділу 3.....64
Висновки.....65
Список літератури.....66

Вступ

Підвищення ефективності та безпеки вантажопідйомних механізмів є однією з ключових задач сучасного машинобудування, а розвиток сучасного промислового виробництва вимагає високоефективного і надійного вантажопідйомного обладнання. Одним із найважливіших елементів конструкції вантажопідйомних кранів є гальмівні системи, які забезпечують контроль над рухом та зупинкою як крана в необхідний момент так і вантажу під час підйому чи опускання. Надійність і довговічність кранових гальм визначаються їх здатністю витримувати динамічні навантаження, що виникають під час роботи у важких умовах експлуатації. Також підйомно-транспортні машини є найважливішим обладнанням для механізації робіт у всіх галузях народного господарства, промисловості, будівництві та сільськогосподарському виробництві. Вони також використовуються для переміщення людей на короткі вертикальні, горизонтальні та похилі траєкторії.

Залежно від виконуваної функції підйомно-транспортні машини можна класифікувати як вантажопідйомні, транспортувальні або навантажувально-розвантажувальні.

Питання безпеки і надійності при експлуатації підйомно-транспортних машин завжди актуальні і важливі у всіх галузях сучасної промисловості. Сьогодні безпека працівників і об'єктів підвищеної небезпеки в цілому, включаючи крани всіх типів, є одним з головних пріоритетів всіх компаній і фірм з економічної та соціальної точки зору. До кожного компонента вантажопідйомної машини є свої вимоги і заходи, які необхідно вжити для досягнення стандартів безпечної та ефективної роботи всієї кранової системи.[1]

Під час експлуатації підйомно-транспортних машин і устаткування існує ряд вимог, які повинні виконуватися як власником об'єкта, так і співробітниками або робітниками на об'єкті. Всі процеси перед початком експлуатації супроводжуються інструктажем та перевіркою робочого місця. Це також стосується всіх елементів кранових систем та обладнання, які перевіряються перед початком роботи.[2]

Одним з елементів кранової системи, який відіграє важливу роль в роботі самого крана, незалежно від його типу або застосування, є кранове гальмо. Як і всі компоненти крана, гальма поділяються на категорії, і на сьогоднішній день існує велика різноманітність.

Гальма - це механізми, призначені для утримання вантажу на певній висоті, регулювання швидкості спуску і швидкої зупинки горизонтально рухомих частин крана (моста і візка). [3]

Особливістю процесу гальмування крана є повне або часткове гальмування крана через короткі проміжки часу. Під час роботи кранові гальма обов'язково піддаються високим динамічним навантаженням. Під час гальмування, тобто при переміщенні, підйомі або опусканні вантажу, виникають різні види навантажень безпосередньо на елементи приводу і конструкцію крана.

Отже гальмівні системи кранів піддаються значним динамічним навантаженням через різкі зупинки, коливання вантажу та зміну режимів роботи крана. Ці навантаження можуть суттєво впливати на знос деталей, викликати передчасний вихід з ладу гальмівного обладнання та збільшувати ризик аварійних ситуацій. У зв'язку з цим виникає потреба у дослідженні динамічних процесів у гальмівних системах різних конструктивних рішень для підвищення їх надійності та ефективності.

Актуальність даної теми обумовлена необхідністю розробки конструктивних рішень гальм, які здатні мінімізувати негативні наслідки динамічних навантажень і забезпечити тривалу експлуатацію без поломок. Різноманітність конструктивних рішень гальмівних систем обумовлює потребу в

їхньому порівняльному аналізі, який дозволить виділити найбільш оптимальні варіанти для конкретних умов експлуатації.

Метою магістерської роботи є дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень з метою підвищення їхньої надійності, довговічності та ефективності. У ході дослідження будуть проаналізовані різні типи кранових гальм, моделюватимуться динамічні процеси при їх експлуатації, зосередивши увагу на пружинних гідравлічних гальмах, які входять до складу різних кранів.

Для досягнення поставленої мети завдання сформульовані наступним чином:

– аналіз сучасних конструктивних рішень кранових гальм та напрямків їх вдосконалення;

– дослідження будови, типів кранових гальм, визначити їх переваги і недоліки;

– аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів;

– дослідити вплив конструктивних параметрів пружинно-гідравлічних гальм на динамічне навантаження приводу.

1 Аналіз сучасних конструктивних рішень кранових гальм та напрямків їх вдосконалення

Кранові гальма відіграють критичну роль у забезпеченні безпеки та ефективності експлуатації вантажопідйомного обладнання. Сучасні конструктивні рішення гальмівних систем кранів спрямовані на забезпечення надійного контролю швидкості, точності позиціонування та безпеки зупинки вантажів під час підйому та переміщення. Існує кілька основних типів кранових гальм, кожен із яких має свої конструктивні особливості та призначений для різних умов експлуатації.

1.1 Основні типи кранових гальм

При експлуатації крана важливу роль відіграє гальмівний пристрій робочого механізму крана.

Тому, незалежно від конструкції гальм крана, встановлюється перелік вимог до них:

- правильна плавна робота гальм;
- низькі витрати на виробництво;
- відносно невеликі розміри і вага;
- швидкодія спрацьовування (розмикання і замикання);
- підвищена зносостійкість елементів, що піддаються тертю.
- гранична температура тертя не повинна перевищувати граничної температури гальмівного матеріалу та елементів кранового гальма.

Гальмування механізмів з електричним приводом може вестися електричним і механічним способом. В електричних гальмах швидкість може бути значно знижена перед застосуванням гальмування. Однак навіть в цьому випадку механічне гальмування все одно вважається єдиним способом зупинки механізму в разі відключення електроенергії.

Гальмівні пристрої можна класифікувати за різними критеріями [4 - 6]:

1) За джерелом гальмівної сили:

- механічні (Механізм використовує силу пружини для притискання гальмівних елементів. Найчастіше такі системи застосовуються як аварійні гальма для фіксації крана у нерухомому стані. Переваги: Надійність у разі відмови основної системи, низька складність конструкції. Недоліки: Обмежені можливості для постійного гальмування, потреба в ручному втручанні при активації.);

- гідромеханічні (Використовують рідину для створення тиску, який переміщує гальмівні елементи. Гідравлічні гальма часто застосовуються у великих кранах з важкими навантаженнями. Переваги: Стабільність гальмування при значних навантаженнях, плавність гальмування. Недоліки: Складність обслуговування, необхідність регулярного контролю рівня робочої рідини);

- електромагнітний (Використовують електромагніт для притискання гальмівного елемента до поверхні тертя. Цей тип гальм часто застосовується у випадках, коли необхідно швидко та точно зупинити кран. Переваги: Висока точність і швидкість реакції, можливість автоматизації процесів гальмування. Недоліки: Залежність від електроживлення, складність у разі виходу з ладу електроніки);

2) Конструктивне виконання приводу:

- конічне гальмо - з конічним приводом терття (Гальмівний барабан - з конічним приводом);

- стрічкові гальма - з приводним елементом у вигляді гнучкої стрічки, що охоплює гальмівний барабан;

- дискові гальма - з приводними елементами у вигляді інтегрованих кільцевих дисків або окремих сегментних накладок;

- колодкові гальма - з приводними елементами у вигляді накладок на колодках, що взаємодіють із зовнішньою або внутрішньою поверхнею гальмівного барабана (шківа);

Останні два типи гальм зазвичай об'єднують в одну групу з силою замикання, що діє вздовж осі гальма (осьові гальма стиснення).

3) Залежно від принципу дії

-автоматичні гальма (з електромагнітним, електрогідравлічним або електромеханічним приводом і блокуванням під впливом ваги вантажу, що транспортується), гальма блокуються синхронно з двигуном механізму і незалежно від дій оператора;

-керовані гальма - блокування або розблокування гальм здійснюється оператором під впливом керуючого пристрою.

4) За призначенням:

- гальма опускання і пристрої регулювання швидкості;

- блокувальні гальма - для зупинки і стабілізації механізму.

5) За характером гальмівної сили:

- гальма нормально замкнуті (блокувальні) – активуються постійно діючими силами (пружинами, вагою спеціальних блокувальних вантажів і т.д.), а сила розмикання гальма прикладається відразу після запуску приводу механізму (при вимиканні приводу гальмо автоматично замикається).

- гальма нормально відкриті – прикладається безперервне зусилля розмикання, яке замикається, коли прикладається зусилля керування гальмом;

- гальма комбіновані – працюють як нормально відкриті гальма в стандартних умовах і як нормально закриті гальма в аварійних ситуаціях завдяки зусиллю зовнішнього запірного клапана; - Комбіновані гальма: працюють як нормально відкриті гальма в стандартних умовах і як нормально закриті гальма в аварійних ситуаціях завдяки зусиллю зовнішнього запірного клапана.

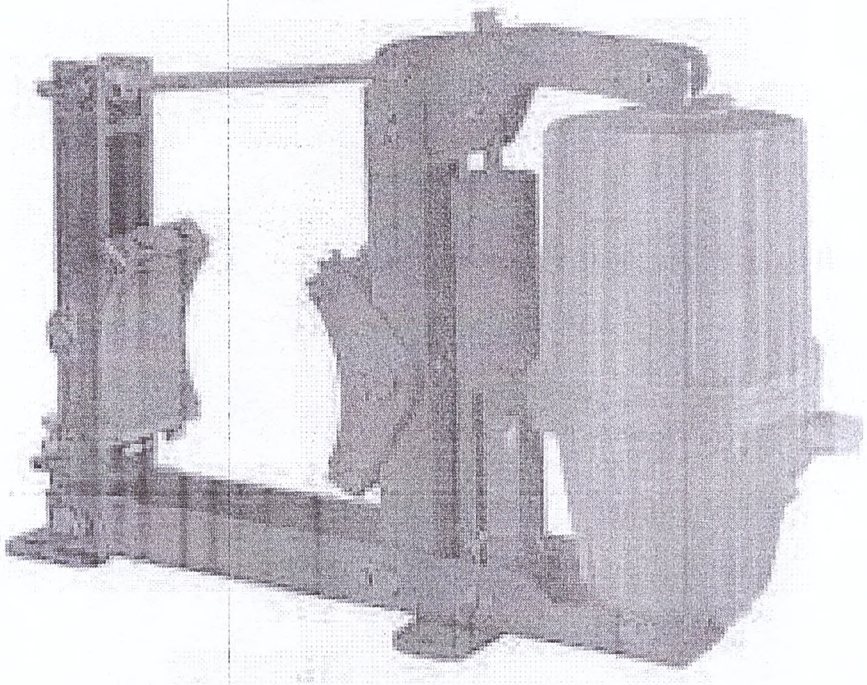


Рисунок 1.1 – Колодковий крановий гальмівний механізм

Нормально закриті фрикційні гальма широко використовуються в кранових механізмах. На рисунках 1.1 – 1.4. показано типові гальма з різними конструкціями [7 -9].

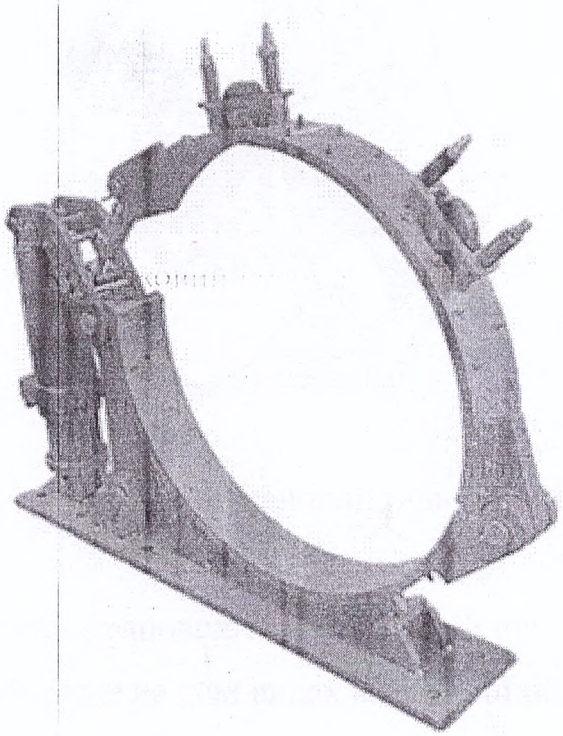


Рисунок 1.2 – Стрічковий крановий гальмівний механізм

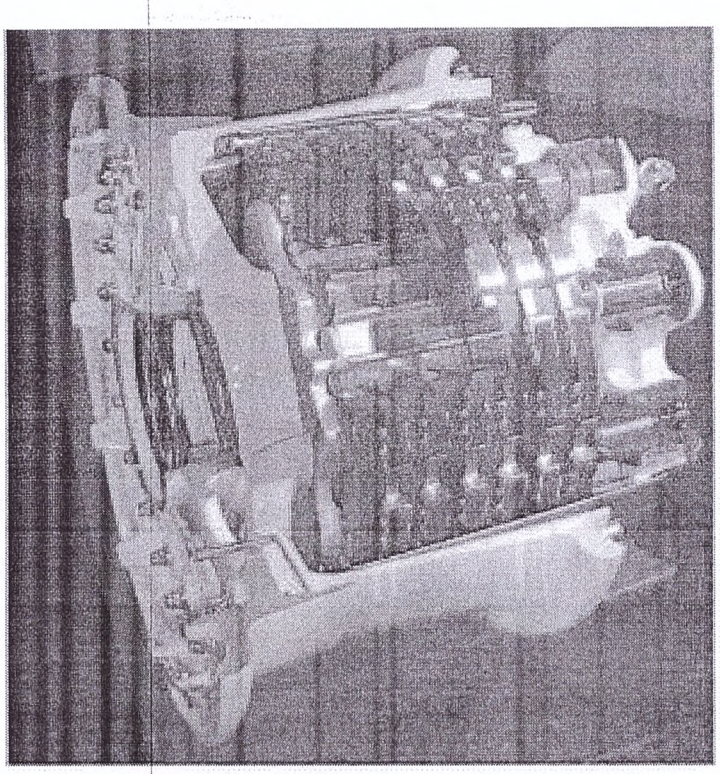


Рисунок 1.3 – Багатодисковий крановий гальмівний механізм

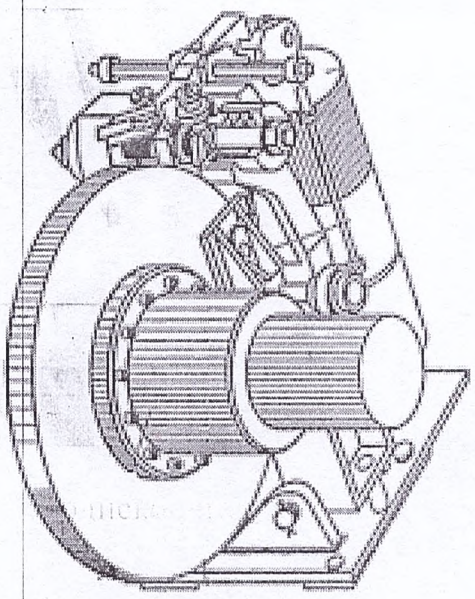


Рисунок 1.4 – Дисковий крановий гальмівний механізм

Саме використання типу кранових гальм фрикційних нормально закритих зарекомендувало себе якнайкраще на усіх видах вантажопідіймальної техніки.

1.2 Дослідження будови кранових гальм

1.2.1 Колодкові гальма

Основним завданням кранового гальма є повна зупинка кранового механізму або зменшення швидкості руху кранового механізму і підйом вантажу.

Гальма колодкові (рис. 1.5 – 1.7) є гальмівним механізмом крана. Воно виконує цю дію шляхом притискання колодок до обертового елемента механізму крана.

Широко застосовуються на козлових кранах, мостових кранах і конвеєрах безперервної дії і т.д.

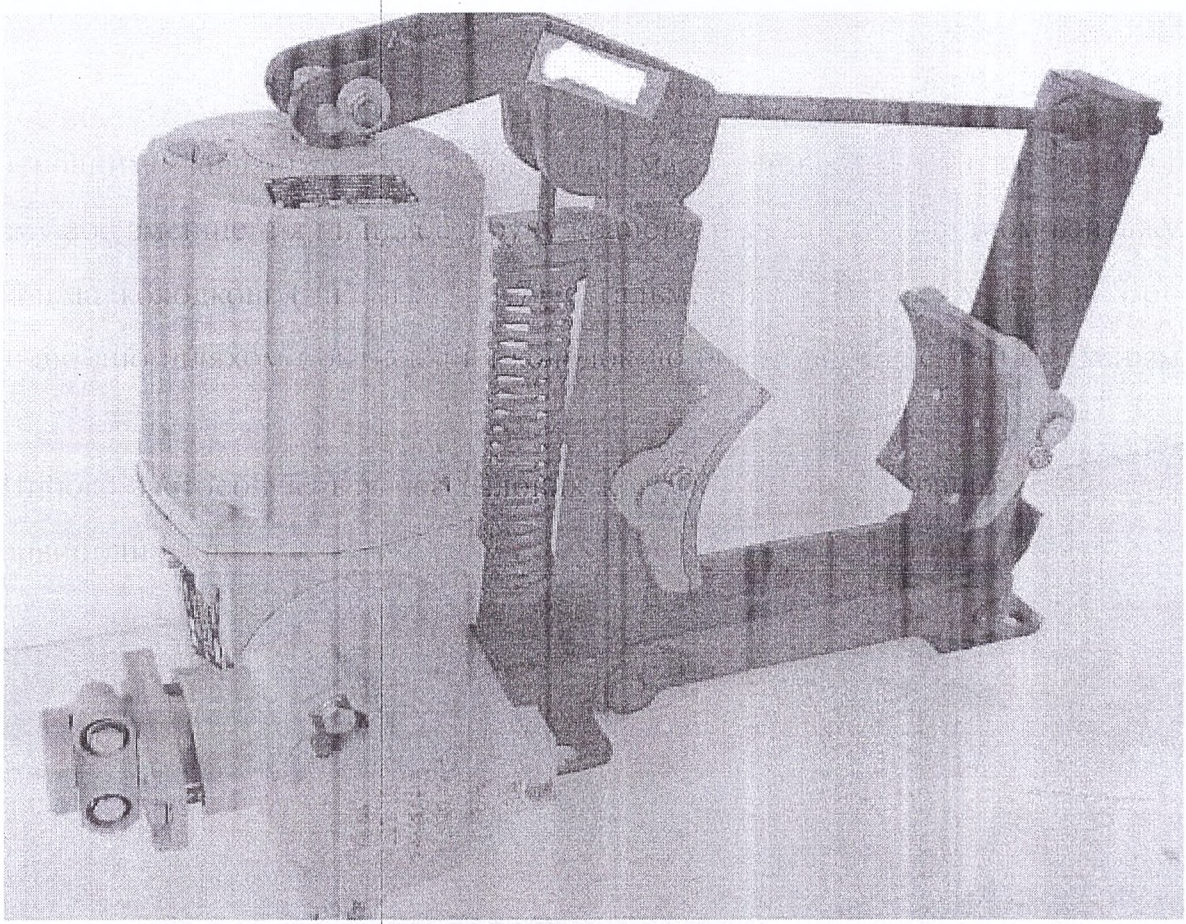


Рисунок 1.5 – Колодкове гальмо з гідравлічним штовхачем

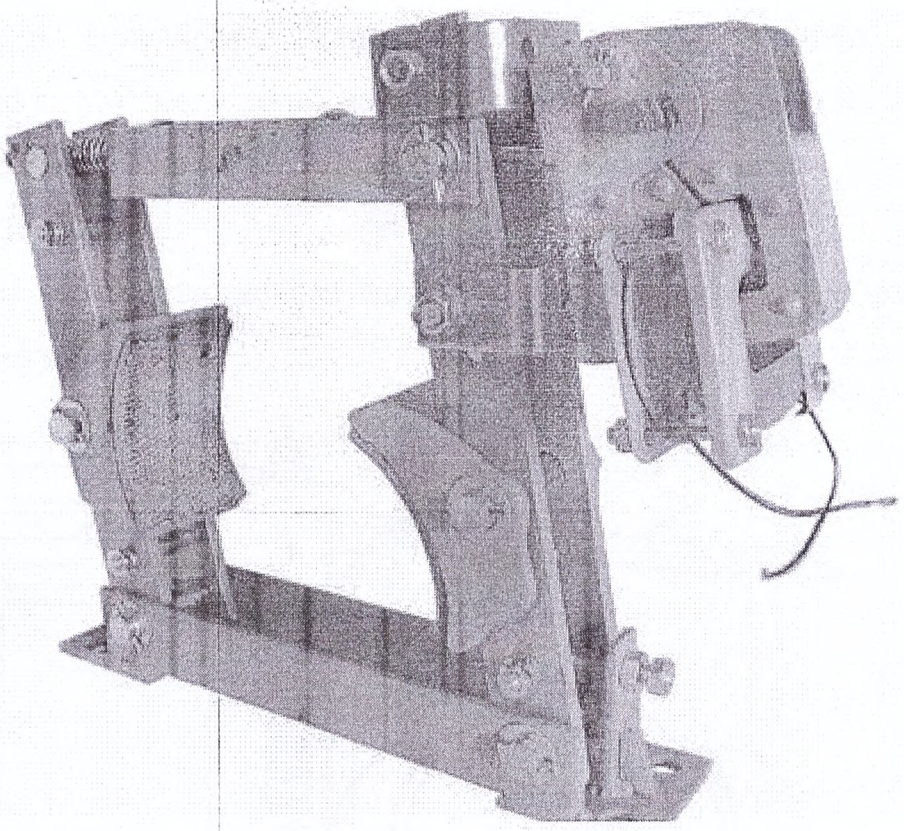


Рисунок 1.6 – Колодкове гальмо з електромагнітом постійного струму

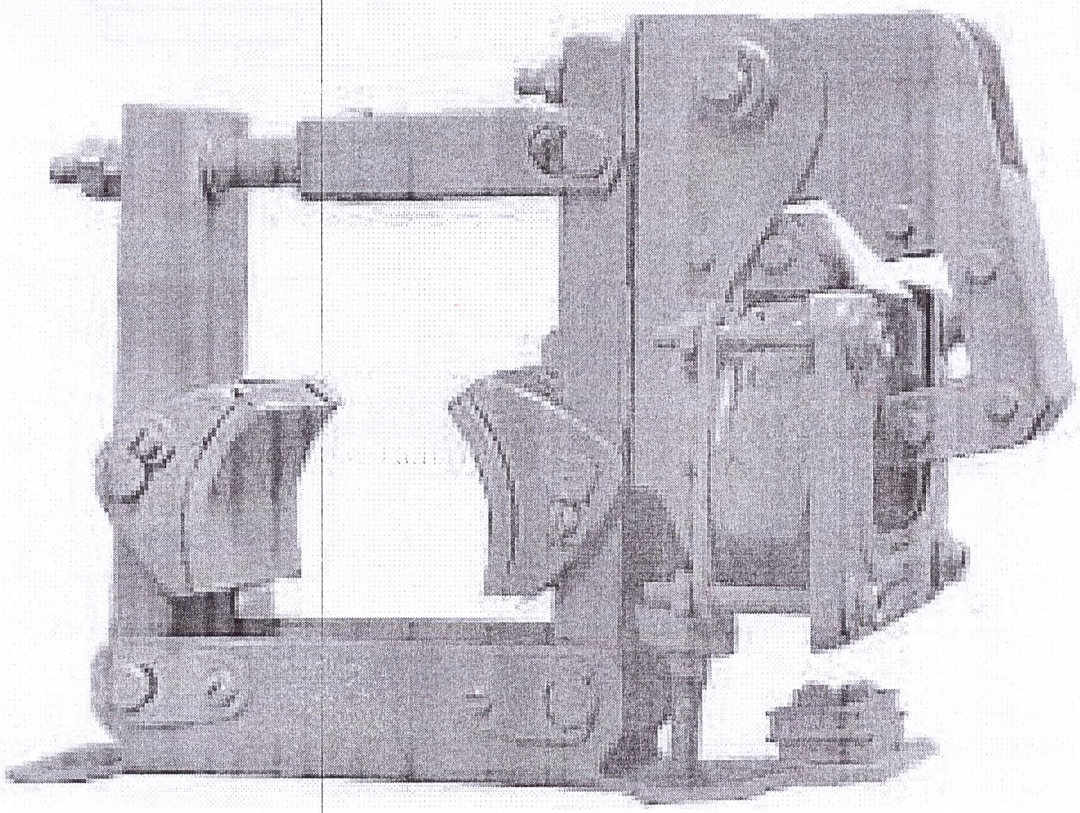
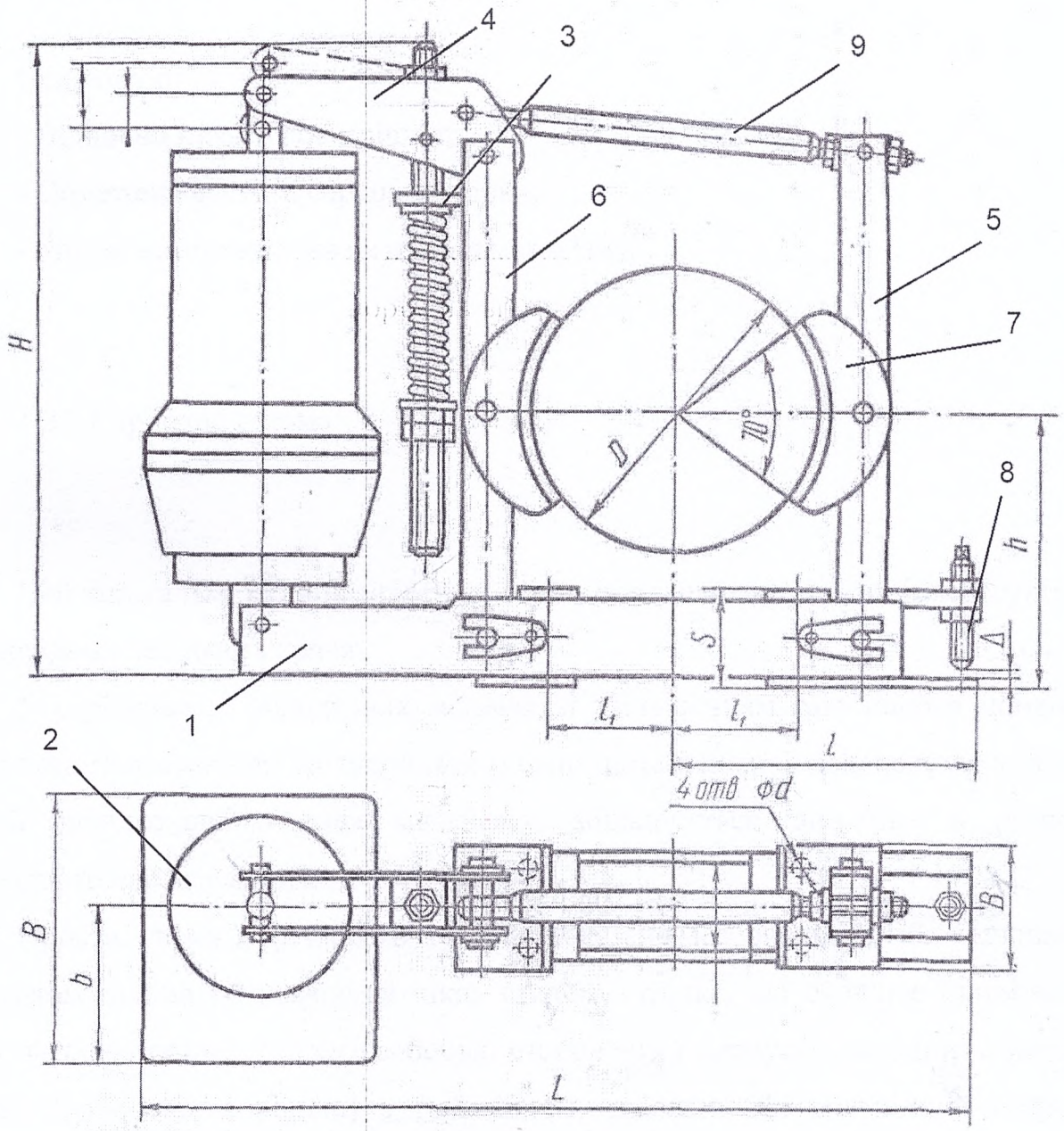


Рисунок 1.7 – Колодкове гальмо з електромагнітом змінного струму

Принцип дії колодкового гальма полягає в наступному. Колодки притискаються до гальмівного шківа важелем за допомогою стиснутої пружини. Коли штовхач від'єднується, поршень виштовхує шток вгору, важіль звільняється від пружини і шків гальмує.

Принципова схема колодкового гальма з електрогідравлічним штовхачем показана на рисунку 1.8.



1 – платформа; 2 – електрогідравлічний штовхач; 3 – пружина; 4-6 – важелі; 7 – колодки; 8 – регулюючий болт; 9 – шток

Рисунок 1.8 – Принципова схема колодкового гальма

Використання гальмівних колодок має свої плюси і мінуси. До переваг можна віднести:

- Легке і зручне обслуговування;
- Однаковий крутний момент можна отримати при обертанні в обох напрямках;
- Гальма з прямим важелем не створюють радіальних зусиль на гальмівний вал.

Недоліками гальм є:

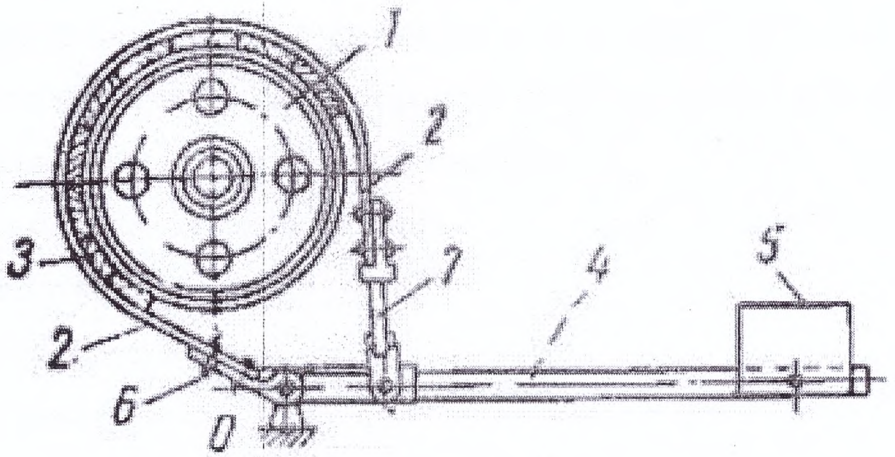
- Відносно низька довговічність;
- Обмежена частота спрацьовування;
- Ударні навантаження на привід механізму.

1.2.2 Стрічкові гальма

Цей тип гальм, який називається стрічковим, найчастіше використовується в самохідних лебідках і кранах.

У стрічкових і колодкових гальмах зі збільшенням гальмівного моменту (величини гальмування) збільшується розмір гальмівного шківа, зростає момент інерції швидкохідного вала механізму, збільшується динаміка в режимі перехідного навантаження.

Проста схема стрічкового гальма показана на рисунку 1.9. Основним елементом гальма є гальмівний шків, сталева стрічка, що охоплює гальмівний шків, з'єднана одним кінцем (робочою стороною) з корпусом машини, а іншим кінцем (робочою стороною) з гальмівним важелем. На внутрішній стороні ременя є фрикційна пластина.



1 – гальмівний шків, 2 – стальна стрічка, 3- фрикційна накладка, 4- гальмівний важіль, 5 – педаль (замикаючий вантаж), 6 – набігаючий кінець, 7 гвинтова стяжка

Рисунок 1.9 – Схема простого стрічкового гальма

Коли педаль натиснута, гальмівна стрічка натягується і сильно притискається до гальмівного шківа. Коли педаль відпускається, важіль піднімається пружиною і між гальмівною стрічкою і шківом створюється зазор 1-1,5 мм. Правильне положення стрічки відносно шківа підтримується корпусом і кронштейном.

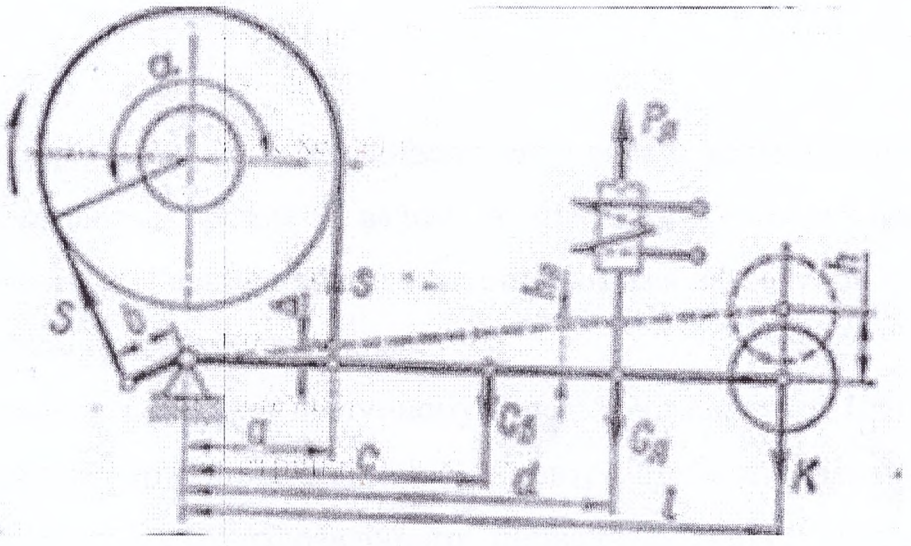


Рисунок 1.10 – Схема диференційного стрічкового гальма

Якщо необхідно зменшити зусилля на педалі гальмівного важеля, використовують диференціальне стрічкове гальмо (рис. 1.10). Диференціальні стрічкові гальма відрізняються від простих тим, що кінці гальмівної стрічки з'єднані по обидва боки від осі обертання важеля.

Переваги стрічкових гальм наступні:

- Невеликі розміри;
- Прості в обслуговуванні
- Проста конструкція
- Можливість досягнення вищих гальмівних моментів за рахунок збільшення кута прикладання.

До недоліків відносяться

- Нерівномірний розподіл тиску по довжині шківа;
- Складність розрахунку зусилля на вигин валу механізму - залежить від напрямку обертання шківа;
- Часте пошкодження сталевих пасів.

1.2.3 Дискові гальма

Дискові гальма (рис. 1.11) складаються з ряду дисків, встановлених в пазах на валу, що обертаються разом з валом, а між ними – нерухомий диск, закріплений на корпусі. Гальмівний момент створюється за рахунок стиснення обертового і нерухомого дисків пружиною.

Принцип роботи полягає в наступному. Диск 11 стискається колодкою 12 через важіль 2 під дією пружини 8 на шток 6. У центрі штока закріплений важіль, з'єднаний зі штоком електрогідравлічного приводу 5. При спрацьовуванні приводу важіль 13 повертається і під дією клина 4 і допоміжної пружини 14 на циліндрі 1 роз'єднує важіль 2 і колодку. Пристрій 10 автоматично регулює зазор,

порожниста втулка 9 нагвинчується на кронштейн колодки, циліндричний шток 12 колодки вставляється в зовнішній кінець втулки спереду, і храповик, який зєднаний шарнірно з валом 3 тягою, обертається. При кожному гальмуванні обертання втулки викликає коливальний рух, який закриває зазор.

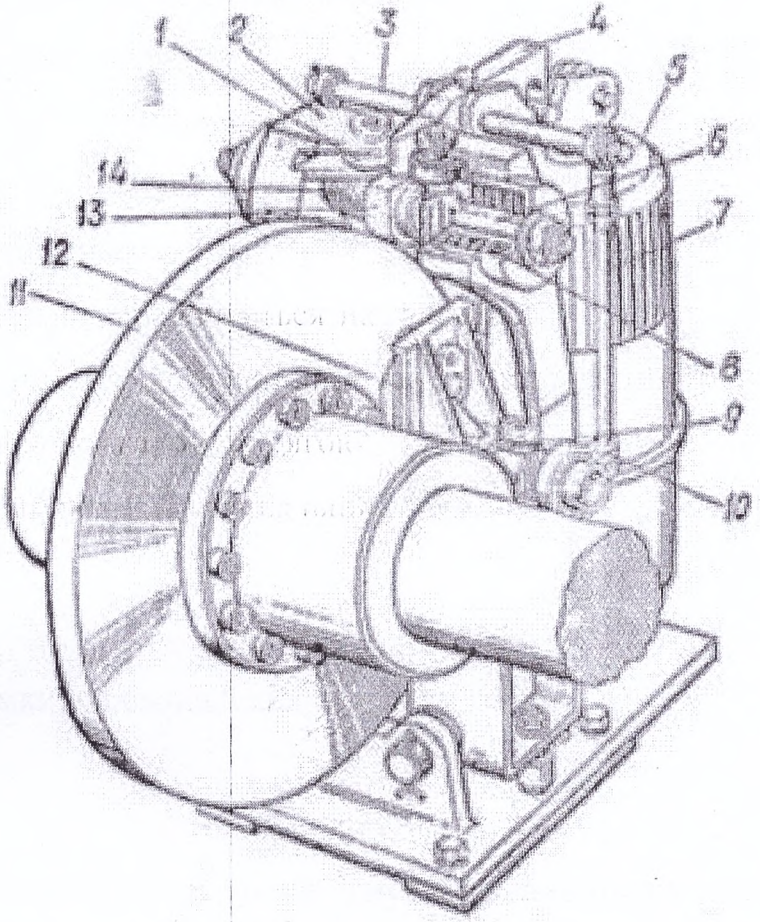


Рисунок 1.11 – Варіант дискового кранового гальма

Дискові гальма набувають все більшої популярності в останні роки. Питоме енергоспоживання таких гальмівних пристроїв значно вище, ніж у вищезгаданих типів гальм, оскільки вони використовуються для інтенсивної повторюваної роботи машини протягом коротких проміжків часу. Плоскі поверхні тертя елементів фрикційної пари дозволяють використовувати більш тверді та зносостійкі матеріали для виготовлення гальмівних колодок.

Дискові гальма з компактними розмірами можуть створювати високі гальмівні моменти, але їхня конструкція складна, а застосування обмежене.

Переваги дискових гальм.

- Легкі та компактні;

- Колодки рівномірно прилягають до диска, що забезпечує чудову ефективність;

- Відмінні охолоджувальні властивості;

- Функція самоочищення;

- Наявність багатопоршневих супортів, отворів, різних канавок для відведення бруду і газів, насічок.

Недоліки дискових гальм.

- Схильність до всіляких забруднень і корозії;

- Попадання холодної води на нагріті робочі поверхні може викликати деформацію і розтріскування;

- Високе тепловиділення під час роботи.

1.3 Напрямки вдосконалення кранових гальм

Оскільки багато конструкцій існуючих гальмівних систем мають багато недоліків, дослідники визначили шляхи вдосконалення існуючих конструкцій або створення нових типів гальм.

Відповідно, методи дослідження можна класифікувати наступним чином:

- Інноваційні матеріали – використання нових матеріалів з покращеними термо- та зносостійкими властивостями може значно підвищити довговічність та ефективність гальмівних систем. Наприклад, композитні матеріали з високою температурною стійкістю можуть зменшити знос та підвищити термін служби гальм;

- Підвищення енергоефективності – вдосконалення гальмівних систем із впровадженням енергоефективних рішень, таких як рекуперативне гальмування,

може забезпечити не лише економію енергії, але й зменшення зносу гальмівних елементів;

- Інтеграція з автоматизованими системами керування – розвиток електронних та цифрових систем керування дозволяє створювати гальмівні системи з більшою точністю та швидкістю реакції. Інтеграція гальм з автоматичними системами діагностики та прогнозування зношування підвищує безпеку та надійність роботи кранів.

- Модернізація систем охолодження – покращені системи охолодження для дискових та барабанних гальм можуть зменшити ризик перегріву та пов'язаного з ним зносу, що є важливим для кранів, які працюють у важких умовах або за високих навантажень;

- Створення автоматичних гальмівних пристроїв, що модернізуються за рахунок гальмівних компонентів;

- Розробка і реалізація концепції безперервного гальмування з використанням гальма і гальмівної системи;

- Покращення динамічних характеристик – розробка нових конструктивних рішень для зниження вібрацій та ударних навантажень під час гальмування може значно покращити стабільність та зменшити знос гальмівних компонентів. Також може бути запроваджено системи, що дозволяють змінювати характеристики гальмування в залежності від умов експлуатації.

Відповідно до цих напрямків в роботах [10, 11] було запропоновано новий метод аналізу ефективності гальмування з використанням інформаційних технологій. А саме, створення програм та алгоритмів, здатних оцінювати безпеку експлуатації підйомно-транспортних машин при зміні гальмівного моменту. Також було запропоновано метод розрахунку температури зони контакту пар тертя в конструктивних елементах кранового гальма.

Завдяки цим дослідженням реалізовано конструкції згідно з пропозиціями для колодкових, дискових та дисково-колодочних гальм:

- Для колодкових гальм була розроблена система важелів Duplex, яка має

значну перевагу в тому, що може використовувати гальмівний момент в діапазоні від 50 до 250 Нм;

- Термін служби шарнірних з'єднань було подовжено шляхом заміни звичайних підшипників ковзання на метало-фторполімерні підшипники, які є самозмащувальними;

- Завдяки низькій вартості, загальна вартість також була знижена, що призвело до зниження експлуатаційних витрат на гальмо і зниження витрат на закупівлю;

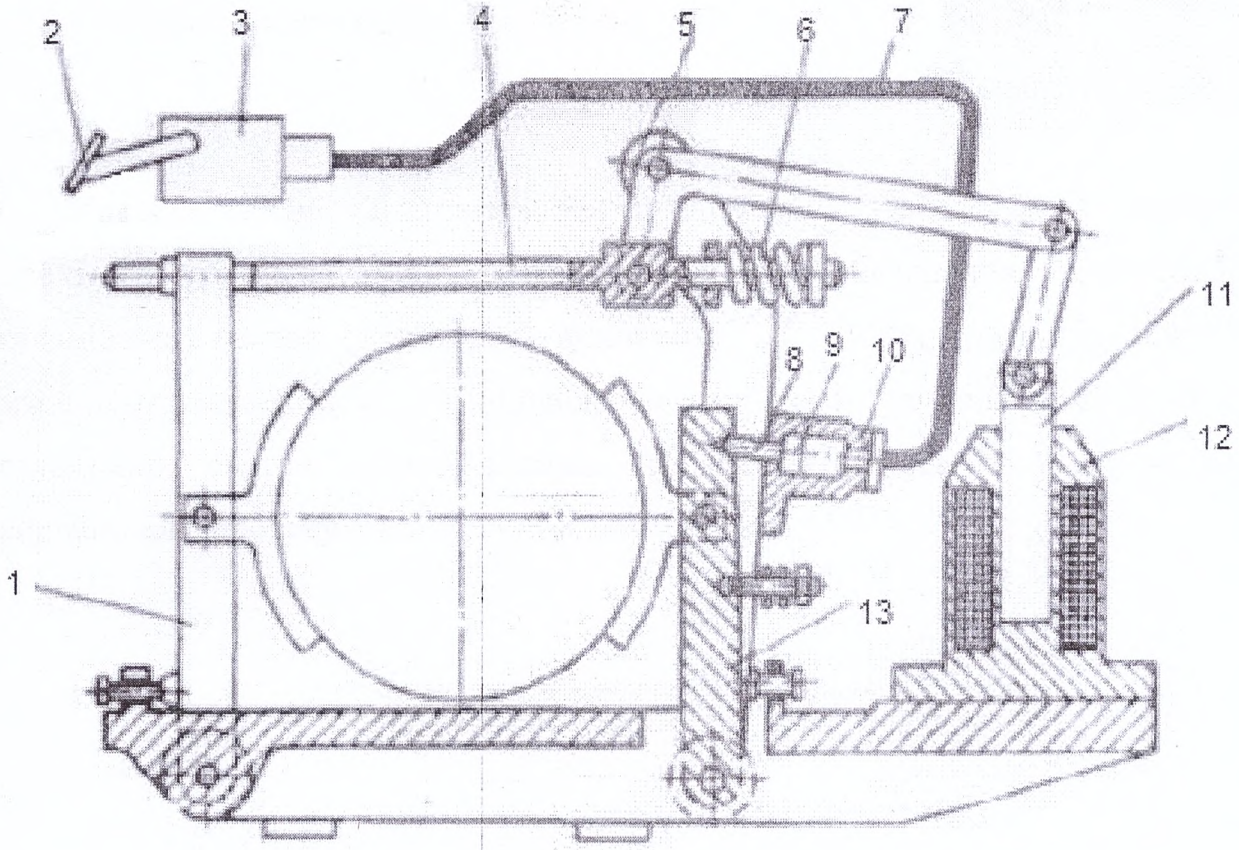
- Розробка типорозмірного ряду дискових гальм з гальмівними моментами від 20 до 2100 Нм дозволила скоротити кількість типорозмірів гальм;

- Зменшення впливу зносу елементів автоматичного компенсатора зносу, тобто гальмівної фрикційної накладки, на гальмівний момент;

- Подовження терміну служби гальмівних фрикційних накладок.

Автор [12] детально розглянув і зробив значний внесок у вирішення проблеми енергетичного навантаження гальм та провів дослідження з визначенням температурного навантаження окремих елементів та їх впливу на гальмування. Результати цих досліджень були проведені для ряду конструкцій стрічкових, колодкових та дискових гальм. Також були досліджені питання довговічності колодок, гальмівних шківів і дисків як елементів кранового гальма. Запропоновано унікальні конструкції гальм, які можуть ефективно відводити надлишкове тепло від фрикційних елементів і зменшувати гальмівний момент за рахунок стабілізації неконтрольованого підвищення температури під час тертя.

Основна увага приділяється нормально замкненим гальмам, які дозволяють змінювати гальмівний момент під час гальмування. Тому було запропоновано конструкцію керованого нормально замкненого електромагнітного гальма, яке може стабілізувати процес гальмування крана [13].



1,5 – важелі; 2 – педаль; 3 – гідроциліндр; 4 – тяга; 6 – пружина; 7 – циліндр робочій; 8 – шток поршня; 9 – поршень; 10 – циліндр для подачі робочої рідини; 11 – сердечник; 12 – електромагніт; 13 – елемент рами

Рисунок 1.5 – Гальмо комбіноване

Новим напрямком розвитку кранових гальм є використання комбінованих гальм. Це дозволяє більш ефективно використовувати власні елементи крана, такі як, наприклад, візок, і покращує автоматичне вимкнення в кінцевій точці руху за відсутності електроенергії. У самому комбінованому гальмі немає особливих відмінностей, але є відмінності в будові гідравлічного і пневматичного циліндрів.

Комбіноване гальмо показано на рисунку 1.5. Для активації гальма кранівник натискає на педаль, в результаті чого обидві колодки притискаються до шківів майже одночасно. При припиненні подачі живлення на гальмо спрацьовує пружина 6, яка автоматично активується під дією тягового зусилля, що діє на важелі 1 і 5.

1.4 Висновок до розділу 1

Кранові гальма відіграють критичну роль у забезпеченні безпеки та ефективності експлуатації вантажопідйомного обладнання. Удосконалення гальмівних систем кранів є важливим напрямком розвитку сучасного машинобудування, оскільки підвищення надійності, довговічності та безпеки гальмівних систем прямо впливає на продуктивність та безпеку всього виробничого процесу.

2 Аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів

Під час роботи кранів постійно застосовується гальмування. Для електричних кранів існує два види гальмування: нормальне гальмування і екстрене гальмування. Нормальне гальмування застосовується під час нормальної роботи та при виникненні помірних несправностей, таких як перегрів електричної системи. Однак екстрене гальмування також неминуче в деяких ситуаціях. Наприклад, раптово відключається електроенергія, виникає перевищення струму в ланцюзі приводного двигуна, вантажозахоплювальний пристрій стикається з важелем противагового кінцевого вимикача або натискається кнопка аварійної зупинки [14] і так далі.

Нормальну операцію гальмування можна описати так: спочатку застосовується електричне гальмування, потім механічне гальмо, коли швидкість обертання двигуна досягає заданого низького рівня, а згодом електродвигун вимикається менш ніж за секунду. Однак, коли відбувається екстрене гальмування, механізм зупиняється тільки механічним гальмом, без процесу електричного гальмування.

Висока безпека потрібна у всіх кранах, і тому механічне гальмо є одним з найважливіших пристроїв для забезпечення безпечної роботи кранів. Було прийнято, що процес гальмування механічним гальмом викликає розсіювання енергії і знос пар тертя [15], і життєво важливо підтримувати стабільну гальмівну здатність гальм. Тому потрібно дотримуватися деяких основоположних принципів при виборі гальм [16].

Згідно з [17], гальмівна здатність механічних гальм в роботі пов'язана з тепловим навантаженням гальм, роботою тертя, силою тертя на початку

гальмування і частинками металу, дифундованими в фрикційні накладки. Середній коефіцієнт тертя пари тертя в основному залишається інваріантним в межах нормального діапазону теплових навантажень, але він різко знижується при перегріві пар тертя [17, 18]. У той же час автори [19] продемонстрували, що існують досить різні теплові характеристики для різних типів матеріалів пар тертя гальм.

Безпека кранів також багато в чому пов'язана з їхніми динамічними реакціями під час нормальної роботи. Автори [20] проаналізували динамічний коефіцієнт каната плаваючого крана під час підйому на основі гнучкої багатотілої динаміки. Автори [21] провели динамічний аналіз гратчастого мобільного крана під час підйому, керованого гідравлічною вторинною системою управління з регулюванням швидкості. Автор [22] провела чисельне моделювання автокрана з використанням динамічної моделі з урахуванням гнучкості системи опори крана. Автори [23] вивчали динамічний відгук сталевої конструкції баштового крана, викликаний рухом сферичного маятника і плоского маятника (корисне навантаження і канат розглядаються як єдиний маятник). Автори [24] представила нову динамічну модель поворотних кранів з великим кутом розгойдування корисного вантажу під час ковзання. У роботі [25] представлено динамічну модель хитаючого руху крана з гнучкою стрілою кулака. Автор [26] побудував динамічну модель лісового журавля, яка враховувала гнучкість зв'язків між краном і землею, гнучкість ланок і їх приводів на основі методу жорстких кінцевих елементів. Автори [27] реалізували статичний і динамічний аналіз морського кулакового стрілового крана під час прискорення або уповільнення підйомника в 3D динамічній моделі. Томаш [28] представив динамічну модель мостового крана під час роботи підйомного механізму, яка включала дві моделі системи сталевих канатів, а саме модель Кельвіна-Фойгта і модель Бук-Вена, для розгляду впливу параметрів канатної системи на динамічні фактори через інерційний ефект маси вантажу під час роботи підйомного механізму.

Щоб змоделювати тривимірні нелінійні сейсмічні реакції контейнерних кранів, науковці в роботі [29] представили модель, що включає проблему

контакту між колесами та рейками кранів, засновану на формулі динаміки багатьох тіл..

Сьогодні екстрене гальмування вантажопідіймальних кранів останнім часом стало серйозною проблемою [18,30,31]. Автори [18] підготували матеріал гальмівної колодки з високим коефіцієнтом тертя, який використовується для екстреного гальмування надглибокого підйомника вугільної шахти, і перевірили його трибологічну поведінку за допомогою тесту, розробленого за допомогою єдиного методу експериментального проектування. Автор [31] запропонував нову схему екстреного гальмування для козлового підйомника для обробки вугілля для запобігання появі високих навантажень на приводних ланцюгах талі, який був оснащений додатковим запобіжним гальмом на канатному барабані. Авторами [32] досліджено напружено-деформований стан сталевої рами козлового крана в умовах горизонтальних обмежених сил рейок, викликаних різницею гальмівних моментів гальм, розташованих з двох сторін козлового крана при гальмуванні.

Хоча екстрене гальмування є свого роду незвичайною операцією, під час якої компоненти кранів можуть піддаватися найбільш несприятливим навантаженням, особливо для тих, що контролюються системами регулювання швидкості, оскільки динамічні навантаження при нормальній роботі стали менш серйозними після впровадження технології частотного регулювання, електричного гальмування і формування команд [33-35]. Однак нез'ясованими залишаються проблеми, які найбільше хвилюють інженерів-конструкторів, характеристика динамічних реакцій при операціях екстреного гальмування і відповідні фактори впливу.

2.1 Теоретичне дослідження динамічних навантажень на мостовий кран при естренному гальмуванні [36]

Враховуючи, що вихід з ладу підйомного механізму є більш небезпечним,

ніж механізму руху або переміщення, нещасні випадки, викликані гальмуванням підйомних механізмів за допомогою механічних гальм, не є рідкістю, а перевірка екстреного гальмування є нереалістичною або нездійсненною під час проектування виробу. Таким чином, оскільки неможливо визначити динамічні навантаження за допомогою експериментів на етапі проектування, прогнозування динамічних навантажень при екстреному гальмуванні стає необхідним для проектування крана.

У роботі [36] запропоновано методику розрахунку динамічного відгуку в електричних мостових кранах при аварійному гальмуванні для зупинки корисного вантажу під час вантажопідіймальних робіт. По-перше, за принципом Гамільтона створюється нелінійна динамічна модель загального мостового крана з чотириколісним візком. Потім динамічний відгук системи при схемі гальмування реалізується за допомогою алгоритму моделювання, представленого в даній роботі/

Було зроблено декілька припущень:

- Дві балки розглядаються як балки Ейлера з однаковою малою кривизною, а їх жорсткість на вигин, маса і коефіцієнт в'язкого демпфування балки дорівнюють відповідно EI_x, m_g і c_g.

- канат розглядається як пружне тіло без маси і тільки з натягом; його осьова жорсткість і коефіцієнт в'язкого демпфування дорівнюють k_w і c_w відповідно.

- статори і ротори двигунів, муфти, гальмівні барабани (або диски), канатний барабан, шестерні, рама візка, кінцеві каретки, вантажозахоплювальний пристрій і корисне навантаження розглядаються як тверді тіла.

- зазори між деталями трансмісії незначні.

Виходячи з наведених вище припущень, динамічна модель електричного мостового крана показана на рисунку 2.1.

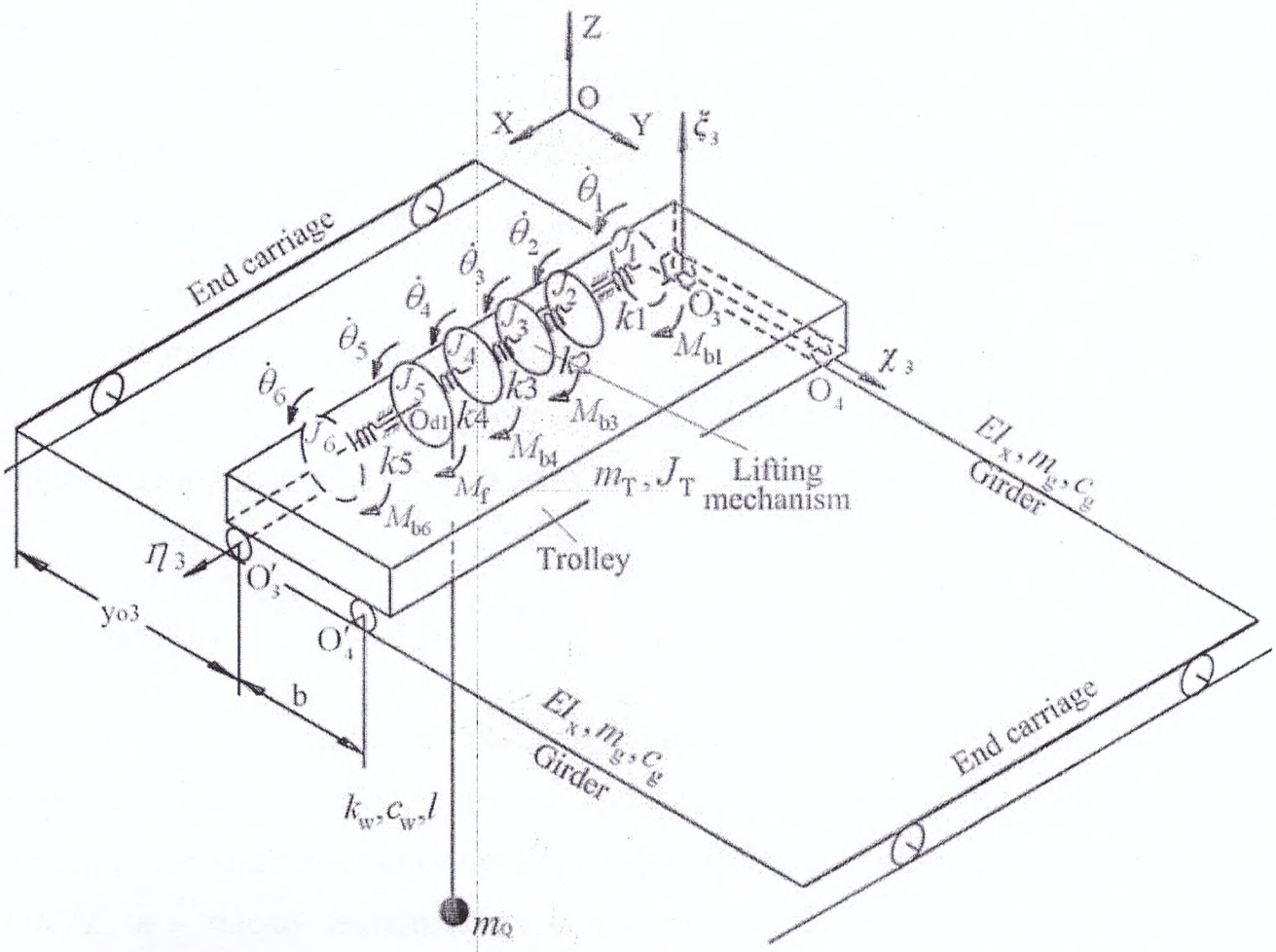


Рисунок 2.1 – Динамічна модель електричного мостового крана

Позначення на рисунку 2.1: m_T і J_T - маса і момент інерції візка, включаючи підйомний механізм, механізм переміщення і раму візка; $J_i\ (i=1,2,...,6)$ і $k_i\ (i=1,2,...,5)$ - це момент інерції обертової маси і жорсткості на кручення пружних валів в підйомному механізмі, перетворених на вісь канатного барабана. Для спрощення обертове тверде тіло з моментом інерції $J_i\ (i=1,2,...,6)$ надалі іменується компонентою $J_i\ (i=1,2,...,6)$. Таким чином, $\theta_i\left(i=1,2,...,6\right)$ і $\dot{\theta}_i\left(i=1,2,...,6\right)$ - це кут обертання і швидкість обертання компонента $J_i\ (i=1,2,...,6)$, перетворена на вісь барабана відповідно. $M_{bi}\left(t\right)\left(i=1,3,4,6\right)$ і $l\left(t\right)$ - гальмівний момент на компоненті $J_i\ (i=1,2,4,6))$, що прикладається механічним гальмом, і довжина троса, що підвішується до канатного барабана (компонент J_5) і функції часу t. M_f - крутний момент опору в підйомному

механізмі.

Слід зазначити, що механічне гальмо може бути обладнане на будь-яких компонентах J_i $(i=1,2,4,6)$, в залежності від схеми гальмування в підйомному механізмі, а саме, не всі компоненти J_i $(i=1,2,4,6)$ обов'язково виконуються з механічним гальмом.

Енергетичні функції системи

Встановивши систему координат *OXYZ* , автори [36], припустили, що пружна деформація балок щодо положення під їх власною вагою становить

$$w(y,t)=N(y)a(t) \tag{2.1}$$

де $N(y)=\left(\sin\left(\frac{\pi y}{L}\right),\sin\left(\frac{2\pi y}{L}\right),\ldots,\sin\left(\frac{n\pi y}{L}\right)\right)$, $a(t)=\left(a_1(t),a_2(t),\ldots,a_n(t)\right)$

Тут y - координата, яка використовується для визначення положення перетину балки вздовж напрямку прольоту, **a** - узагальнені координати, які використовуються для опису пружної деформації балки вздовж напрямку Z в рамі OXYZ. n - число узагальнених координат, що використовуються для опису пружної деформації балок.

Якщо визначити енергію деформації двох балок в положенні статичної рівноваги при їх власній вазі рівною нулю, а площину *XOY* - нульовим положенням гравітаційної потенційної енергії, то потенційну енергію системи можна виразити як

$$V=\frac{1}{2}\theta^T K_L\theta+\frac{1}{2}k_w\left[l(t)+l_d\right]\varepsilon^2(t)+\frac{1}{2}a^T N_{v1}a+m_T g\left(C_T+N_T a\right)+ \\ +m_Q g\left(C_d+N_d a-l(t)\left[1+\varepsilon(t)\right]\right) \tag{2.2}$$

де

$$K_L=\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3+k_4 & -k_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_1+k_2 & -k_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 \end{bmatrix},$$

$$\theta^T = \left(\theta_1(t), \theta_2(t), \ldots, \theta_6(t)\right),$$

$$N_{v1} = \pi^4 EI_x diag\left(1, 2^4, \ldots, n^4\right) / L^3,\ N_T = \left[\chi_T N\left(y_{O3} + b\right) + \left(b - \chi_T\right) N\left(y_{O3}\right)\right] / b,$$

$$N_d = \left[\chi_d N\left(y_{O3} + b\right) + \left(b - \chi_d\right) N\left(y_{O3}\right)\right] / b,\ \ l_d = R_d / 2\mu m_s /$$

Тут $C_i\left(i = T, d\right)$ - константи, що беруть участь в пружній деформації внаслідок власної ваги, розвалу і розмірів балки. μ - коефіцієнт тертя між канавкою барабана і тросом. χ_d *і* χ_T – χ χd і χT - χ координати осі барабана і центру ваги візка відповідно в локальній системі відліку $O_3, \eta_3, \chi_3, \xi_3$(див. рис. 2.1).

Кінетична енергія T системи буде

$$T = \frac{1}{2}\left(m_g \dot{a}^T \dot{a} + \dot{a}^T \left(N_\Phi^T J_T N_\Phi + N_T^T m_T N_T\right)\dot{a} + m_Q Z_Q^2 + \dot{\theta}^T J_L \dot{\theta}\right) \qquad (2.3)$$

де

$$J_L = diag\left(J_1, J_2, \ldots, J_6\right),\ N_\Phi = \left(N(y_{O3} + b) - N(y_{O3})\right) / b,$$

$$\dot{Z}_Q(t) = N_d \dot{a} - \dot{l}(t)\left[1 + \varepsilon(t)\right] - l(t)\dot{\varepsilon}(t)$$

Тут $\dot{Z}_Q(t)$ є похідною від Z-координати в рамі XYZ центру маси корисного вантажу (включаючи вантажозахоплювальний пристрій) по відношенню до часу, $\varepsilon(t)$ *і* $\dot{\varepsilon}(t)$ - напруга падаючогоканату і похідна від $\varepsilon(t)$ по відношенню до часу. $y_{O3}(t)$і b — координата Y осі коліс візка O_3O_3'і колісної бази візка відповідно (див. рис. 2.1).

Віртуальна робота неконсервативних сил [36]

У цій динамічній системі всі неконсервативні сили - це гальмівний момент механічного гальма, крутний момент опору в підйомному механізмі, сили демпфування, що стосуються пружних компонентів, і сила тертя між барабаном і канатом, що обмотується навколо барабана, відповідно.

Автори [36] припустили, що напрямки $\dot{\theta}_i\left(i = 1, 2, \ldots, 6\right)$і $M_{bi}\left(i = 1, 3, 4, 6\right)$, як показано на рисунку 2.1, додатні. Таким чином, якщо демпфуючі сили в пружних компонентах розглядати як в'язкі, то віртуальна робота неконсервативних сил в

динамічній системі становить

$$\delta W = -\left(M_b + Q_f + c_S \dot{\theta}^T K_L\right)\delta\theta - c_g a^T N_{v1}\delta a - \left(c_W \dot{\varepsilon}(t)\left[l(t) + 2l_d\right] + k_W \varepsilon l_d\right)\delta\varepsilon \quad (3.4)$$

де

$$M_b = \left[M_{b1}, 0, M_{b3}, M_{b4}, 0, M_{b6}\right], \quad Q_f = \left[0, 0, 0, 0, M_f, 0\right],$$

$$M_{bi} = \begin{cases} \operatorname{sgn}\left(\dot{\theta}\right) M_{bsi}(t), & \theta_i \neq 0 \\ \leq M_{bsi}(t)\, i \geq -M_{bsi}(t), & \theta_i = 0 \end{cases} \quad \left(i = 1, 2, 4, 6\right),$$

$$M_f = m_f\left[k_W \varepsilon(t) + c_W \dot{\varepsilon}(t)\right], \quad m_f = \begin{cases} \left(1 - \eta_L\right) R_d / m_s, & \dot{\theta}_5 \geq 0 \\ -\left(1 - \eta_L\right) R_d / m_s, & \dot{\theta}_5 \leq 0 \end{cases}$$

Тут c_s - коефіцієнт в'язкого демпфування ведучого валу в підйомному механізмі, η_L - ККД підйомного механізму, R_d - радіус обмотки дротяного троса на барабані, m_s - мультиплікаційний коефіцієнт блоку шківа підйомного механізму, $M_{bsi}(t)$ - часова функція гальмівної здатності механічного гальма.

Загальна довжина каната (сума довжини недеформованого сегмента каната, що обмотується на барабані і підвішується до нього) під час гальмування не могла змінюватися, тому кут обертання канатного барабана, довжина і напруга дротяного каната, підвішеного до барабана, не залежать один від одного. Саме з огляду на вищевикладене, представлений модифікований лагранжіан, $L = T - V + \varphi\lambda$. Тут λ - множник Лагранжа, φ - умова обмеження, виражена Eq [36].

Після застосування принципу Гамільтона з модифікованим лагранжіаном і ігнорування малої якості вищого порядку виведені рівняння руху крана при екстреному гальмуванні стало

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f \quad (3.5)$$

Рівняння (3.5) є загальним рівнянням руху електричного крана під час гальмування підйомного механізму. Під час гальмування компоненти $J_i\left(i = 1, 2, 4, 6\right)$, на які подається гальмівний момент, існують у двох видах станів руху: обертанні та без обертання. Різні стани руху компонентів

$J_i\left(i=1,2,4,6\right)$ будуть відповідати різним рівнянням руху системи.

Однак найбільш складним процесом є судження про стан руху компонентів $J_i\left(i=1,2,4,6\right)$. Щоб судити про ці стани, необхідно перевіряти такі параметри, як $\dot{\theta}_i, \left|T_{Ji}\right| - M_{bsi}, в\left(\left|T_{Ji}\right| - M_{bsi}\right)/dt$. Тут T_{Ji}- це алгебраїчна сума всіх крутних моментів, що діють на компоненту J_i, крім гальмівного моменту.

Коли компонента $J_i\left(i=1,2,4,6\right)$ утримується гальмом і не може обертатися, рівняння руху слід звести в наступні два етапи: По-перше, підставляємо новий вектор f , який є різницею між вектором f і добутком вектора, утвореного елементами $(n+i)$-го стовпця K і θi, який є кутовим переміщенням компоненти J_i, коли компонента J_i припиняє обертання, для вектора f; по-друге, видалення рядка, що включає компоненту J_i у векторі a, і стовпця, що включає компоненту J_i в матрицях **M**, **C** і **K** у рівнянні руху.

В результаті перерахованих вище змін рівнянь руху в залежності від режимів гальмування рівняння (3.5) є нелінійним. Оскільки кулонівське тертя прийнято в тому, що змінюється знак з напрямком $\dot{\theta}_i$, рівняння (3.5) також не є гладким. Більш того, матриці маси, демпфування і жорсткості системи змінюються з часом. Тому динаміка, що описується рівнянням (3.5), досить складна.

Отже змодельований приклад авторами [36] розрахований процес аварійного гальмування підйомного механізму мостового крана 32Т з двома гальмами, які кріпляться до компонентів *J4* і *J6* відповідно і приймаються як ідентичні і приводяться в дію одночасно.

Згідно з протоколом випробувань виробників і запропонованим в розрахунку прийнята сила тертя в парах тертя гальм, яка характеризується кулонівським тертям з рівними статичними і динамічними коефіцієнтами тертя.

На рисунках 2.2 і 2.3 показана динамічна реакція при екстреному гальмуванні. На початку гальмування приводний електродвигун підйомного механізму обертається з номінальною швидкістю підйому і опускання n_e,

відповідно. Надалі вони будуть називатися сценарієм А і Б відповідно. Всі наступні числові результати за участю високошвидкісних ланок були перетворені назад на високошвидкісну вісь.

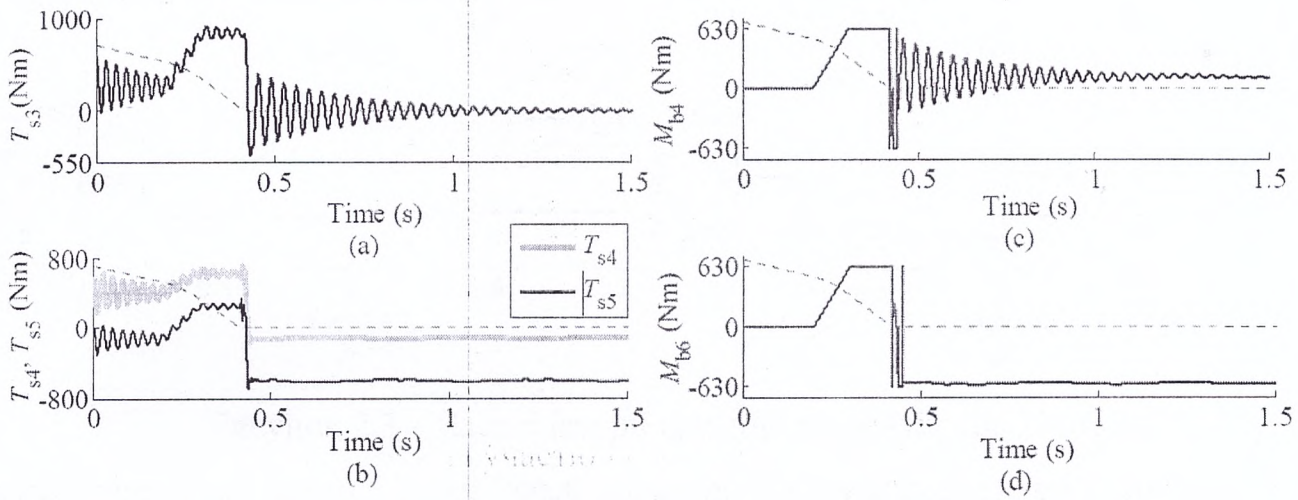


Рисунок 2.2 – Часові історії крутних моментів, що діють на високошвидкісні ланки, і розрахунковий гальмівний момент двох гальм у сценарії А: (а) крутний момент на валу між компонентами *J3* і *J4*; (b) Крутні моменти на вали між компонентами *J4* і *J5* або *J5* і *J6*; (c) розрахунковий гальмівний момент гальма, прикріпленого до компонента *J4*; (d) Розрахунковий гальмівний момент гальма, прикріпленого до компонента *J6*.

З рисунку 2.2 (а) - (б) і 3 (а) - (б) випливає, що часові історії крутних моментів чітко можна розділити на три фази по моменту t_{bs} і моменту t_{be}, при якому одна з компонентів *J4* і *J6* припиняє обертання першим (після t_{be} процес гальмування підйомного механізму механічним гальмом вважається закінченим). Три фази послідовно відповідають динамічним процесам, в яких система знаходиться у вільному русі при відсутності гальмування; що підйомний механізм сповільнюється гальмами, а після гальмування підйомного механізму закінчується. І на останній фазі система, можливо, переживає серію переходів між комбінацією стану обертання і стану без обертання двох гальмівних барабанів.

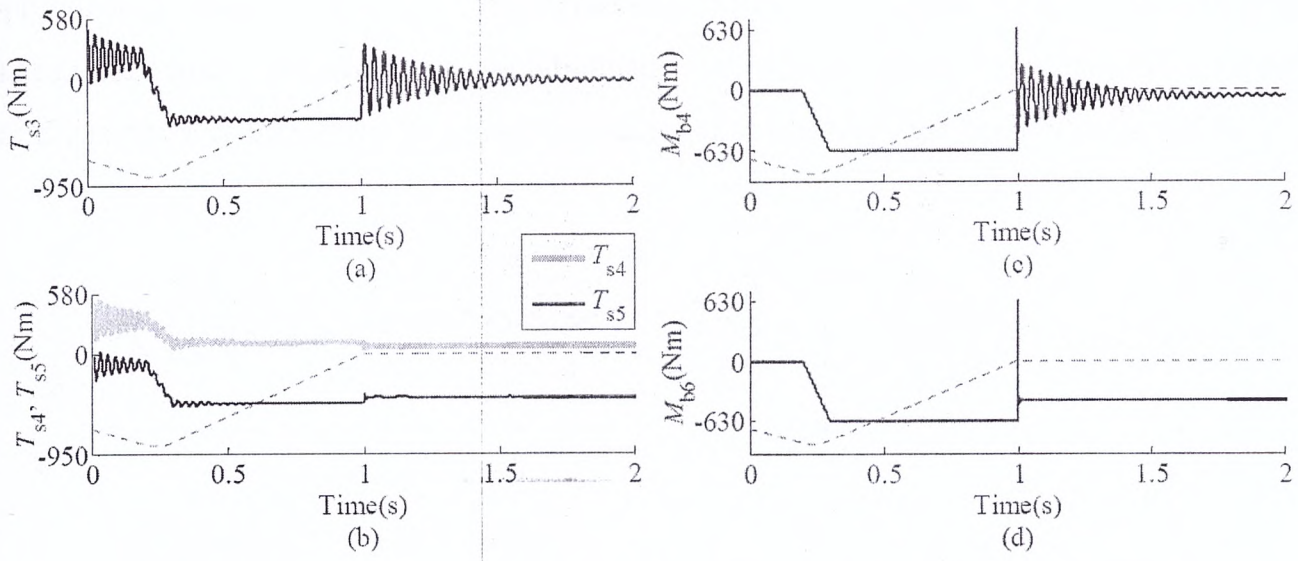


Рисунок 2.3 – Часові історії крутних моментів, що діють на високошвидкісні ланки, і розраховані гальмівні моменти двох гальм у сценарії B: (a) крутний момент на валу між компонентами *J3* і *J4*; (b) крутні моменти на валах між компонентами *J4* і *J5* або *J5* і *J6*; (c) розрахунковий гальмівний момент гальма, прикріпленого до компонента *J4*; (d) Розрахунковий гальмівний момент гальма, прикріпленого до компонента *J6*

У зв'язку з тим, що система піддається постійному впливу зовнішньої сили під час першої і третьої фаз, часові історії моментів, що діють на високошвидкісні ланки, є коливаннями з постійним середнім значенням, тоді як друга фаза включає в себе коливання з постійним середнім значенням і коливання з середнім значенням, яке лінійно змінюється з часом. В кінці третьої фази різниця між T_{s4} і T_{s5} дорівнює сумі крутного моменту через вагу корисного навантаження і моменту опору в підйомному механізмі, T_{s3} в основному дорівнює нулю після закінчення гальмування, що має на увазі відсутність навантаження, що діє на плаваючий вал між компонентами J_3 і J_4 після зупинки гальмівних барабанів і зникнення вібрації в валу.

З рисунку 2.2 (c) - (d) і рисунку 2.3 (c) - (d) видно, що корисне навантаження не утримується рівномірно двома гальмами, хоча вони ідентичні, спрацьовують в один і той же час і виконують майже однакову кількість

фрикційної роботи під час гальмування. Крім того, було помічено, що рух ковзання між гальмівними барабанами та фрикційними накладками гальм відбувається теоретично до повної зупинки гальмівних барабанів у сценарії А.

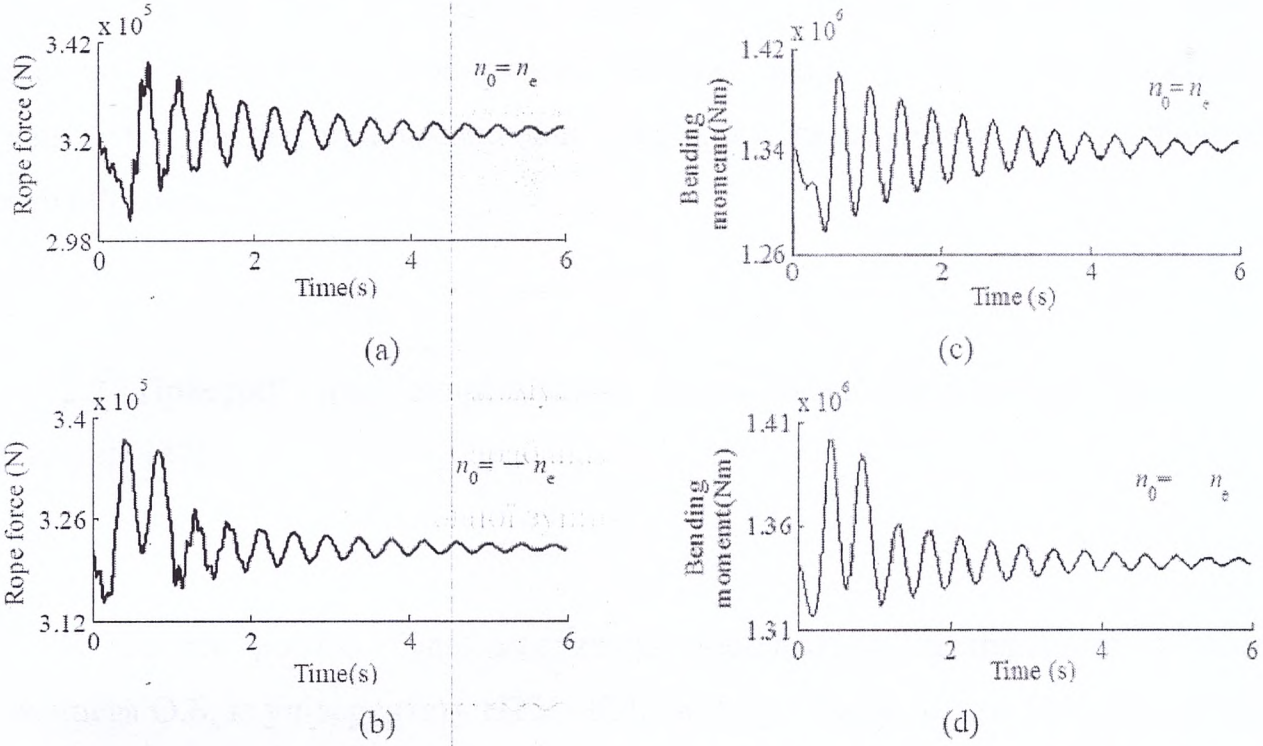


Рисунок 2.4 – Часові історії навантаження на канат і моменту згинання діючи на найбільш несприятливому перерізі прогонів в сценаріях А і Б

Часові історії навантаження на канат і момент згину в найбільш несприятливому поперечному перерізі балок в сценаріях А і В показані на рисунках 2.4 (a)-(b) і рисунках 2.4 (c)-(d) відповідно. Зверніть увагу, що є три чіткі фази, що відповідають часовим історіям крутних моментів, що діють на високошвидкісні ланки. Спочатку виникає коливання із середнім значенням, нижчим за його стаціонарне значення, а потім коливання з більш заниженим середнім/вищим середнім значенням, ніж значення сталого стану, під час гальмування під час підйому/опускання корисного вантажу. Нарешті, коливання навколо стаціонарного значення згасає. Зрозуміло, що максимальне значення сили каната і згинального моменту виникають після закінчення/початку процесу гальмування підйомного механізму під час гальмування при підйомі/опусканні

корисного вантажу.

Отже автори [36] розробили нелінійну динамічну модель, яка отримана з модифікованого функціоналу Лагранжа, з метою вивчення динаміки електричних мостових кранів при екстреному гальмуванні, і навели чисельний метод розрахунку динамічної реакції всіх ведених валів у вантажопідіймальних механізмах і балках при виникненні аварійного гальмування на електричний мостовий кран.

2.2 Пристрій для випробування динамічного гальмування кранових механізмів [37]

В даному розділі буде розглянуто дослідження вітчизняного вченого Неженцева О.Б. із університету НТУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» [37], що ще раз підтверджує актуальність теми, як в Україні так і в цілому світі.

З метою зниження динамічного навантаження та енергоспоживання кранів розроблені пристрої динамічного гальмування (ПДГ) для кранових механізмів [37]. ПДГ складається з трифазного випрямляча 3 (див. рис. 2,5), вхід якого через контакти 2 підключений до кола ротора асинхронного двигуна 1, що під'єднаний до мережі змінного струму. Випрямляч 3 через контакти 2 з'єднаний з колом ротора 1 асинхронного двигуна.

Вихід випрямляча 3 через блок порівняння 4 та підсилювач постійного струму 5 підключений до входу керованого тиристорного випрямляча 6, який через контакт 7 підключений до обмотки статора двигуна 1. Один з входів блоку порівняння 8 з'єднаний також з виходом випрямляча 3, який через підсилювач постійного струму 9 підключений до обмотки реле 10. Останнє керує контактами 11, призначеними для підключення приводу штовхачів гальмівних колодок 12 до мережі.

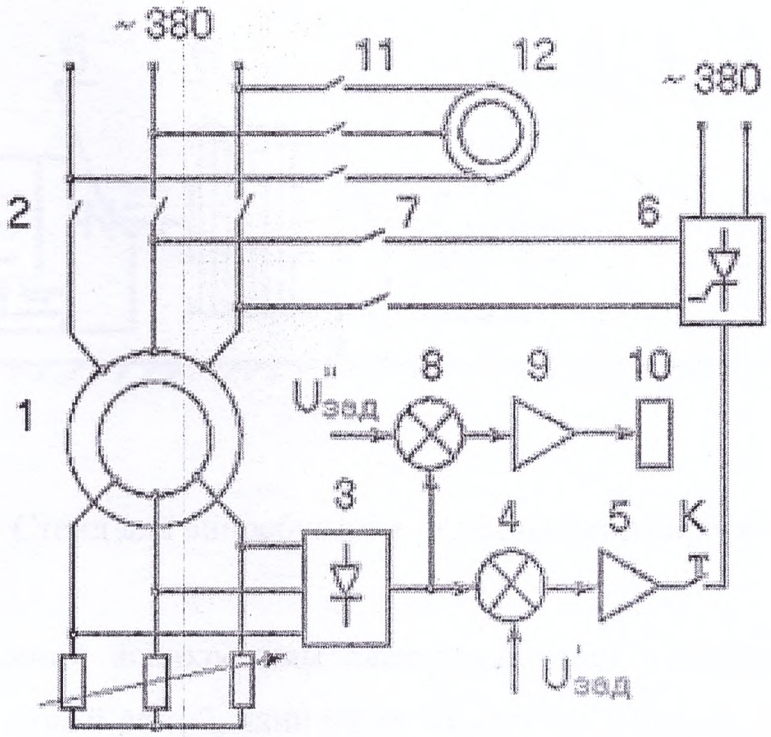


Рисунок 2.5 – Схема ПДГ

Розроблений ПДГ забезпечує автоматичне гальмування (без зворотного зв'язку), автоматичне гальмування зі зворотним зв'язком по ланцюгу двигун-ротор та кероване гальмування (гальмування педаллю).

У режимі автоматичного динамічного гальмування (без зворотного зв'язку) вмикаються клеми 2 (переміщенням регулятора в нульове положення або натисканням на педаль) і вимикається клема 7. Одночасно вмикається вимикач К, а клеми 11 залишаються замкненими, подаючи живлення на гальмівний штовхач 12 і гальмування. З виходу керуючого випрямляча 6 в коло статора електродвигуна 1 подається постійний струм і на валу електродвигуна створюється гальмівний момент.

Стендові випробування ПДГ проводилися з метою перевірки його працездатності та надійності в трьох режимах і визначення можливості встановлення оптимальних характеристик асинхронного двигуна з точки зору динамічного навантаження та енергоспоживання в режимі динамічного гальмування. Схема руху випробувального стенду показана на рисунку 2.6.

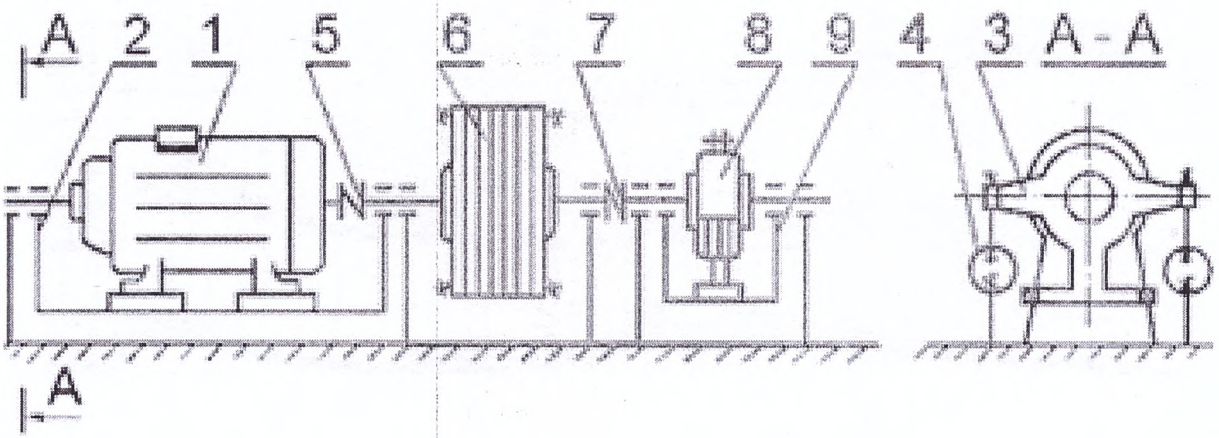
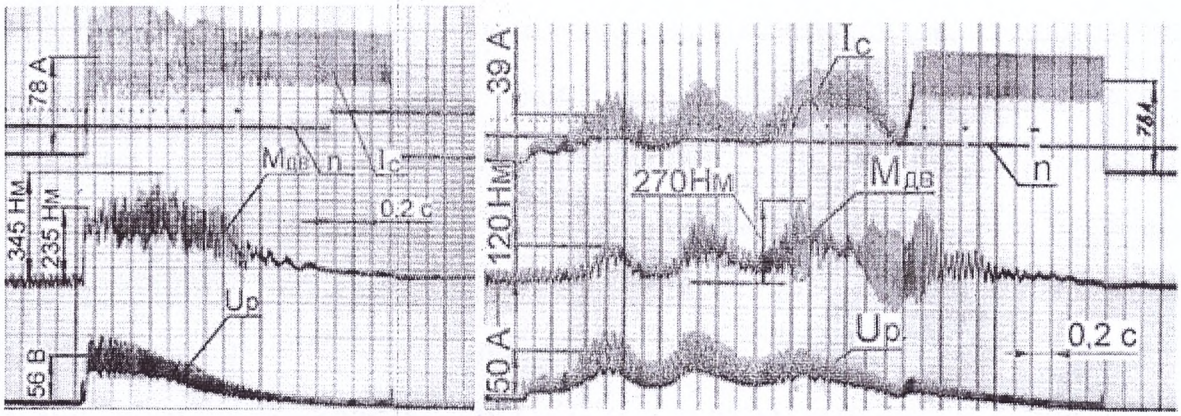


Рисунок 2.6 – Стенд для випробування та дослідження кранових гальм

Стенд оснащений асинхронним електродвигуном з фазним ротором 1, встановленим на рухомій рамі 2, який через коромисло 3 з'єднаний з моментним кільцем 4, встановленим на нерухомій основі. Вал електродвигуна з'єднаний з обертовою масою 6 за допомогою муфти 5, що складається з дисків, кількість яких можна змінювати без демонтажу стенду в залежності від необхідного моменту інерції. При цьому гальмівний шків колодкового гальма 8, встановленого на рухомій рамі, з'єднаний з обертовою масою 6 за допомогою муфти 7.

На рисунку 3.7 показана експериментальна осцилограма динамічного гальма асинхронного двигуна MTF 312-8, керованого контролером ККТ61А. Осцилограма показана наступним чином: Ic - постійний струм збудження, що протікає через обмотку статора двигуна в режимі динамічного гальмування, n - частота обертання ротора двигуна, Mdv - момент двигуна, U - напруга комутації в обмотці ротора двигуна.



а б

Рисунок 2.7 – Осцилограми динамічного гальмування в автоматичному (а) та керованому (б) режимах

Результати випробувань показують, що мінімальний час динамічного гальмування приводу досягається при четвертому положенні регулятора (значення опору в колі ротора: 0,19 Ом), а мінімальна швидкість двигуна перед зупинкою (характеристика гальмівного шляху) - при третьому положенні регулятора (значення опору: 0,56 Ом, рис. 2.7а).

З осцилограми на рисунку 3.7б видно, що розроблений ПДГ дозволяє в широких межах змінювати величину постійного струму, що подається в обмотку статора, за допомогою впливу на педаль та керувати гальмівним моментом двигуна під час динамічного гальмування. Це дозволяє кранівнику створити оптимальний процес гальмування з точки зору швидкості, динамічного навантаження та амплітуди коливань вантажу.

Найбільш ефективне управління гальмівним моментом двигуна за допомогою педалей досягається, коли важіль управління знаходиться в третьому або четвертому положенні. Це пояснюється тим, що в цих положеннях діапазон зміни значення гальмівного моменту є найширшим. Найменш ефективне керування моментом двигуна отримано при встановленні важеля регулятора в п'яте положення. У цьому випадку напруга в ланцюзі ротора двигуна настільки низька, що контролер спрацьовує відразу після початку гальмування, викликаючи замикання колодкового гальма.

Розроблені пристрої динамічного гальмування рекомендовані для плавного гальмування мостових, козлових, баштових, портальних та інших кранів. Автоматичний режим динамічного гальмування призначений для кранів, що перевозять вантажі однакової або близької ваги (ківш, магніт, виливок тощо). Режим динамічного гальмування, керований педаллю, ідеально підходить для кранів, що перевозять вантажі різної ваги.

Випробування показують, що ПДГ має високу надійність і стабільність параметрів у всіх трьох режимах. У порівнянні зі звичайним гальмуванням з контрблокуванням, ПДГ забезпечує більш плавне гальмування і споживає значно менше енергії. Використання запропонованого ПДГ в механізмі пересування кранів дозволяє знизити динамічне навантаження металоконструкцій на 20-30%, амплітуду коливань вантажу більш ніж в два рази і споживання електроенергії майже на 18%, що покращує умови праці оператора.

2.3 Висновки до розділу 2

Проведений аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів показав, що дана тема є актуальною у дослідників всього світу. Удосконалення гальмівних систем кранів є важливим напрямком розвитку сучасного машинобудування, оскільки підвищення надійності, довговічності та безпеки гальмівних систем прямо впливає на продуктивність та безпеку всього виробничого процесу.

3 Результати досліджень пружинно-гідравлічного кранового гальма

3.1 Методи зниження динамічного навантаження на механізми крана під час гальмування.

На основі проведеного аналізу у попередньому розділі, гальмування механізмів крана може здійснюватися наступними способами:

- Ступінчасте - швидке збільшення гальмівного моменту за один цикл гальмування (одна або декілька сходинок);
- Безступінчасте - збільшення гальмівного моменту за постійним законом.
- На швидкохідному валу встановлено два гальма, одне з яких спрацьовує через певний час;
- Пружинне гальмо - процес гальмування ініціюється силою стиснутої пружини, потім через певний час на колодках створюється тиск під дією ваги вантажу.

Загальними недоліками механічних прогресивних гальмівних систем є те, що їхня конструкція є надто складною, а робоча швидкість не може регулюватися під час гальмування. Використання електродинамічних гальм має свої недоліки - ефективність гальмування залежить від потужності встановленого двигуна і частоти обертання вала, крім того, під час гальмування двигун нагрівається.

Якщо гальма автоматично блокуються при транспортуванні вантажів різної ваги, кран не може бути належним чином зупинений.

Гальмування може бути скоординоване тільки з керованим гальмуванням. Це забезпечує плавну і точну зупинку крана, підвищуючи продуктивність і безпеку.

Гальмівний компонент залишається окремим або автономним від рушійної сили (зазвичай електромагнітний або електрогідравлічний) і працює протягом всієї роботи механізму. Гальмування здійснюється за допомогою педалі, а гальмівний момент пропорційний зусиллю, прикладеному до педалі, і змінюється в досить широкому діапазоні. Кінематична схема комбінованого гальма контролює поведінку приводу і не залежить від самоблокування при розмиканні головного вимикача.

Таким чином, коли спрацьовує кінцевий вимикач або відключається живлення, основний привід знеструмлюється, а гальмо автоматично закривається під дією стиснутих пружин, що зменшує кількість нещасних випадків під час експлуатації.

Електромагнітні порошкові гальма - це нормально відкритий тип гальм. Цей тип гальм виявився дуже ефективним у механізмах пересування кранів і забезпечує безступінчасте гальмування. Були проведені дослідження поведінки цих гальм під час руху крана, способів визначення динамічного навантаження під час безперервного гальмування та їх впливу на компоненти системи.

Згідно з багатьма дослідженнями одним з найнебезпечніших режимів роботи вантажопідіймальних машин є екстренний режим гальмування робочого механізму. Плавний пуск може бути забезпечений електричною системою з плавним регулюванням швидкості (тобто застосовують частотні регулятори), але процес гальмування, як правило, є раптовим. При гальмуванні робочого механізму мостового крана відношення максимального динамічного навантаження до статичного опору навантаження може перевищувати в кілька разів.

Значна частина гальмівних операцій на кранах виконується за допомогою автоматичних колодкових або дискових гальм з електрогідравлічними або електромагнітними натискними важелями. Замикання таких гальм, особливо електромагнітних, пов'язане з різким натисканням колодок на шківи гальма і викликає значне, хоча і короткочасне, збільшення динамічних навантажень.

Встановлено, що при гальмуванні механізмів пересування кранів перший

пік динамічного навантаження припадає саме на момент замикання колодок . Також встановлено, що на величину динамічного навантаження при гальмуванні механізму пересування сильно впливає початкова гальмівна сила.

Способи гальмування механізму пересування мостового крана можна класифікувати за наступними двома критеріями:

1) За впливом на рухомі колеса крана:

- механічне за допомогою фрикційних гальм;

- електричне за допомогою приводного двигуна.

2) За швидкістю збільшення гальмівної сили:

- Різке збільшення;

- Плавне збільшення.

Проведений попередній аналіз механічних гальмівних систем та конструкцій фрикційних гальм, що використовуються в кранових системах, виявив такі недоліки:

- знос фрикційних накладок і, як наслідок, необхідність частої заміни накладок;

- низька надійність гальмування через перегрів фрикційних накладок;

- постійні втрати гальмівної сили у вигляді тепла.

Цих недоліків можна уникнути, використовуючи електричні гальма.

Двигун діє як генератор, який перетворює механічну енергію в електричну.

Це перетворення створює крутний момент, протилежний напрямку руху.

Такий вид гальма набули популярності для використання на машинах (наприклад, кранах), які потрібно часто і швидко зупиняти. Використання електричних гальм дозволяє кранам плавно зупинятися, значно знижуючи динамічні навантаження, що виникають під час гальмування, і підвищуючи надійність і довговічність компонентів і крана в цілому.

Однак у разі відключення електроенергії механічні гальма залишаються єдиним способом зупинити кран. Тому, якщо використовується електрична гальмівна система, механічне гальмо є обов'язковим і його розрахунок базується на гальмівному моменті без урахування зменшеного гальмівного моменту за

рахунок електричного гальма.

Ще для зменшення динамічних навантажень було запропоновано новий метод гальмування механізму пересування мостового крана для підвищення ефективності механічного гальма. Гальмівна система використовує силу пружини, яка поглинає кінетичну енергію руху крана. Такий спосіб гальмування долає недоліки фрикційних гальм і забезпечує плавне збільшення гальмівного зусилля.

Проведено порівняльний аналіз динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні механізму пересування мостового крана двома способами гальмування (раптове гальмування та плавне наростання гальмівної сили).

Для визначення динамічних навантажень при гальмуванні рухомого механізму мостового крана використовується метод двох мас мостового крана. Це визначається як диференціальне рівняння і має аналітичний розв'язок.

При поступовому збільшенні гальмівної сили кінетична енергія перетворюється на потенційну. Закон збереження енергії показує, що повна енергія дорівнює сумі кінетичної та потенційної енергії. Його вигляд наступний

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = P \cdot x \qquad (3.1)$$

де m - наведена маса досліджуваного елементу, кг;

v - швидкість руху, м/с.

P – гальмівна сила, Н;

x - переміщення при гасінні кінетичної енергії, м.

Для визначення гальмівної сили, знаючи жорсткість пружини, $c_{пр}$ використаємо вираз

$$P = c_{пр} \cdot x \qquad (3.2)$$

Відповідно, гальмівна сила в миттєвий момент часу може визначатися за такими вормулами

$$
\begin{aligned}
P_{m0} &= c_{пр} \cdot x = c_{пр} \cdot v_0 \cdot t_0; \\
P_{m1} &= c_{пр} \cdot x = c_{пр} \cdot v_1 \cdot t_1; \\
P_{m2} &= c_{пр} \cdot x = c_{пр} \cdot v_2 \cdot t_2; \\
&\vdots \\
P_{mn} &= c_{пр} \cdot x = c_{пр} \cdot v_n \cdot t_n;
\end{aligned}
\tag{3.3}
$$

Швидкість крана для часу t_n дорівнює

$$
v_n = v_{n-1}\sqrt{1-\frac{2\cdot(c_{пр}\cdot t_n^2)}{m}}. \tag{3.4}
$$

Динамічне навантаження електроприводу відносно величини доступної гальмівної сили буде

$$
F_n = \frac{P_{mn}\cdot m_2 - W\cdot m_1}{m_1+m_2}\cdot\left(1-\cos pt\right). \tag{3.5}
$$

Проведені розрахунки за рівняннями (3.3) і (3.4) дають графік залежності гальмівної сили і швидкості при гальмуванні з плавним збільшенням гальмівної сили (моменту) на мостовому крані вантажопідйомністю 20 т і для порівняння показано характер зміни швидкості крана і гальмівної сили при гальмуванні колодковим гальмом (1 - колодкове гальмо з миттєвим збільшенням гальмівної сили, 2 - колодкове гальмо з плавним збільшенням гальмівної сили) (рис. 3.1).

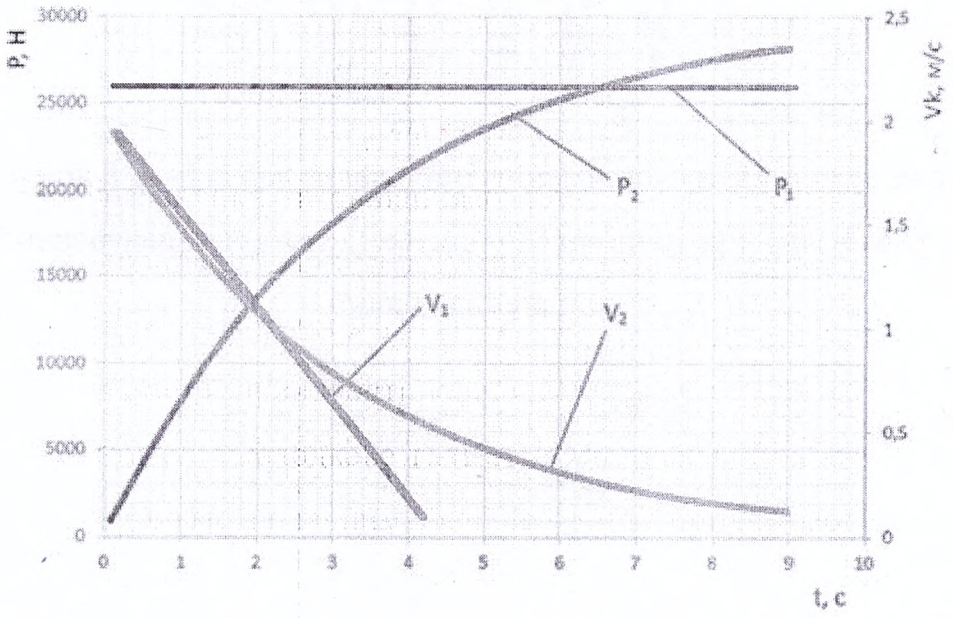


Рисунок 3.1 – Графічні залежності зниження швидкості руху крана і наростання гальмівної сили від часу гальмування

Рівняння (3.5) і результати розрахунків швидкості і гальмівної сили використовуються для визначення величини динамічного навантаження під час гальмування, коли гальмівна сила збільшується миттєво і плавно. Рівняння (3.5) показує, що значення динамічного навантаження F можна змінювати, регулюючи гальмівну силу P_{mn}. Гальмівну силу можна збільшувати миттєво (більшість конструкцій нормально замкнутих гальм) або змінювати за певним законом (плавне збільшення, поступове збільшення тощо).

Використовуючи рівняння (3.5), можна побудувати графік залежності динамічного навантаження на привід механізму пересування крана від часу гальмування при миттєвому, поступовому або плавному збільшенні гальмівної сили (рис. 3.2-3.4).

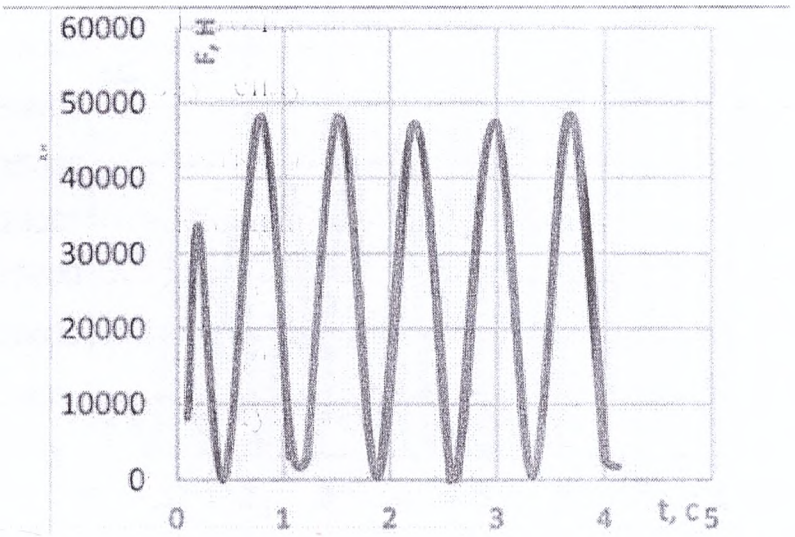


Рисунок 3.2 – Графік залежності динамічного навантаження в приводі механізму пересування від часу перехідного процесу при миттєвому зростанні сили гальмування

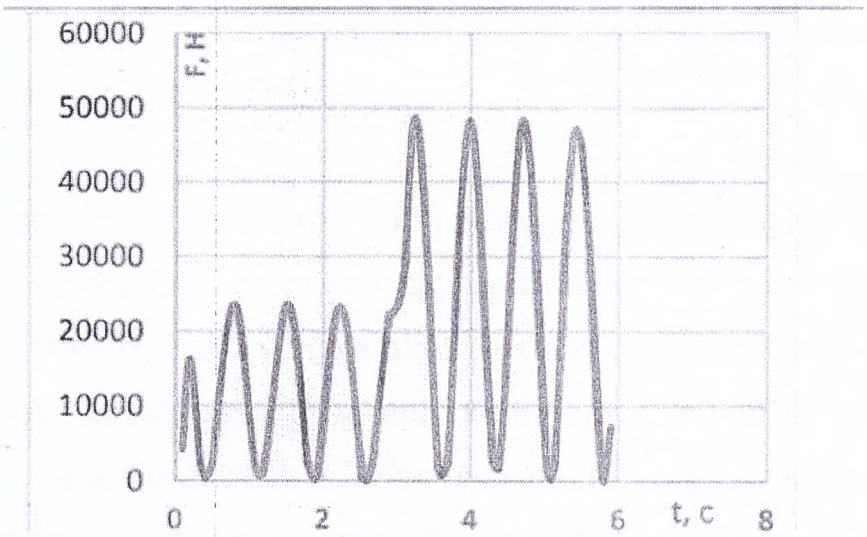


Рисунок 3.3 – Графік залежності динамічного навантаження в приводі механізму пересування від часу перехідного процесу при східчастому зростанні сили гальмування

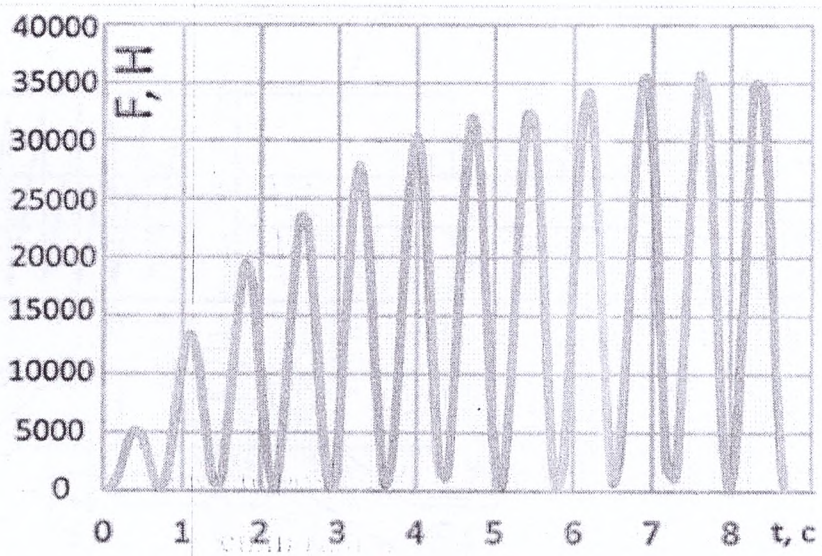
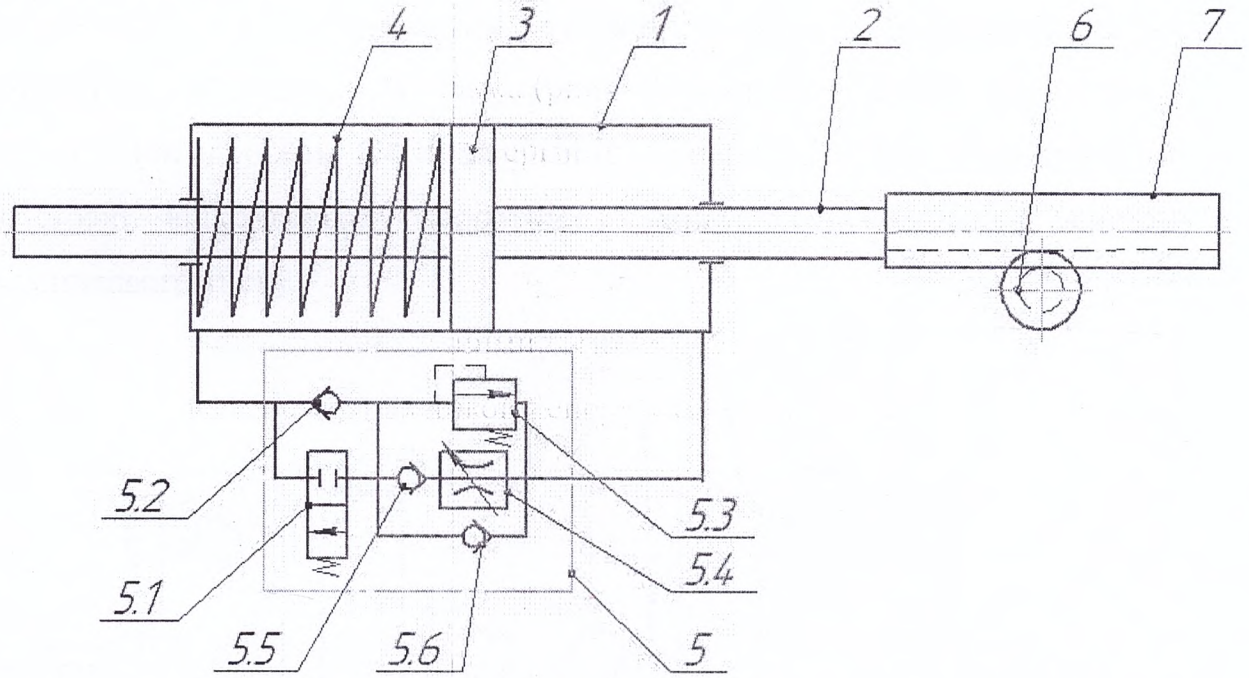


Рисунок 3.4 – Графік залежності динамічного навантаження в приводі механізму пересування від часу перехідного процесу при плавному зростанні сили гальмування

Як видно з графіків представлених на рисунках 3.2-3.4, найменше динамічне навантаження на привідну частину механізму пересування виникає при плавному збільшенні сили. Запропонований спосіб гальмування механізму пересування мостового крана усуває недоліки фрикційних гальм і значно підвищує ефективність гальмування крана за рахунок забезпечення плавного наростання гальмівного зусилля.

3.2 Конструкція та робочі характеристики пружинно-гідравлічного гальма

Пружинні гідравлічні гальма (рис. 3.5) розсіюють кінетичну енергію крана і перетворюють її в потенційну енергію в пружині стиснення (пружинному блоці) при гальмуванні крана. Пружна використовується для створення гальмівної сили, яка зупиняє кран. Спіральні пружини, виготовлені з круглого дроту, є найпростішими і найдешевшими. Вони є єдиним пружним елементом з невеликими розмірами і великою енергоємністю. Спіральні пружини являють собою просторові балки, в яких всі внутрішні силові фактори діють на поперечний переріз.



1 – циліндр; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – пружина; 5 – гідравлічна система керування; 6 – шестерня на валу ходового колеса; 7 – рейка.

Рисунок 3.5 – Гальмо пружинно-гідравлічне

До гідралічної схеми керування входить: 5.1 – автоматичний гідророзподільник (дволінійний двопозиційний); 5.2, 5.5, 5.6 – зворотні клапани; 5.3 – Запобіжний клапан (регульований гідравлічний клапан); 5.4 – регульований дросель.

Пружинне гідравлічне гальмо працює наступним чином: при натисканні на гальмо шестерня 6, з'єднана з валом, починає обертатися і колесо крана переміщує рейку 7. Рейка закріплена на штоку 2, а шток поршня 3 рухається, стискаючи пружину 4 і витісняючи гідравлічну рідину в порожнину непідпружиненого штока. При натисканні на гальмо гідравлічна рідина проходить через зворотний клапан 5.2, регульований гідравлічний клапан 5.3 створює додатковий опір в системі і розподільник 5.1 закривається разом із зворотними клапанами 5.5 і 5.6.

Зворотні клапани дозволяють гідравлічній рідині текти в одному напрямку (напрямку, в якому тече гідравлічна рідина для стиснення пружини) і змушують гальмо фіксуватися в гальмівному положенні. Коли гальмо відпускається, розподільник 5.1 відкривається, стискає пружину і переміщує поршень у зворотному напрямку. В результаті гідравлічна рідина проходить через регульований дросель 5.4 і зворотний клапан 5.5. При підвищенні тиску в магістралі відкривається зворотний клапан 5.6, захищаючи систему від надлишкового тиску.

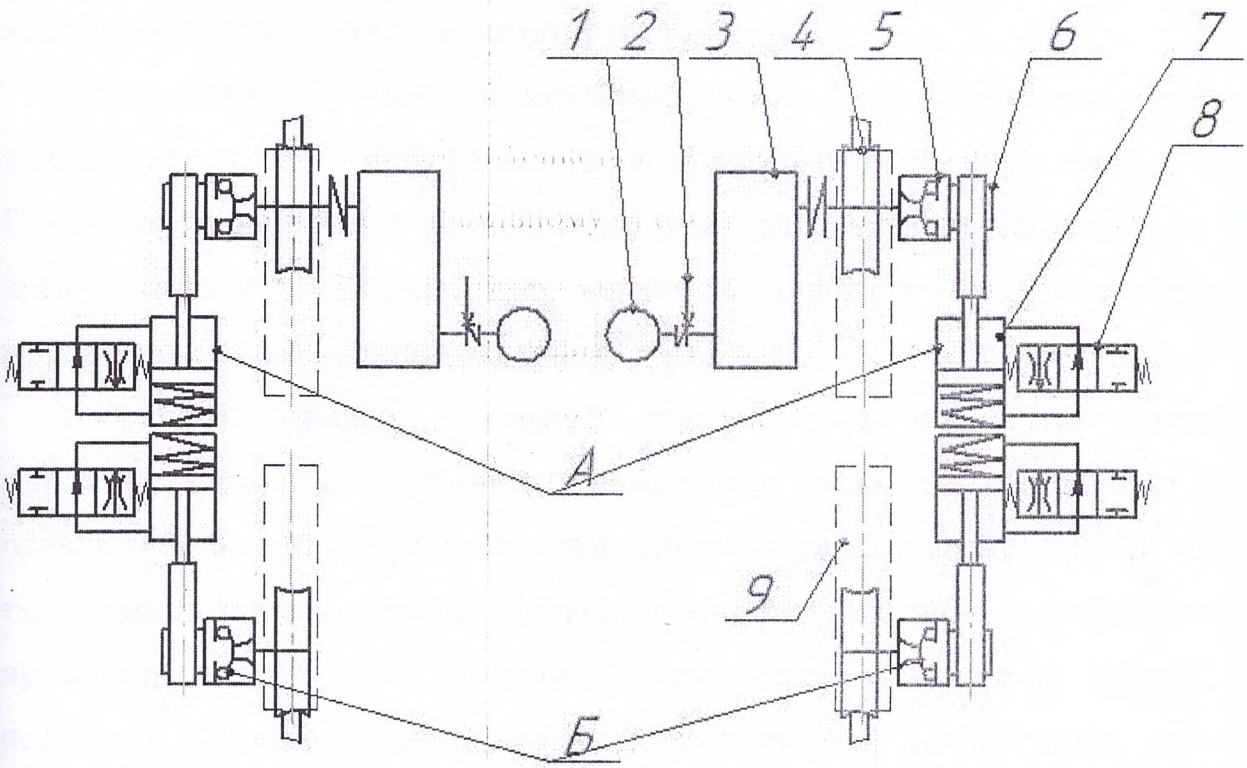


Рисунок 3.6 – Принципова схема пружинного гідравлічного гальма мостового крана з роздільним приводом.

Пружинні гідравлічні гальма (рис. 3.6), встановлені на мостових кранах, складаються з: 1 – електричний двигун приводу; 2 – стоянкове гальмо; 3 – редуктор; 4 – ходове колесо; 5 – муфта запуску пружинно-гідравлічного гальма; 6 – зубчаста рейка з шестернею; 7 – пружинно-гідравлічне гальмо; 8 – керуюча гідроапаратура; 9 – кінцева балка мостового крана.

Працюють наступним чином. При вимиканні механізму приводу крана або візка з тимчасовою затримкою (залежно від напрямку руху) спрацьовують стоянкове гальмо 2 і муфта 5. Спрацювання муфти зчеплення 5 призводить до переміщення зубчастої рейки 6 і приводить в дію пружинне гідравлічне гальмо 7. Під час руху гальмівної штанги силова пружина або пружинний блок стискається і створює поступово зростаюче гальмівне зусилля P_m. Гальмівний момент M_t створюється на ходових колесах 4. Коли хід поршня повністю припиняється або використовується, гальмо 2 спрацьовує і функціонує як стоянкове та аварійне гальмо. Одночасно в пружинному гідравлічному гальмі гідравлічна система 8 запобігає зворотному перетіканню гідравлічного масла з порожнини штока в порожнину поршня, таким чином відпускаючи пружинне гідравлічне гальмо і запобігаючи руху крана в зворотному напрямку.

Коли кран нерухомий, то нормально закрите фрикційне гальмо, і пружинне гідравлічне гальмо знаходяться в гальмівному положенні, тобто закриті. Пружинне гідравлічне гальмо відпускається, коли механізм відпускається. Якщо кран рухається в протилежному напрямку, спрацьовує комплект пружинних гідравлічних гальм на іншій осі крана.

Оскільки привід оснащений стандартними нормально замкнутими гальмами, наявність пружинних гідравлічних гальм не суперечить жодним правилам безпечної будови та експлуатації вантажопідіймальних кранів. Але вони також мають значні переваги. Під час гальмування кінетична енергія розсіюється пружинним гідравлічним гальмом і активується тільки тоді, коли закрите нормальне фрикційне гальмо повністю зупиняється. Таким чином, пружинне гідравлічне гальмо захищає фрикційне гальмо від нагрівання і зносу фрикційних елементів, мінімізуючи їх знос і зводячи до мінімуму потребу в регулярному

технічному обслуговуванні, а також регулюванні.

Ще однією особливістю конструкції є спосіб кріплення пружинного гідравлічного гальма через приводний блок (рис. 3.7). Така конструкція дозволяє застосовувати гальмо в будь-якій комбінації рухів крана, таких як багатократні рухи, зупинки в одному напрямку або чергування рухів вперед і назад.

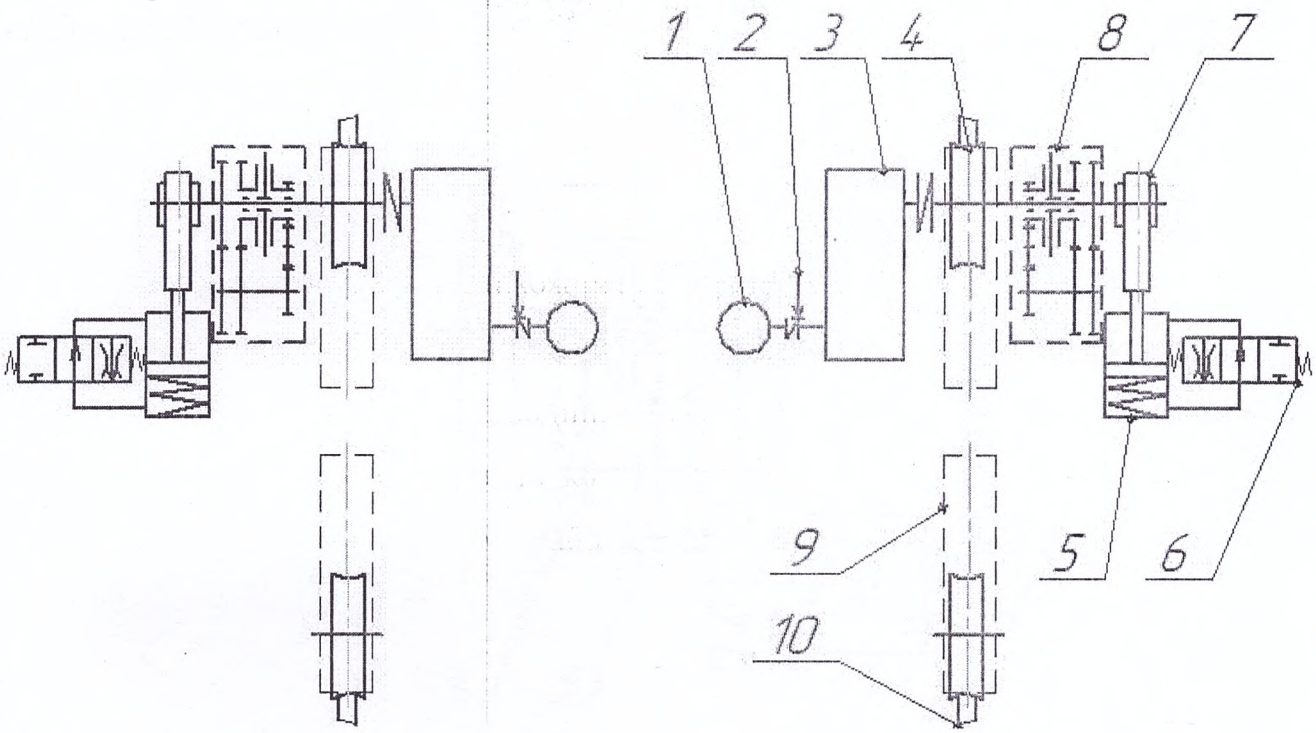


Рисунок 3.7 – Принципова схема установки гальма пружинно-гідравлічного з реверсивним пристроєм на мостовий кран з окремим приводом на осі.

Рисунок 3.7 включає в себе: 1 – електродвигун пересування; 2 – стоянкове гальмо (колодкове, дисково-колодкове або дискове нормально замкнене гальмо); 3 – редуктор; 4 – ходові колеса; 5 – пружинно-гідравлічне гальмо; 6 –гідроапаратура керування; 7 – пари зубчаста рейка шестерня; 8 – керуюча передача пружинно-гідравлічним гальмом; 9 – кінцева балка мостового крана; 10 – колія підкранова.

Розглянемо процес гальмування крана за допомогою підпружиненого гідравлічного гальма та пристрою керування (редуктора) (рис. 3.8). При русі в одному напрямку (напрямок I) і подальшому гальмуванні муфта 1 і шестерня 3 входять в зачеплення, шестерня 3 жорстко закріплена на валу так, що крутний

момент передається від колеса на шестерні 3 і 2, а потім на підпружинену шестерню гідравлічного гальма. При натисканні на гальмо гальмівна сила штока циліндра збільшується і створює гальмівний момент на колесах лебідки. При русі в напрямку II і зниженні швидкості відбувається те ж саме, але шестерня 4 має додаткову передачу і забезпечує зміну напрямку обертання вихідної тяги відносно напрямку обертання колеса.

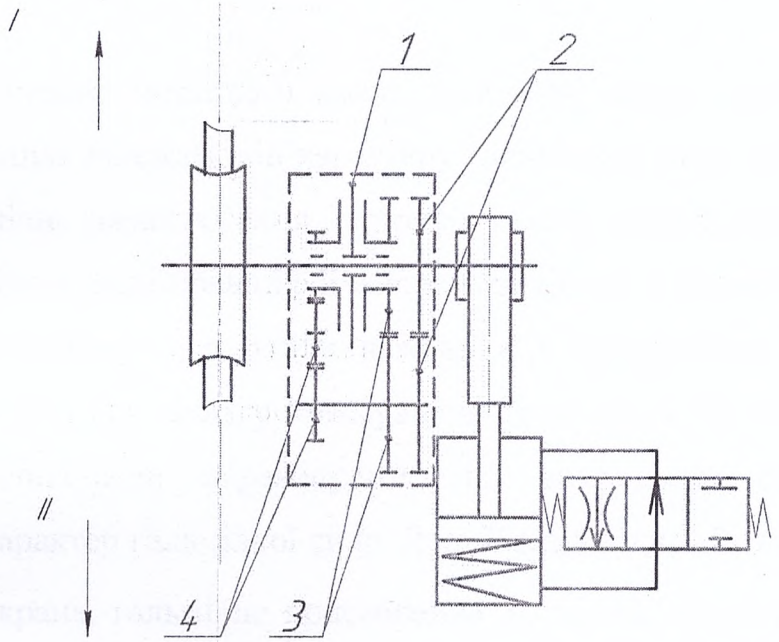


Рисунок 3.8 – Вузол управління пружинно-гідравлічним гальмом

До складу рисунка 3.8 входить: 1 – зчеплення (муфта вімкнення); 2 – пара шестерень постійного зачеплення; 3 – шестірні підключення гальма при прямому ході; 4 – шестерні підключення гальма при реверсі.

Підпружинений гідравлічний гальмо (рис. 3.8) відпускається при запуску або зупинці крана. Робоча муфта переміщується в нейтральне положення на валу, де відкривається шестерня і гідравлічна система направляє потік гідравлічної рідини з штокової порожнини в поршневу. В результаті пружина стискається і гальмо відпускається. Всі перераховані вище конструкції можуть бути використані без значних модифікацій на існуючих моделях мостових кранів і візків, зі збереженням стандартних приводних і гальмівних систем. Крім того, як уже доведено раніше, плавне збільшення гальмівного моменту знижує динамічне навантаження на привід і металоконструкцію, продовжуючи термін служби крана.

3.3 Вплив конструктивних параметрів пружинно-гідравлічних гальм на динамічне навантаження приводу

3.3.1 Визначення динамічних навантажень при гальмуванні мостового крану

При гальмуванні мостового крана динамічні навантаження на привід і сталеву конструкцію залежать від характеру гальмівної сили крана і збільшення цієї сили. Динамічне навантаження на привід і металоконструкцію залежить від характеру гальмівної сили крана і збільшення цієї сили. Гальмування - складний процес, що характеризується рядом важливих і другорядних параметрів, які постійно змінюються від початку гальмування до зупинки механізму або крана в цілому. Найважливішими параметрами, що визначають безпеку процесу гальмування, є характер гальмівної сили P_t та її відповідне збільшення, тобто час гальмування t_T крана, гальмівне прискорення a_T крана, максимальне інерційне навантаження $P_M^{\max}$ на металоконструкцію та рух крана, а також максимальне динамічне навантаження на рухомий механізм крана $P_N^{\max}$

Максимальне динамічне навантаження, $P_N^{\max}$, на металоконструкцію крана має значний вплив на надійність і довговічність крана. Це пов'язано з тим, що якщо ці сили постійно досягатимуть високих значень, металеві елементи конструкції вийдуть з ладу через втому. Під час гальмування особливу увагу слід звертати на загальний час гальмування t_T і ступінь уповільнення a_T. З одного боку, ці параметри впливають на точність гальмування і загальний час циклу, а з іншого боку, надмірно швидке гальмування прискорює знос компонентів приводу. Крім того, підвищений рівень вібрації негативно впливає на умови праці кранівника.

Вихідними параметрами стандартного гальма (фрикційного) є час спрацювання і гальмівний момент. При визначенні гальмівного моменту

необхідно переконатися, що ходові колеса не прослизають на рейці під час гальмування. Щоб запобігти цьому, сила зчеплення з рейкою завжди повинна бути більшою, ніж сила гальмування колеса. Тому пружинне гідравлічне гальмо повинно надійно зупиняти кран без прослизання коліс.

Номінальний гальмівний момент для кранів вантажопідйомністю 20 тонн становить $M_m = 424$ Нм. Щоб розрахувати максимальне уповільнення, м/с^2 для запобігання пробуксовці коліс, використаємо наступну формулу

$$a_T = \left(\frac{z_{np}}{z_к} \cdot \left(\frac{\varphi}{1,2} - \frac{f \cdot d}{D_к} \right) + \frac{2 \cdot \mu + f \cdot d}{D_к} \right) \cdot g \qquad (3.6)$$

$$a_T = \left(\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,2}{1,2} - \frac{0,015 \cdot 0,12}{0,7} \right) + \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^{-4} + 0,015 \cdot 0,12}{0,7} \right) \cdot 9,81 = 0,84 \qquad (3.7)$$

Отже, для запобігання проковзування величина уповільнення (прискорення гальмування) не повинне перевищувати 0,84 м/с^2.

У таблиці 3.1 представлено технічні дані мостового крана для якого проведемо дослідження.

Допустиме значення гальмівного шляху, м, можна визначити за

$$S_t = 2/3 \cdot V_k^2, \qquad (3.8)$$

$$S_t = 2/3 \cdot 2^2 = 2,67. \qquad (3.9)$$

Мінімальний час процесу гальмування знаходиться за

$$t_T = V_k / a_T, \qquad (3.10)$$

$$t_T = 2/0,84 = 2,38, \qquad (3.11)$$

На рисунку 3.9 наведено трьохмасову розрахункову динамічну модель даного мостового крану.

На рисунку 3.9 є такі позначення: де m_n - приведена до ходових коліс маса обертових частин привода, кг; $m_к$ - маса крана, приведена до переміщення кінцевих балок, кг; m_M - приведена до середини прольоту маса середніх частин мосту й порожнього візка, кг; P_m - приведена до поступального пересування

крана гальмівна сила привода в різних режимах, Н; P_w - сила статичного опору пересуванню крана, Н; c_n - коефіцієнт жорсткості привода механізму пересування, приведений до ходових коліс, Н/м;

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика мостового крана

Технічні характеристики	Умовне позначення	Числове значення
Вантажопідйомність крана, т	Q	20
Проліт крана, м	L	28,5
Маса крана, т	$m_{кр}$	49
Висота підйому вантажу, м	H	8
Частота обертання ротора двигуна, хв$^{-1}$	$n_д$	705
Передатне відношення приводу пересування	$U_м$	12,64
Потужність двигуна механізму пересування, кВт	N	15х2
Діаметр ходового колеса, м	$D_{хк}$	0,7
Опір пересування крана, кН	PW	19
Номінальна швидкість пересування крана, м/с	V_k	2
Наведена до ходових коліс гальмівна сила приводу, кН	P_m	26

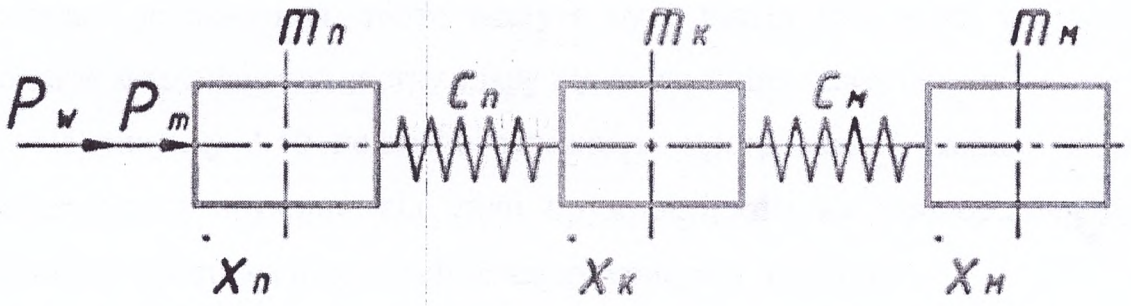


Рисунок 3.9 – Трьохмасова розрахункова динамічна модель досліджуваного мостового крана

Для розрахунку основних параметрів і динамічних навантажень при гальмуванні крана, на основі динамічної тримасової моделі (рис. 3.9) систему диференціальних рівнянь записують наступним чином

$$\begin{cases} m_n \cdot \ddot{x}_n + c_n \cdot (x_n - x_k) + P_m \cdot (\tilde{z}_1, \tilde{z}_2 \ \ldots \tilde{z}_n) = 0 \\ m_k \cdot \ddot{x}_k + c_n \cdot (x_n - x_k) + c_m \cdot (x_n - x_M) + P_w = 0, \\ m_M \cdot \ddot{x}_M + c_M \cdot (x_k - x_M) = 0 \end{cases} \quad (3.12)$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (3.12) отримаую методом Рунге-Кутта з постійним кроком інтегрування.

3.3.2 Вплив жорсткості пружини на ефективність гальма

Використання однієї пружини в конструкції пружинних гідравлічних гальм збільшує розмір гальма. З цієї причини використовуються пружинні пакети різної жорсткості.

Пружини змінної жорсткості використовуються, коли вага машини або механізму змінюється під час роботи в залежності від різних факторів. Якщо взяти, для прикладу мостовий кран, то є сенс використовувати такі пружини, оскільки вага крана, з вантажем або без нього, змінюється під час роботи через рух і періодичні зупинки. Тому пружини можуть змінювати свої характеристики відповідно до завдання, тобто можуть бути більш або менш жорсткими, що допомагає компенсувати частку удару від динамічних навантажень.

На рисунку 3.10 показано залежність прогресивної (змінної жорсткості) характеристики пружини від сили пружності, яка не пропорційна осіданню пружини і є протилежною лінійній характеристиці пружини.

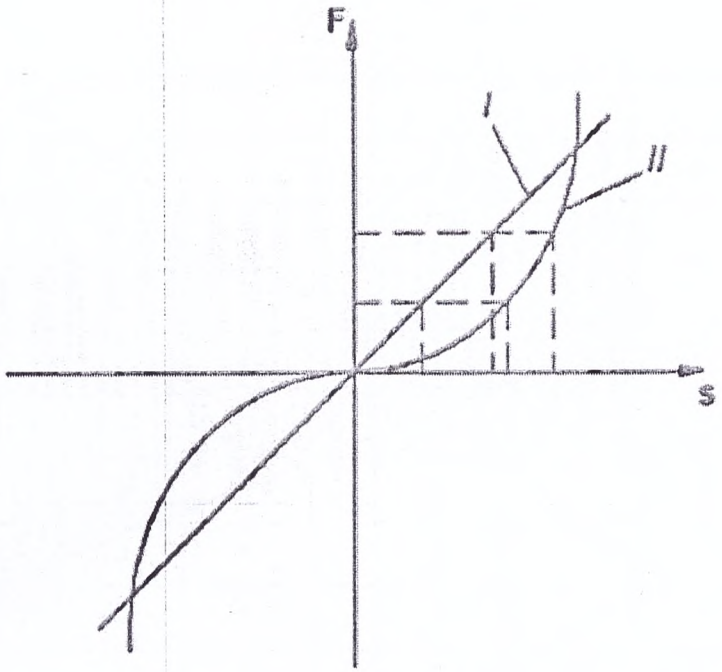


Рисунок 3.10 – Залежність сили пружності від величини осідання пружин з лінійною (I) і прогресивною (II) характеристиками.

При аналізі впливу жорсткості пружини передбачається, що гідравлічна рідина перетікає між порожнинами гідроциліндра без додаткового зусилля. Тому гальмівна сила P_t пружинно-гідравлічного гальма залежить від жорсткості пружини, $c_{пр}$, Н/м, і може бути визначена за допомогою наступного рівняння

$$P_t = c_{пр} \cdot x_i, \tag{3.13}$$

де x_i – миттєве осідання пружини, м.

Відповідно до системи рівнянь (3.11), жорсткістний аналіз пружин різної жорсткості виконується в діапазоні їх експонент (від 2000 Н/м до 9000 Н/м), тоді аналіз пружин постійної жорсткості виконується паралельно (рис. 3.11 - 3.13).

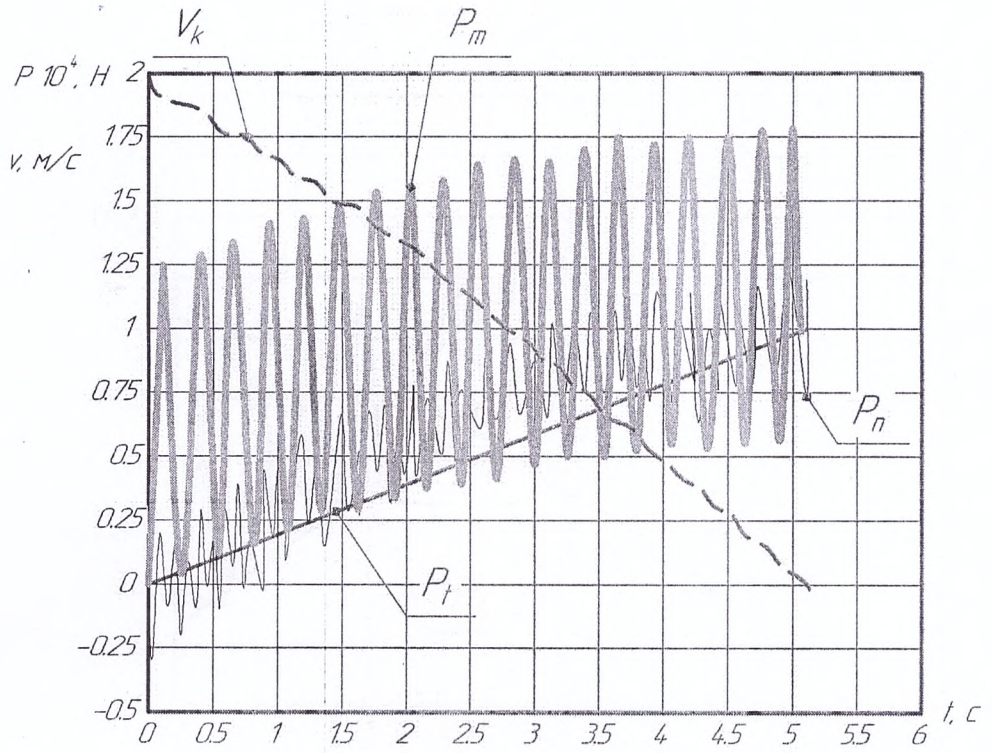


Рисунок 3.11 – Гальмівна дія пружинного гідравлічного гальма. Жорсткість пружини постійна $c_{пр} = 2000$ Н/м

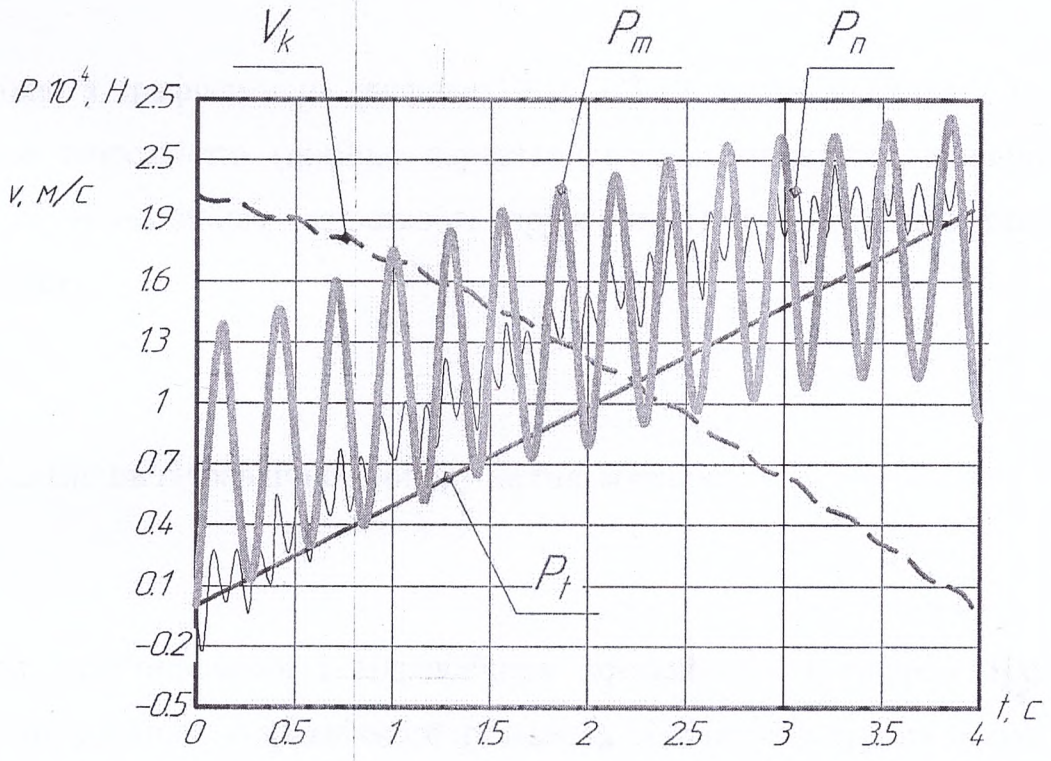


Рисунок 3.12 – Гальмівна дія пружинного гідравлічного гальма. Жорсткість пружини постійна $c_{пр} = 5000$ Н/м

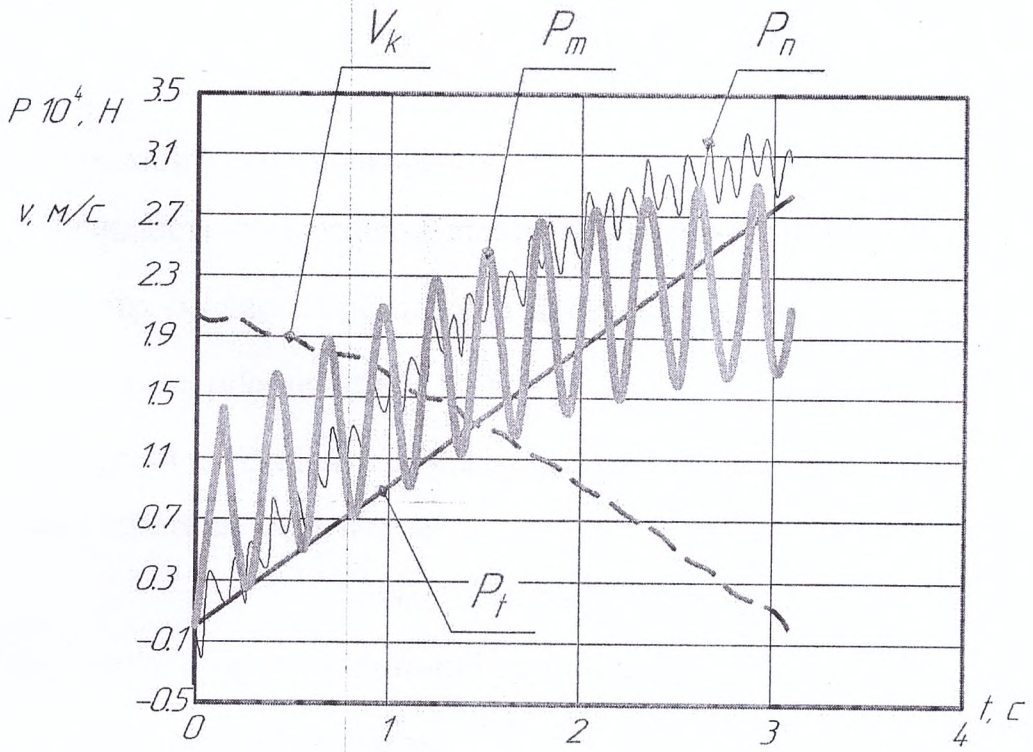


Рисунок 3.13 – Гальмівна дія пружинного гідравлічного гальма. Жорсткість пружини постійна $c_{пр} = 9000$ Н/м

Згідно з графіками на рисунках 3.11 - 3.13, якщо розглядати пружину з постійною жорсткістю (лінійна характеристика), потужність приводу значно зростає зі збільшенням жорсткості пружини. При цьому час гальмування зменшується.

3.3.3 Вплив гідравлічного опору на гальмування

Опір трубопроводів і гідравлічних компонентів є опором гідравлічної частини пружинного гідравлічного гальма, а гідравлічні втрати безпосередньо пов'язані з величиною гідравлічного опору. Величина гідравлічного опору обернено пропорційна величині втрат під час роботи пружинного гідравлічного гальма.

Втрати тиску на прямій ділянці трубопроводу визначають за

$$\Delta p_{пр} = \frac{\lambda \cdot l \cdot V_{рід}^2 \cdot \rho_{рід}}{2 \cdot d_y \cdot 10^6}, \quad (3.14)$$

де l – довжина трубопроводу, м;

$V_{рід}$ – швидкість проходження рідини в трубопроводі, м/с;

d_y – діаметр умовного проходу по гідроапаратурі, м;

$\rho_{рід}$ - щільність рідини, кг/м^3;

λ – сумарний коефіцієнт гідравлічного тертя рідини.

Загальні втрати в гідросистемі

$$\Delta p = \Delta p_р + \Delta p_{ап} + \Delta p_м, \quad (3.15)$$

де $\Delta p_р$ – втрати тиску по довжині трубопроводу;

$\Delta p_{ап}$ – втрати тиску в апаратах;

$\Delta p_м$ – втрати тиску на перехідних ділянках.

Місцеві гідравлічні втрати визначають за залежністю

$$\Delta p_м = 0,21 \cdot \frac{Q^2}{d_y^2} \cdot \Sigma \xi, \quad (3.16)$$

де Q – втрати рідини, л/хв;

ξ – коефіцієнт місцевих втрат.

Втрати в устаткуванні з обов'язковим урахуванням втрат тиску на кожному обладнанню

$$\Delta p_{уст} = \Delta p_{обл№1} + \Delta p_{обл№2} + ... + \Delta p_{обл№n}. \quad (3.17)$$

Величина гідравлічного опору повністю залежить від сили опору штока в пружинно-гідравлічному гальмі:

$$P_{гідр} = \Delta p \cdot S_n, \quad (3.18)$$

де Δp – сумарні втрати в гідросистемі, мПа;

S_n – площа поршня пружинно – гідравлічного гальма, мм.

Гальмівне зусилля і гальмівна поведінка пружинно-гідравлічних гальм може задаватися гідравлічною системою керування. Це дозволяє гідравлічному

приводу виконувати силову і замикаючу функції, які разом з пружинами створюють гальмівну силу або її частину. Таким чином, використання гідравлічного опору для створення гальмівної сили дозволяє зменшити вагу, розміри і жорсткість пружини, тим самим зменшуючи вплив динамічних навантажень, тобто використання пружин з лінійними властивостями.

Завдяки такій взаємодії між пружиною і гідравлічним опором, сила може бути розрахована наступним чином

$$P_t = P_{пруж} + P_{гідр} = \left(c_{пруж} \cdot x_i\right) + \left(\Delta p_i \cdot S_n\right), \qquad (3.19)$$

де $P_{пруж}$ – гальмівна сила від пружини, Н;

$P_{гідр}$ – гальмівна сила від гідравлічного опору, Н.

Графік процесу гальмування показано на рисунку 3.14. На рис. 3.14. також показано графік пружинно-гідравлічного гальма з несаморегульованим гідравлічним золотником. Видно, що на початку гальмування виникає невелике гальмівне зусилля в 10000 Н, за яким слідує поступове збільшення гальмівного зусилля яке стає постійним протягом усього часу гальмування.. У розрахунках Δp не враховується, оскільки золотник вирівнює тиск миттєво.

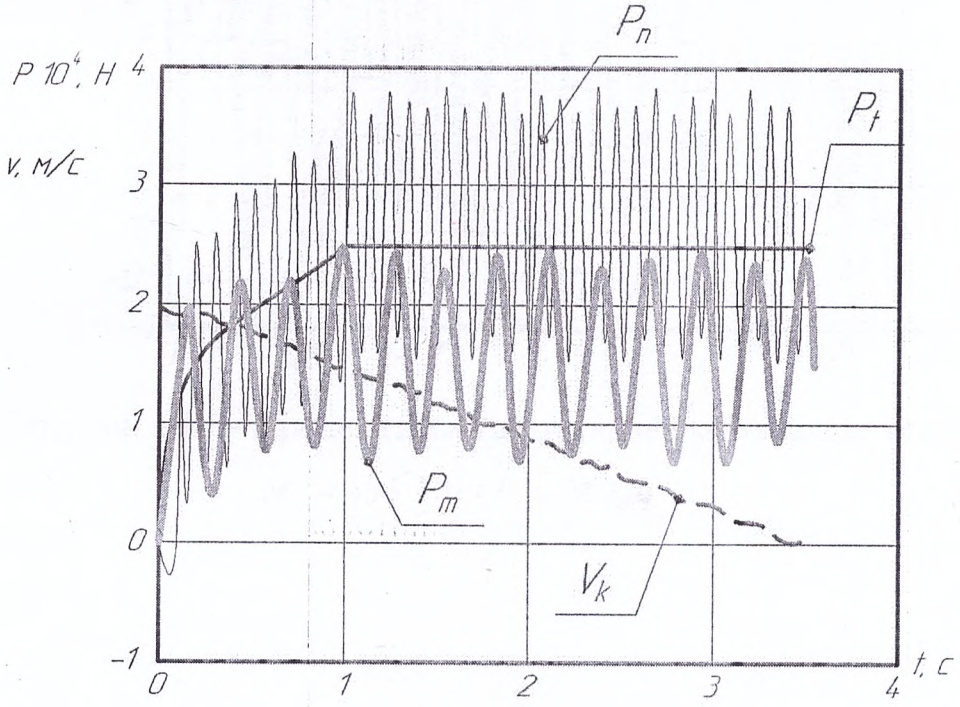


Рисунок 3.14 – Процес гальмування за допомогою гідравлічного опору пружинних гідравлічних гальм.

3.3.4 Аналіз процесу гальмування мостового краніу з колодковим та пружинно-гідравлічним гальмами

Динамічні навантаження металоконструкції крана під час гальмування, їх можна використати для оцінки ефективності пружинно-гідравлічного гальма. Використовуючи вираз (3.13), методом Рунге-Кутта була розрахована система диференціальних рівнянь для колодкового гальма з пружинно-гідравлічним гальмом з пружинами постійної жорсткості і результати гальмування цими гальмами наведені на рисунку 3.15 – 3.16.

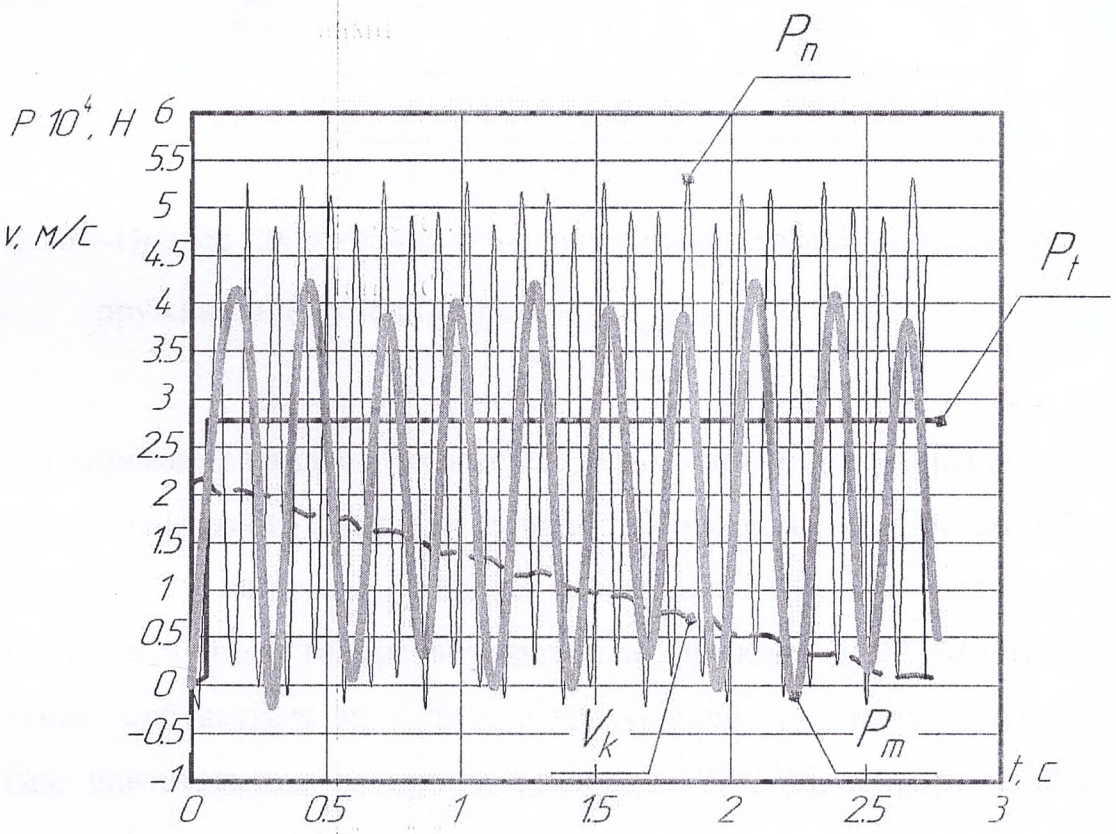


Рисунок 3.15 – Процес гальмування крана колодковим гальмом із $M_г = 454$ Нм ($P_t = 26000$ Н)

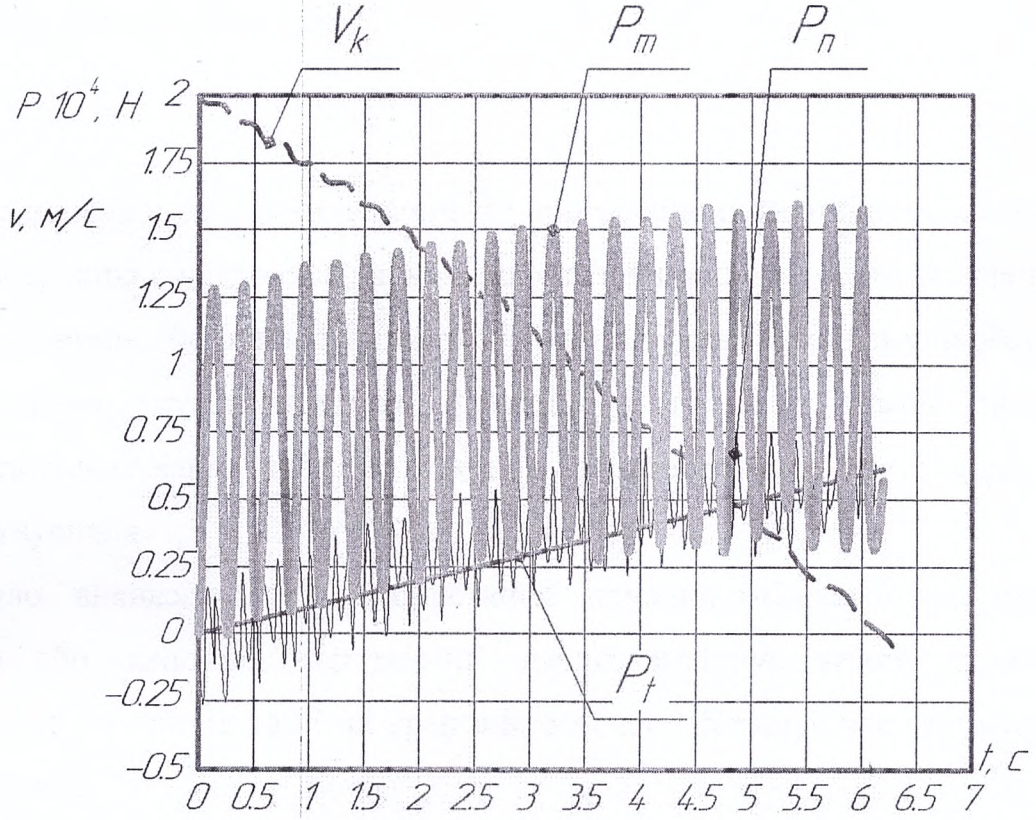


Рисунок 3.16 – Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною постійної жорсткості $c_{пруж} = 1000$ Н/м.

Аналіз отриманих графіків показує, що гальмо повністю зупиняється за 2,75 с з номінальної швидкості 2 м/с для стандартного гальма, при максимальному навантаженні 50420 Н на привід і 40100 Н на металоконструкцію (рис. 3.15). Для пружинного гідравлічного гальма з жорсткістю пружини 1000 Н/м (рис.3.16) повна зупинка відбувається за 6,09 с з урахуванням номінальної швидкості. Максимальне навантаження на привід становить 7703 Н, а навантаження на металоконструкцію - 15960 Н.

Підпружинно-гідравлічні гальма значно зменшують максимальне динамічне навантаження, але збільшують час гальмування і гальмівний шлях до 6,5 м.

3.4 Висновки до розділу 3

1. Загальними недоліками механічних прогресивних гальмівних систем є те, що їхня конструкція є надто складною, а робоча швидкість не може регулюватися під час гальмування. Запропонований спосіб гальмування механізму пересування мостового крана усуває недоліки фрикційних гальм і значно підвищує ефективність гальмування крана за рахунок забезпечення плавного наростання гальмівного зусилля.

2. Було виявлено, що використання пружинно-гідравлічних гальм з фіксованою або змінною жорсткістю значно зменшує вплив динамічних навантажень як на привід так і на кран вцілому, але збільшує час гальмування і гальмівний шлях.

Висновки

1 Виконано аналіз сучасного стану та науково-технічних досягнень у сфері конструктивних кранових гальм та напрямків їх вдосконалення.

2 Проведений аналіз та наведено класифікацію кранових гальм і те, як їх можна вдосконалити за допомогою науково-дослідницької діяльності, а також окремо розглянуто різні типи фрикційних гальм (колодкові, дискові та стрічкові).

3 Проведений аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів показав, що дана тема є актуальною у дослідників всього світу. Удосконалення гальмівних систем кранів є важливим напрямком розвитку сучасного машинобудування, оскільки підвищення надійності, довговічності та безпеки гальмівних систем прямо впливає на продуктивність та безпеку всього виробничого процесу.

4 Запропонований спосіб гальмування механізму пересування мостового крана усуває недоліки фрикційних гальм і значно підвищує ефективність гальмування крана за рахунок забезпечення плавного наростання гальмівного зусилля.

5. Виявлено, що використання пружинно-гідравлічних гальм з фіксованою або змінною жорсткістю значно зменшує вплив динамічних навантажень як на привід так і на кран вцілому, але збільшує час гальмування і гальмівний шлях.

Список літератури

1. Жигулін О. А., Махмудов І. І., Жигуліна Н. О. Підйомно-транспортні машини: Навчальний посібник. Ніжин, 2020. 150 с

2. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання: НПАОП 0.00-1. 80-18, 2018.

3. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин: Підручник / В. С. Бондарєв, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с.

4. Тіщенко Л. М. Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів / Л. М. Тіщенко, В. О. Білостоцький. – Харків, 2003. – 401 с.

5. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини / Ф. К. Іванченко. – К. : Вища школа, 1993. – 413 с.

6. Підйомно-транспортні та вантажно-розвантажувальні машини: підручник / О.М. Лівінський, О.І. Курок, Л.Є. Пелевін та ін. – К.: «МП Леся», 2016. – 676 с.

7. Козуб Ю. Г. Підйомно-транспортні машини : підручник / Ю.Г. Козуб, С.В. Маслійов – Старобільськ: Вид-во ДЗ „ЛНУ імені Тараса Шевченка”, 2018. – 277с.

8. Хмара Л.А., Колісник М.П., Голубченко О.І. Будівельні крани. Конструкція та експлуатація.-К.: Техніка, 2001.-294 с

9. Яким Р. С. Приводи транспортних машин : навчальний посібник. Дрогобич : Редакційновидавничий відділ Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка, 2020. 240 с.

10. Nosko A. The evaluation of friction pair heat duty of brake devices / A. Nosko, A. Sokolov // Proceedings of the International Tribology Conference. – Nagoya, 1990. – P. 1497–1502.

11. Nosko A. L. Surface temperature measurement with tape-type thermocouples / A. Nosko, Y. Kimura // Proceedings of the 6th Nordic Symposium on Tribology. – Uppsala, 1994. – P. 613–620.

12. Вольченко Н. А. До питання оптимізації конструктивних параметрів пар тертя дисково-колодкового гальма / Н. А. Вольченко, О. В. Возний, О. Б. Стадник, О. М. Вудвуд // Проблеми тренування та зношування. – 2015. – № 3. – С. 21–30.

13. Бєжок Г. В. Оптимізація процесу гальмування мостового крана за допомогою керованого електромагнітного гальма: автореф дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 – Підйомно-транспортні машини / Г.В. Бєжок. - Харків, 1984. - 25 с.

14. CEN. EN ISO13850 Safety of Machinery Emergency Stop Principles for Design; CEN: Brussels, Belgium, 2015.

15. Olesiak, Z.; Pyryev, Y.; Yevtushenko, A. Determination of temperature and wear during braking. Wear 1997, 210, 120–126.

16. German Institute for Standardisation. DIN 15434-1-1989 Power Transmission Engineering—Principles for Drumand Disc Brakes, Calculation; German Institute for Standardisation: Berlin, Germany, 1989.

17. Severin, D.; Dörsch, S. Friction mechanism in industrial brakes. Wear 2001, 249, 771–779.

18. Wang, D.; Yin, J.; Zhu, Z.; Zhang, D.; Liu, D.; Liu, H.; Sun, F. Preparation of high friction brake shoe material and its tribological behaviors during emergency braking in ultra-deep coal mine hoist. Wear 2020, 458–459, 203391.

19. Wittenberghe, J.V.; Ost,W.; Baets, P.D. Testing the friction characteristics of industrial drum brake linings. Exp. Tech. 2012, 36, 43–49.

20. Park, K.P.; Cha, J.H.; Lee, K.Y. Dynamic factor analysis considering elastic boom e_ects in heavy lifting operations. Ocean Eng. 2011, 38, 1100–1113.

21. Sun, G.; Kleeberger, M.; Liu, J. Complete dynamic calculation of lattice mobile crane during hoisting motion. Mech. Mach. Theory 2005, 40, 447–466.

22. Posiadała, B. Influence of crane support system on motion of the lifted load. Mech. Mach. Theory 1997, 32, 9–20.

23. Ju, F.; Choo, Y.S.; Cui, F.S. Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload. Int. J. Solids Struct. 2006, 43, 376–389.

24. Jerman, B. An enhanced mathematical model for investigating the dynamic loading of a slewing crane. Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci. 2006, 220, 421–433.

25. Cibicik, A.; Pedersen, E.; Egeland, O. Dynamics of lu_ng motion of a flexible knuckle boom crane actuated by hydraulic cylinders. Mech. Mach. Theory 2020, 143, 103616.

26. Urba´s, A. Computational implementation of the rigid finite element method in the statics and dynamics analysis of forest cranes. Appl. Math. Model. 2017, 46, 750–762. Appl. Sci. 2020, 10, 8334 21 of 22

27. Adamiec-Wójcik, I.; Dra¸g, Ł.; Metelski, M.; Nadratowski, K.; Wojciech, S. A 3D model for static and dynamic analysis of an o_shore knuckle boom crane. Appl. Math. Model. 2019, 66, 256–274.

28. Tomasz, H. Modeling the dynamics of cargo lifting process by overhead crane for dynamic overload factor estimation. J. Vibroeng. 2017, 19, 75–86.

29. Kobayashi, N.; Kuribara, H.; Honda, T.; Watanabe, M. Nonlinear seismic responses of container cranes including the contact problem between wheels and rails. J. Press. Vessel Technol. 2004, 126, 59–65.

30. Chen, H.; Xuan, B.; Yang, P.; Chen, H. A new overhead crane emergency braking method with theoretical analysis and experimental verification. Nonlinear Dyn. 2019, 98, 2211–2225.

31. Vöth, S. Emergency braking of fast running coal handling gantry hoists. In Proceedings of the XVII International Coal Preparation Congress, Saint-Petersburg, Russia, 28 June–1 July 2016; Litvinenko, V., Ed.; Springer: Cham, Switzerland, 2016; pp. 135–140.

32. Streltsov, S.V.; Ryzhikov, V.A. Influence of uneven braking of running wheels on stress-strain state of crane metal structure. In Lecture Notes in Mechanical Engineering, Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering, 15–18 May 2018; Radionov, A., Kravchenko, O., Eds.; Springer: Cham, Switzerland, 2018; pp. 2055–2062.

33. Singer, N.C.; Seering,W.P. Preshaping command inputs to reduce system vibration. J. Dyn. Syst. Meas. Control 1990, 112, 76–82.

34. Singhose,W. Command shaping for flexible systems: A review of the first 50 years. Int. J. Precis. Eng. Manuf. 2009, 10, 153–168.

35. Manning, R.; Clement, J.; Kim, D.; Singhose, W.E. Dynamics and control of bridge cranes transporting distributed-mass payloads. J. Dyn. Syst. Meas. Control 2010, 132, 014505.

36. Niu, Cong & Ouyang, Huajiang & Li, Gang & Zhang, Hongwu. (2015). CALCULATION OF DYNAMIC LOADS ON LIFITNG MECHANISM OF OVERHEAD CRANES IN EMERGENCY BRAKING

37. Nyezhentsev, Oleksiy. (2023). Testing of a device for dynamic braking of crane mechanisms. International Scientific and Technical conference The Progressive Technics Technology and Engineering Education. 157-160. 10.20535/2409-7160.2023.XXIII.242063

Презентаційні матеріали

Кваліфікаційна робота магістра

на тему

«Дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень

Виконав: студент II курсу, групи 602-ММв
Коврижко Юрій Анатолійвич
Керівник: к.т.н., доцент
Криворот Анатолій Ігорович

Полтава – 2024 року

Мета магістерської роботи є дослідження динамічних навантажень кранових гальм різних конструктивних рішень з метою підвищення їхньої надійності, довговічності та ефективності. У ході дослідження будуть проаналізовані різні типи кранових гальм, моделюватимуться динамічні процеси при їх експлуатації, зосередивши увагу на пружинних гідравлічних гальмах, які входять до складу різних кранів.

Для досягнення поставленої мети завдання сформульовані наступним чином:

– аналіз сучасних конструктивних рішень кранових гальм та напрямків їх вдосконалення;

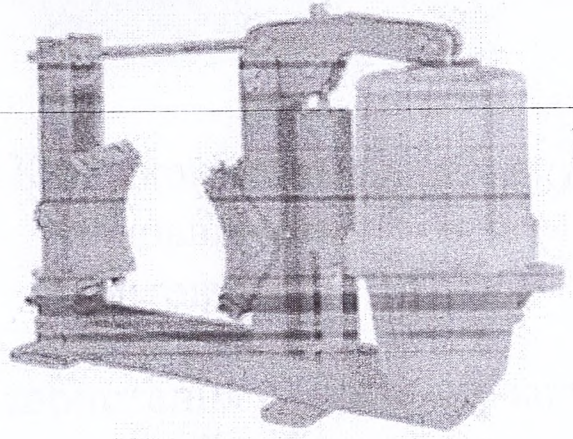
– дослідження будови, типів кранових гальм, визначити їх переваги і недоліки;

– аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів;

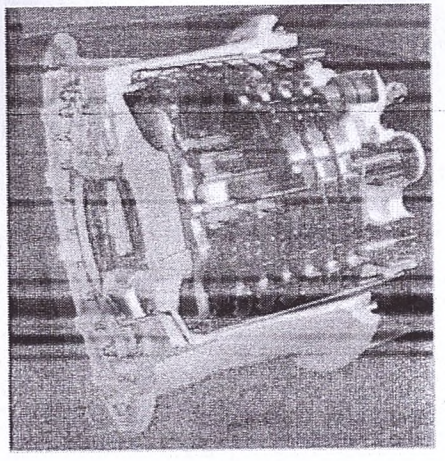
– дослідити вплив конструктивних параметрів пружинно-гідравлічних гальм на динамічне навантаження приводу.

Кранові гальма відіграють критичну роль у забезпеченні безпеки та ефективності експлуатації вантажопідйомного обладнання. Сучасні конструктивні рішення гальмівних систем кранів спрямовані на забезпечення надійного контролю швидкості, точності позиціонування та безпеки зупинки вантажів під час підйому та переміщення. Існує кілька основних типів кранових гальм, кожен із яких має свої конструктивні особливості та призначений для різних умов експлуатації.

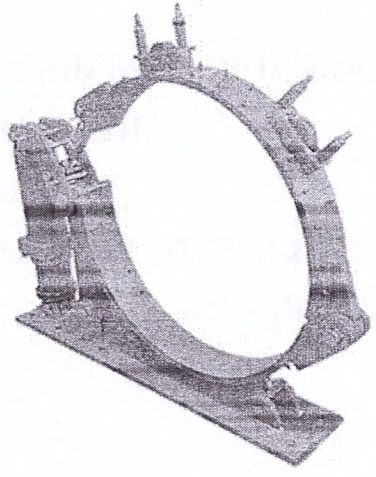
Нормально закриті фрикційні гальма широко використовуються в кранових механізмах



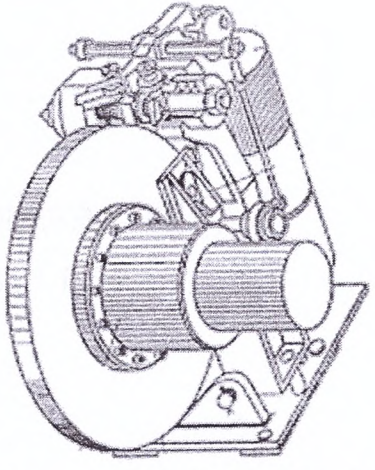
Колодковий крановий гальмівний механізм



Багатодисковий крановий гальмівний механізм

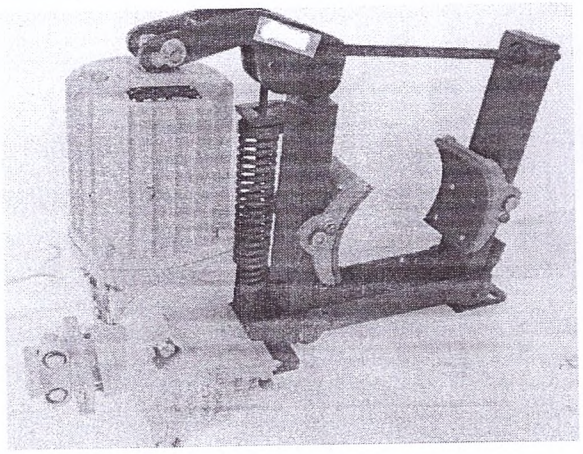


Стрічковий крановий гальмівний механізм

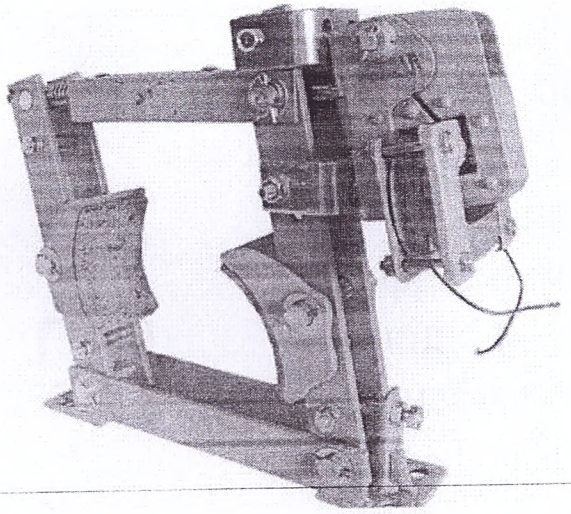


Дисковий крановий гальмівний механізм

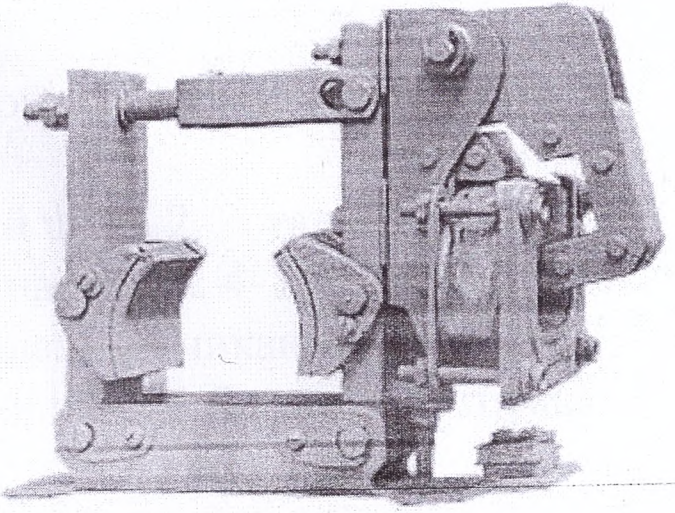
Дослідження будови кранових гальм



Колодкове гальмо з гідравлічним штовхачем



Колодкове гальмо з електромагнітом постійного струму



Колодкове гальмо з електромагнітом змінного струму

Використання гальмівних колодок має свої плюси і мінуси.

До переваг можна віднести:

- Легке і зручне обслуговування;
- Однаковий крутний момент можна отримати при обертанні в обох напрямках;
- Гальма з прямим важелем не створюють радіальних зусиль на гальмівний вал.

Недоліками гальм є:

- Відносно низька довговічність;
- Обмежена частота спрацьовування;
- Ударні навантаження на привід механізму.

Дослідження будови кранових гальм

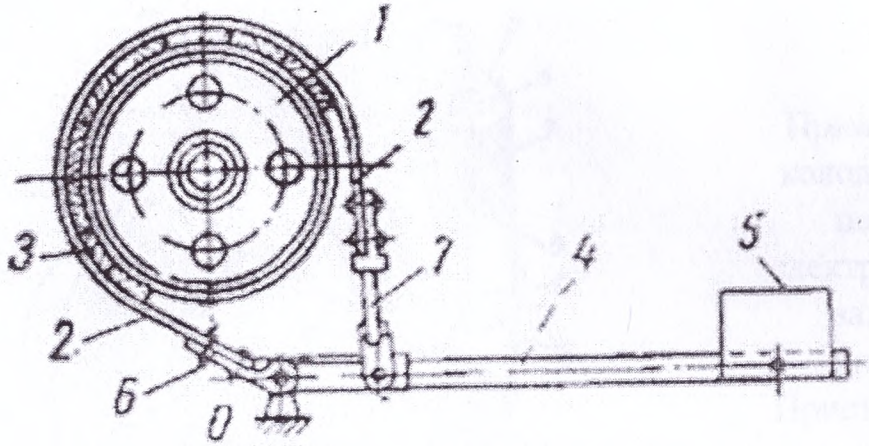


Схема простого стрічкового гальма

1 – гальмівний шків, 2 – стальна стрічка, 3- фрикційна накладка, 4- гальмівний важіль, 5 – педаль (замикаючий вантаж), 6 – набігаючий кінець, 7 гвинтова стяжка

Якщо необхідно зменшити зусилля на педалі гальмівного важеля, використовують диференціальне стрічкове гальмо. Диференціальні стрічкові гальма відрізняються від простих тим, що кінці гальмівної стрічки з'єднані по обидва боки від осі обертання важеля.

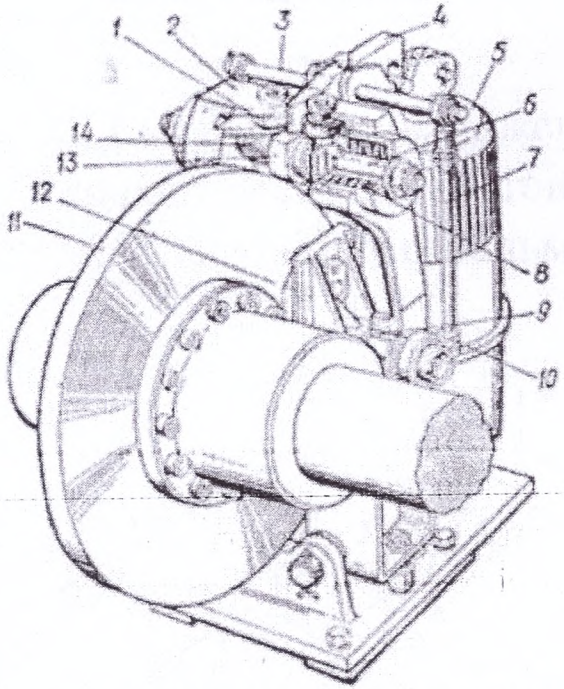
Переваги стрічкових гальм наступні:

- Невеликі розміри;
- Прості в обслуговуванні
- Проста конструкція
- Можливість досягнення вищих гальмівних моментів за рахунок збільшення кута прикладання.

До недоліків відносяться

- Нерівномірний розподіл тиску по довжині шківа;
- Складність розрахунку зусилля на вигин валу механізму - залежить від напрямку обертання шківа;
- Часте пошкодження сталевих пасів.

Дослідження будови кранових гальм



Варіант дискового кранового гальма

Принцип роботи полягає в наступному. Диск 11 стискається колодкою 12 через важіль 2 під дією пружини 8 на шток 6. У центрі штока закріплений важіль, з'єднаний зі штоком електрогідравлічного приводу 5. При спрацьовуванні приводу важіль 13 повертається і під дією клина 4 і допоміжної пружини 14 на циліндрі 1 роз'єднує важіль 2 і колодку. Пристрій 10 автоматично регулює зазор, порожниста втулка 9 нагвинчується на кронштейн колодки, циліндричний шток 12 колодки вставляється в зовнішній кінець втулки спереду, і храповик, який з'єднаний шарнірно з валом 3 тягою, обертається.

Дискові гальма з компактними розмірами можуть створювати високі гальмівні моменти, але їхня конструкція складна, а застосування обмежене.

Переваги дискових гальм.

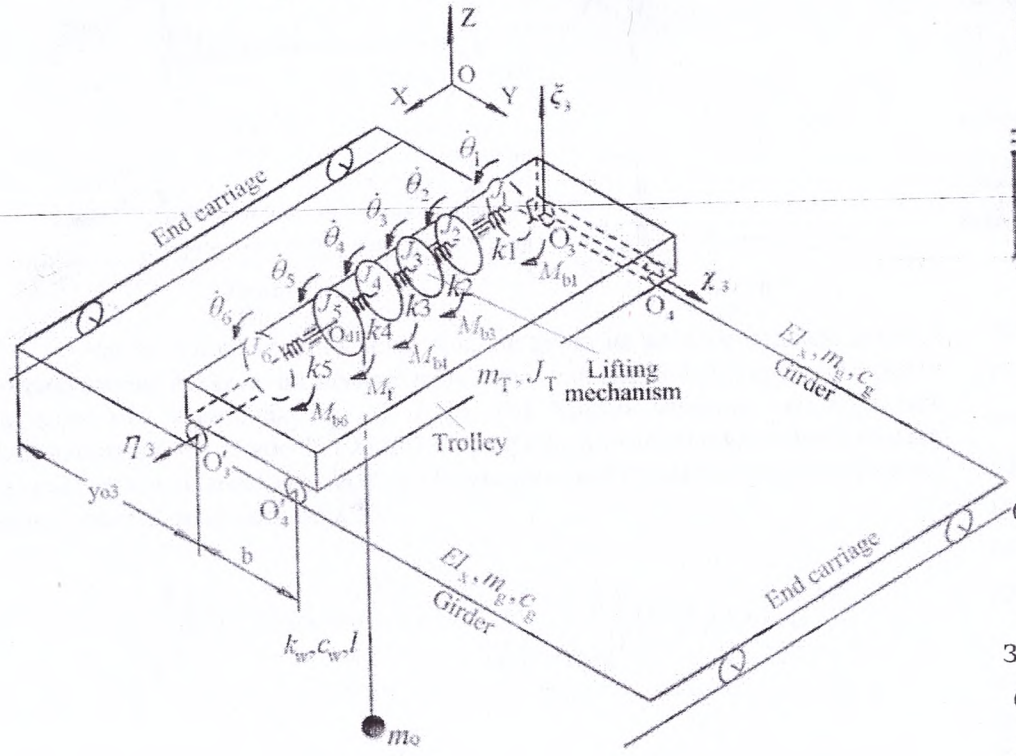
- Легкі та компактні;
- Колодки рівномірно прилягають до диска, що забезпечує чудову ефективність;
- Відмінні охолоджувальні властивості;
- Функція самоочищення;
- Наявність багатопоршневих супортів, отворів, різних канавок для відведення бруду і газів, насічок.

Недоліки дискових гальм.

- Схильність до всіляких забруднень і корозії;
- Попадання холодної води на нагріті робочі поверхні може викликати деформацію і розтріскування;
- Високе тепловиділення під час роботи.

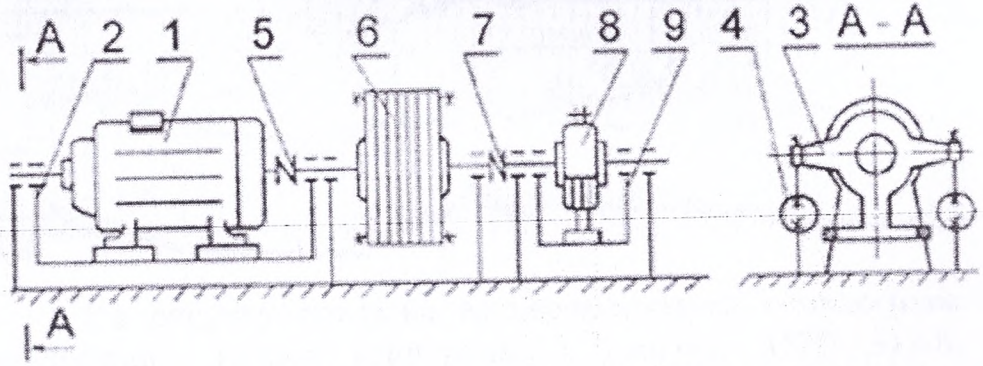
Аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів

Теоретичне дослідження динамічних навантажень на мостовий кран при естренному гальмуванні



Динамічна модель електричного мостового крана

Схема руху мостового крана при наїзді на буферний пристрій

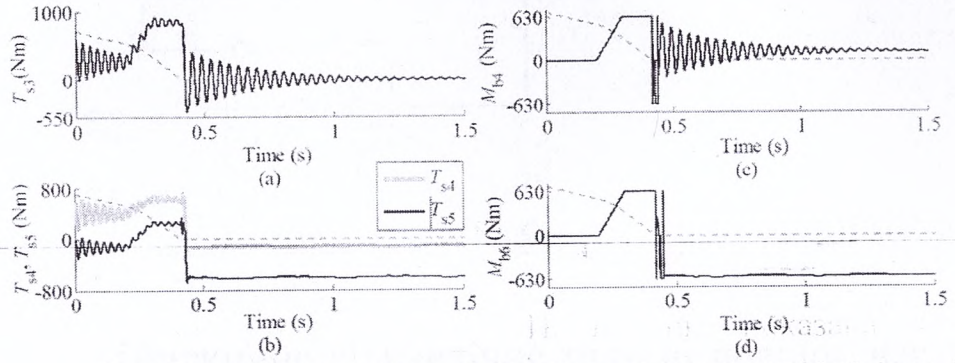


Стенд для випробування та дослідження кранових гальм

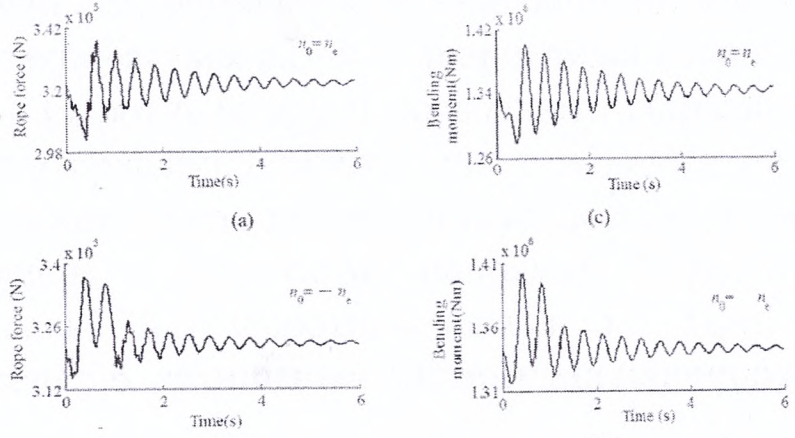
Стенд оснащений асинхронним електродвигуном з фазним ротором 1, встановленим на рухомій рамі 2, який через коромисло 3 з'єднаний з моментним кільцем 4, встановленим на нерухомій основі. Вал електродвигуна з'єднаний з обертовою масою 6 за допомогою муфти 5, що складається з дисків, кількість яких можна змінювати без демонтажу стенду в залежності від необхідного моменту інерції. При цьому гальмівний шків колодкового гальма 8, встановленого на рухомій рамі, з'єднаний з обертовою масою 6 за допомогою муфти 7.

Аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів

Теоретичне дослідження динамічних навантажень на мостовий кран при естренному гальмуванні

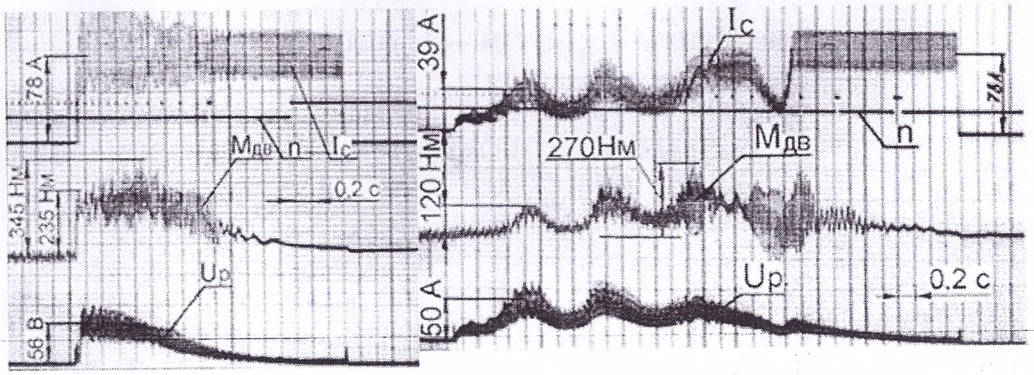


Часові історії крутних моментів, що діють на високошвидкісні ланки, і розрахунковий гальмівний момент двох гальм у сценарії А: (a) крутний момент на валу між компонентами J3 і J4; (b) Крутні моменти на вали між компонентами J4 і J5 або J5 і J6; (c) розрахунковий гальмівний момент гальма, прикріпленого до компонента J4; (d) Розрахунковий гальмівний момент гальма, прикріпленого до компонента J6.



Часові історії навантаження на канат і моменту згинання діючи на найбільш несприятливому перерізі прогонів в сценаріях А і Б

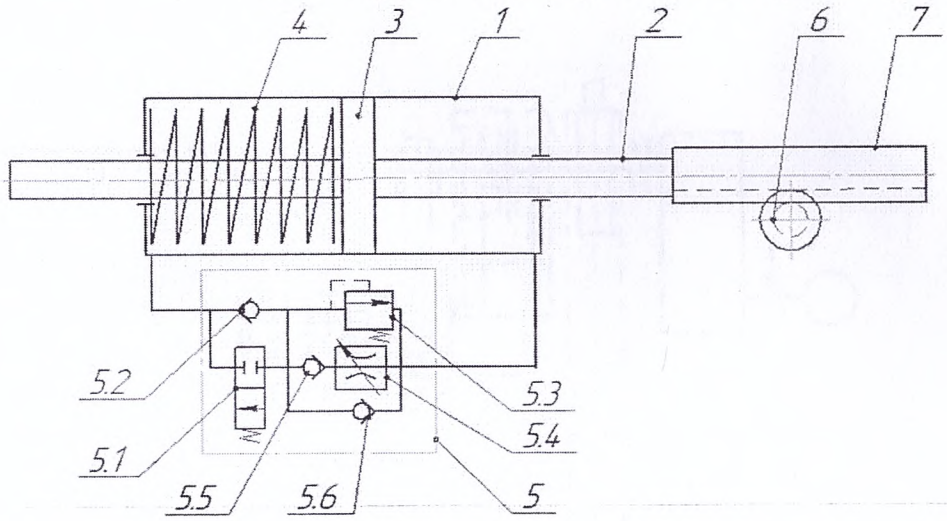
Схема руху мостового крана при наїзді на буферний пристрій



На рисунку показана експериментальна осцилограма динамічного гальма асинхронного двигуна MTF 312-8, керованого контролером ККТ61А. Осцилограма показана наступним чином: Ic - постійний струм збудження, що протікає через обмотку статора двигуна в режимі динамічного гальмування, n - частота обертання ротора двигуна, Mdv - момент двигуна, U - напруга комутації в обмотці ротора двигуна.

Випробування показують, що ПДГ має високу надійність і стабільність параметрів у всіх трьох режимах. У порівнянні зі звичайним гальмуванням з контрблокуванням, ПДГ забезпечує більш плавне гальмування і споживає значно менше енергії. Використання запропонованого ПДГ в механізмі пересування кранів дозволяє знизити динамічне навантаження металоконструкцій на 20-30%, амплітуду коливань вантажу більш ніж в два рази і споживання електроенергії майже на 18%, що покращує умови праці оператора.

Конструкція та робочі характеристики пружинно-гідравлічного гальма

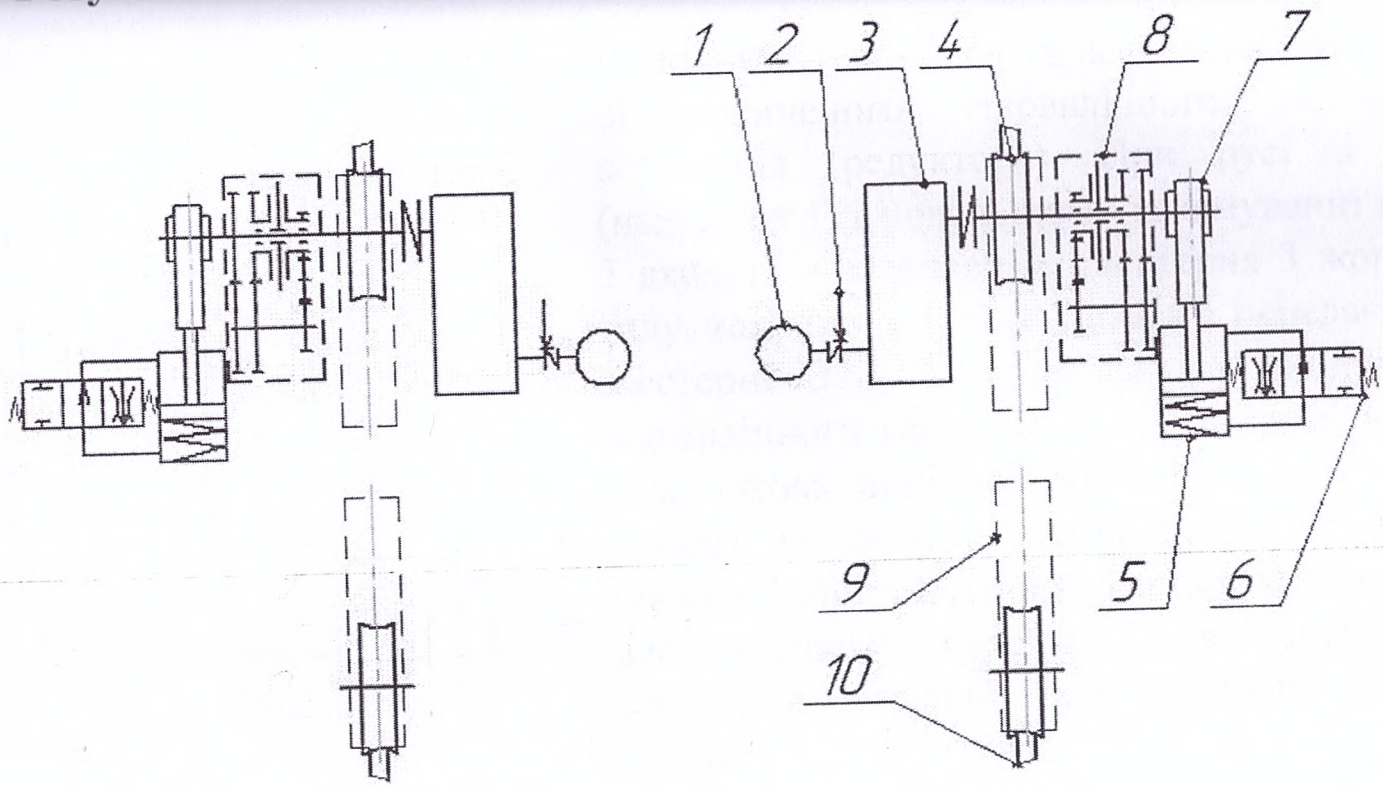


Гальмо пружинно-гідравлічне

1 – циліндр;2 – шток; 3 – поршень
4 – пружина; 5 – гідравлічна система керування;
6 – шестерня на валу ходового колеса; 7 – рейка.

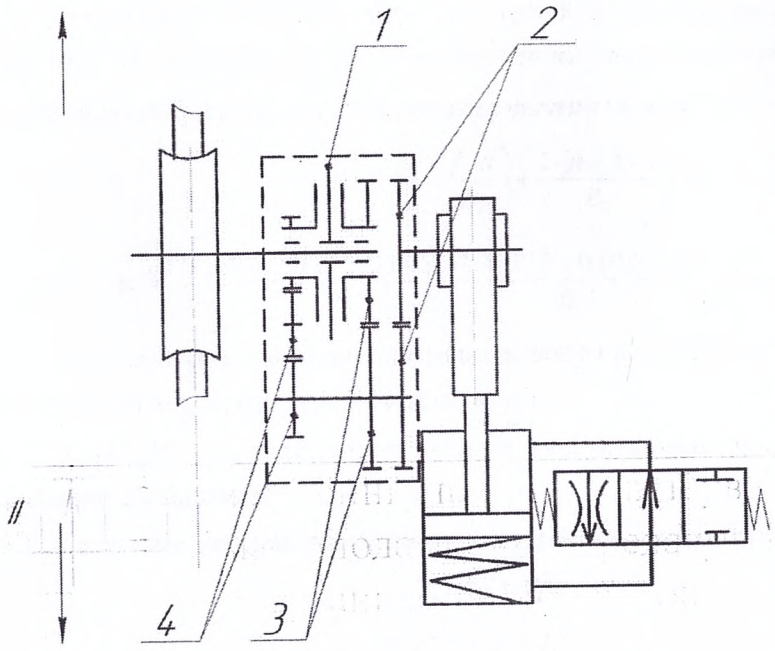
Пружинне гідравлічне гальмо працює наступним чином: при натисканні на гальмо шестерня 6, з'єднана з валом, починає обертатися і колесо крана переміщує рейку 7. Рейка закріплена на штоку 2, а шток поршня 3 рухається, стискаючи пружину 4 і витісняючи гідравлічну рідину в порожнину непідпружиненого штока. При натисканні на гальмо гідравлічна рідина проходить через зворотний клапан 5.2, регульований гідравлічний клапан 5.3 створює додатковий опір в системі і розподільник 5.1 закривається разом із зворотними клапанами 5.5 і 5.6.

Зворотні клапани дозволяють гідравлічній рідині текти в одному напрямку (напрямку, в якому тече гідравлічна рідина для стиснення пружини) і змушують гальмо фіксуватися в гальмівному положенні. Коли гальмо відпускається, розподільник 5.1 відкривається, стискає пружину і переміщує поршень у зворотному напрямку. В результаті гідравлічна рідина проходить через регульований дросель 5.4 і зворотний клапан 5.5. При підвищенні тиску в магістралі відкривається зворотний клапан 5.6, захищаючи систему від надлишкового тиску.



Принципова схема установки гальма пружинно-гідравлічного з реверсивним пристроєм на мостовий кран з окремим приводом на осі.

1 – електродвигун пересування; 2 – стоянкове гальмо (колодкове, дисково-колодкове або дискове нормально замкнене гальмо); 3 – редуктор; 4 – ходові колеса; 5 – пружинно-гідравлічне гальмо; 6 –гідроапаратура керування; 7 – пари зубчаста рейка шестерня; 8 – керуюча передача пружинно-гідравлічним гальмом; 9 – кінцева балка мостового крана; 10 – колія підкранова.



Розглянемо процес гальмування крана за допомогою підпружиненого гідравлічного гальма та пристрою керування (редуктора). При русі в одному напрямку (напрямок I) і подальшому гальмуванні муфта 1 і шестерня 3 входять в зачеплення, шестерня 3 жорстко закріплена на валу так, що крутний момент передається від колеса на шестерні 3 і 2, а потім на підпружинену шестерню гідравлічного гальма. При натисканні на гальмо гальмівна сила штока циліндра збільшується і створює гальмівний момент на колесах лебідки. При русі в напрямку II і зниженні швидкості відбувається те ж саме, але шестерня 4 має додаткову передачу і забезпечує зміну напрямку обертання вихідної тяги відносно напрямку обертання колеса.

Підпружинений гідравлічний гальмо відпускається при запуску або зупинці крана. Робоча муфта переміщується в нейтральне положення на валу, де відкривається шестерня і гідравлічна система направляє потік гідравлічної рідини з штокової порожнини в поршневу. В результаті пружина стискається і гальмо відпускається. Всі перераховані вище конструкції можуть бути використані без значних модифікацій на існуючих моделях мостових кранів і візків, зі збереженням стандартних приводних і гальмівних систем. Крім того, як уже доведено раніше, плавне збільшення гальмівного моменту знижує динамічне навантаження на привід і металоконструкцію, продовжуючи термін служби крана.

Вплив конструктивних параметрів пружинно-гідравлічних гальм на динамічне навантаження приводу

Номінальний гальмівний момент для кранів вантажопідйомністю 20 тонн становить $M_m = 424$ Нм. Щоб розрахувати максимальне уповільнення, м/с^2 для запобігання пробуксовці коліс, використаємо наступну формулу

$$a_T = \left(\frac{z_{пр}}{z_к} \cdot \left(\frac{\varphi}{1,2} - \frac{f \cdot d}{D_к} \right) + \frac{2 \cdot \mu + f \cdot d}{D_к} \right) \cdot g \qquad (3.6)$$

$$a_T = \left(\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,2}{1,2} - \frac{0,015 \cdot 0,12}{0,7} \right) + \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^{-4} + 0,015 \cdot 0,12}{0,7} \right) \cdot 9,81 = 0,84 \qquad (3.7)$$

Отже, для запобігання проковзування величина уповільнення (прискорення гальмування) не повинне перевищувати 0,84 м/с^2.

У таблиці 3.1 представлено технічні дані мостового крана для якого проведемо дослідження.

Допустиме значення гальмівного шляху, м, можна визначити за

$$S_t = 2/3 \cdot V_k^2, \qquad (3.8)$$

$$S_t = 2/3 \cdot 2^2 = 2,67. \qquad (3.9)$$

Мінімальний час процесу гальмування знаходиться за

$$t_T = V_k / a_T, \qquad (3.10)$$

$$t_T = 2/0,84 = 2,38, \qquad (3.11)$$

На рисунку 3.9 наведено трьохмасову розрахункову динамічну модель даного мостового крану.

На рисунку 3.9 є такі позначення: де m_n - приведена до ходових коліс маса обертових частин привода, кг; $m_к$ - маса крана, приведена до переміщення кінцевих балок, кг; m_M - приведена до середини прольоту маса середніх частин мосту й порожнього візка, кг; P_m - приведена до поступального пересування крана гальмівна сила привода в різних режимах, Н; P_w - сила статичного опору пересуванню крана, Н; c_n - коефіцієнт жорсткості привода механізму пересування, приведений до ходових коліс, Н/м;

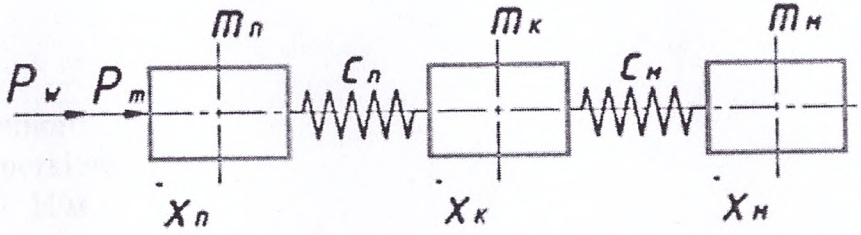


Рисунок 3.9 – Трьохмасова розрахункова динамічна модель досліджуваного мостового крана

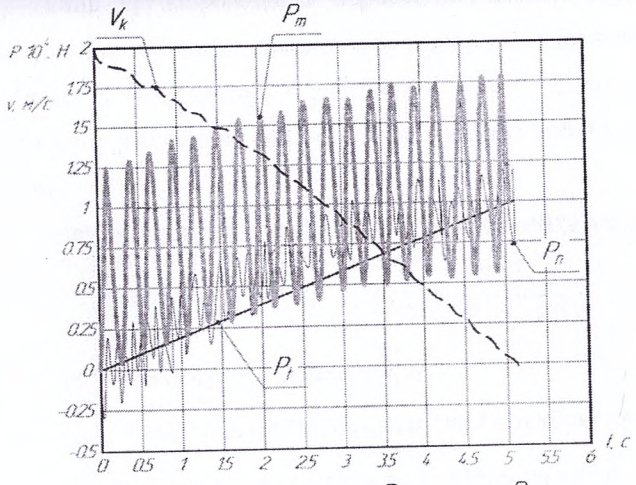
Для розрахунку основних параметрів і динамічних навантажень при гальмуванні крана, на основі динамічної тримасової моделі (рис. 3.9) систему диференціальних рівнянь записують наступним чином

$$\begin{cases} m_n \cdot \ddot{x}_n + c_n \cdot (x_n - x_k) + P_m \cdot (\bar{z}_1, \bar{z}_2 \ldots \bar{z}_n) = 0 \\ m_k \cdot \ddot{x}_k + c_n \cdot (x_n - x_k) + c_m \cdot (x_n - x_M) + P_w = 0, \\ m_M \cdot \ddot{x}_M + c_M \cdot (x_k - x_M) = 0 \end{cases} \qquad (3.12)$$

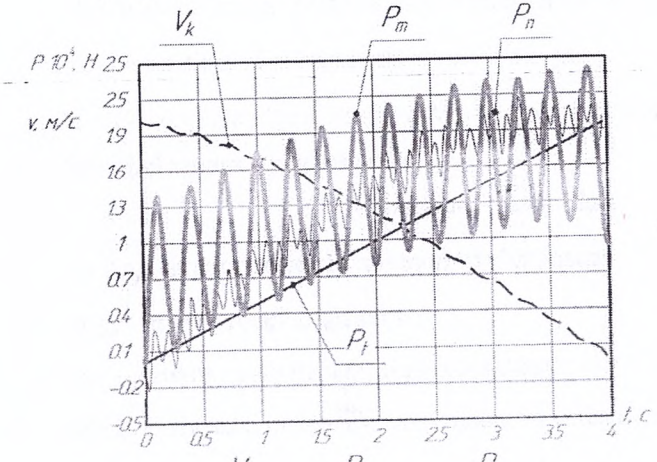
Розв'язок системи диференціальних рівнянь (3.12) отримаємо методом Рунге-Кутта з постійним кроком інтегрування.

Технічна характеристика мостового крана

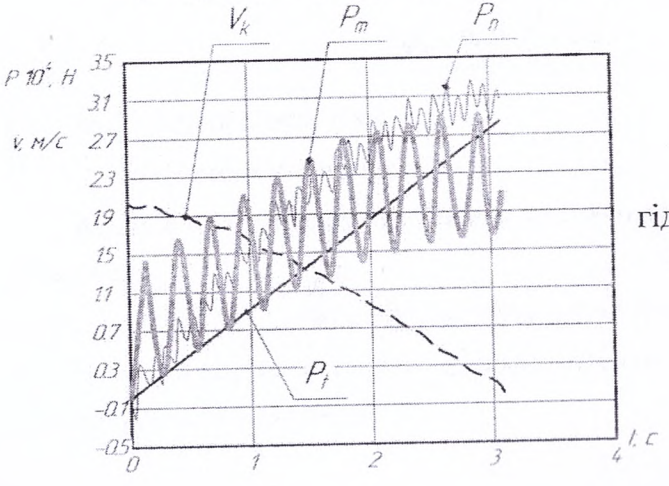
Технічні характеристики	Умовне позначення	Числове значення
Вантажопідйомність крана, т	Q	20
Проліт крана, м	L	28,5
Маса крана, т	$m_{кр}$	49
Висота підйому вантажу, м	H	8
Частота обертання ротора двигуна, хв$^{-1}$	$n_д$	705
Передатне відношення приводу пересування	$U_м$	12,64
Потужність двигуна механізму пересування, кВт	N	15х2
Діаметр ходового колеса, м	$D_{ик}$	0,7
Опір пересування крана, кН	PW	19
Номінальна швидкість пересування крана, м/с	V_k	2
Наведена до ходових коліс гальмівна сила приводу, кН	P_m	26



Гальмівна дія пружинного гідравлічного гальма. Жорсткість пружини постійна 2000 Н/м



Гальмівна дія пружинного гідравлічного гальма. Жорсткість пружини постійна 5000 Н/м



Гальмівна дія пружинного гідравлічного гальма. Жорсткість пружини постійна 5000 Н/м

Згідно з графіками на рисунках, якщо розглядати пружину з постійною жорсткістю (лінійна характеристика), потужність приводу значно зростає зі збільшенням жорсткості пружини. При цьому час гальмування зменшується.

Опір трубопроводів і гідравлічних компонентів є опором гідравлічної частини пружинного гідравлічного гальма, а гідравлічні втрати безпосередньо пов'язані з величиною гідравлічного опору. Величина гідравлічного опору обернено пропорційна величині втрат під час роботи пружинного гідравлічного гальма.

Втрати тиску на прямій ділянці трубопроводу визначають за

$$\Delta p_{тр} = \frac{\lambda \cdot l \cdot V_{рід}^2 \cdot \rho_{рід}}{2 \cdot d_y \cdot 10^6}, \quad (3.14)$$

де l – довжина трубопроводу, м;

$V_{рід}$ – швидкість проходження рідини в трубопроводі, м/с;

d_y – діаметр умовного проходу по гідроапаратурі, м;

$\rho_{рід}$ - щільність рідини, кг/м^3;

λ – сумарний коефіцієнт гідравлічного тертя рідини.

Загальні втрати в гідросистемі

$$\Delta p = \Delta p_p + \Delta p_{ап} + \Delta p_м, \quad (3.15)$$

де Δp_p – втрати тиску по довжині трубопроводу;

$\Delta p_{ап}$ – втрати тиску в апаратах;

$\Delta p_м$ – втрати тиску на перехідних ділянках.

Місцеві гідравлічні втрати визначають за залежністю

$$\Delta p_м = 0,21 \cdot \frac{Q^2}{d_y^2} \cdot \Sigma \xi, \quad (3.16)$$

де Q – втрати рідини, л/хв;

ξ – коефіцієнт місцевих втрат.

Втрати в устаткуванні з обов'язковим урахуванням втрат тиску на кожному обладнанню

$$\Delta p_{уст} = \Delta p_{обл№1} + \Delta p_{обл№2} + ... + \Delta p_{обл№n}. \quad (3.17)$$

Величина гідравлічного опору повністю залежить від сили опору штока в пружинно-гідравлічному гальмі:

$$P_{здр} = \Delta p \cdot S_n, \quad (3.18)$$

де Δp – сумарні втрати в гідросистемі, мПа;

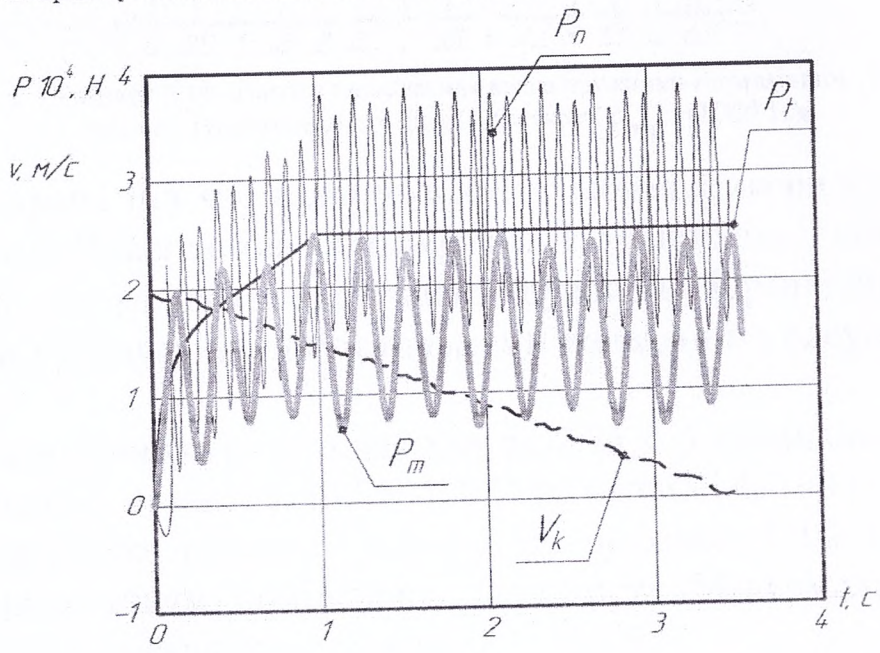
S_n – площа поршня пружинно – гідравлічного гальма, мм.

$$P_t = P_{пруж} + P_{здр} = \left(c_{пруж} \cdot x_t\right) + \left(\Delta p_t \cdot S_n\right), \quad (3.19)$$

де $P_{пруж}$ – гальмівна сила від пружини, Н;

$P_{здр}$ – гальмівна сила від гідравлічного опору, Н.

Графік процесу гальмування показано на рисунку 3.14. На рис. 3.14. також показано графік пружинно-гідравлічного гальма з несаморегульованим гідравлічним золотником. Видно, що на початку гальмування виникає невелике гальмівне зусилля в 10000 Н, за яким слідує поступове збільшення гальмівного зусилля яке стає постійним протягом усього часу гальмування.. У розрахунках Δp не враховується, оскільки золотник вирівнює тиск миттєво.



Процес гальмування за допомогою гідравлічного опору пружинних гідравлічних гальм

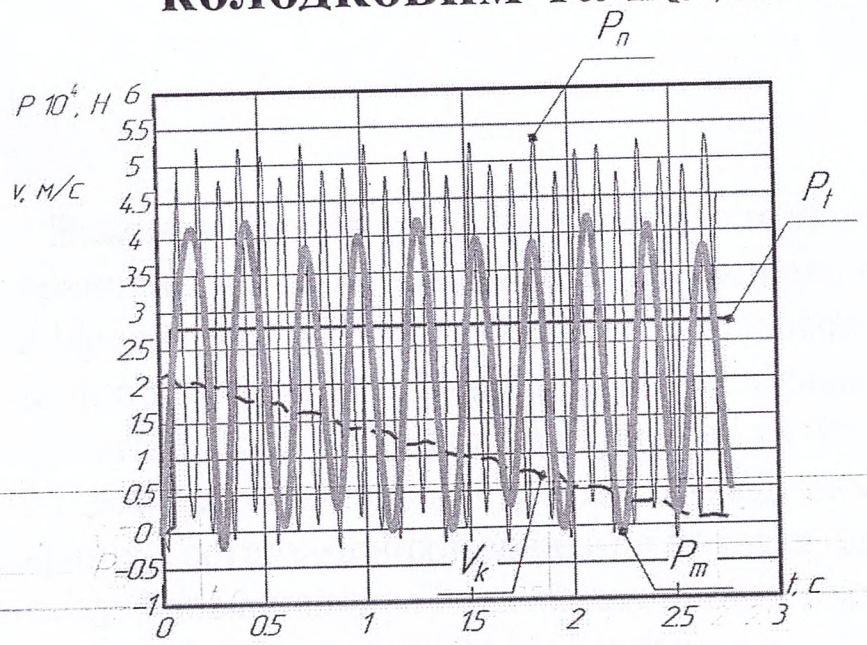


Рисунок 3.15 - Процес гальмування крана колодковим гальмом із Мг=454 Нм (Pt=26000 Н)

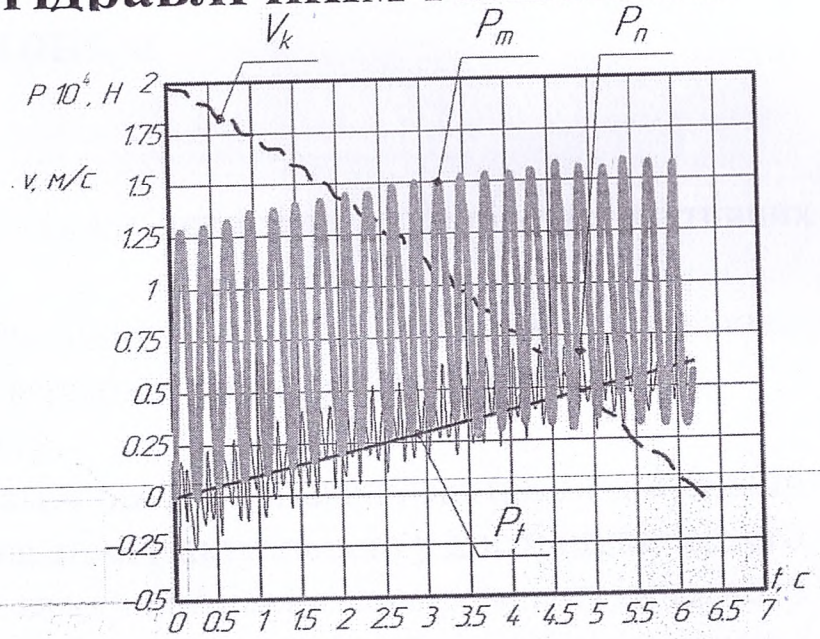


Рисунок 3.16 - Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною постійної жорсткості $c_{пруж}$ = 1000 Н/м.

Динамічні навантаження металоконструкції крана під час гальмування, їх можна використати для оцінки ефективності пружинно-гідравлічного гальма. Використовуючи вираз (3.13), методом Рунге-Кутта була розрахована система диференціальних рівнянь для колодкового гальма з пружинно-гідравлічним гальмом з пружинами постійної жорсткості і результати гальмування цими гальмами наведені на рисунку 3.15 – 3.16.

Аналіз отриманих графіків показує, що гальмо повністю зупиняється за 2,75 с з номінальної швидкості 2 м/с для стандартного гальма, при максимальному навантаженні 50420 Н на привід і 40100 Н на металоконструкцію (рис. 3.15). Для пружинного гідравлічного гальма з жорсткістю пружини 1000 Н/м (рис.3.16) повна зупинка відбувається за 6,09 с з урахуванням номінальної швидкості. Максимальне навантаження на привід становить 7703 Н, а навантаження на металоконструкцію - 15960 Н.

Підпружинно-гідравлічні гальма значно зменшують максимальне динамічне навантаження, але збільшують час гальмування і гальмівний шлях до 6,5 м.

Висновки

1 Виконано аналіз сучасного стану та науково-технічних досягнень у сфері конструктивних кранових гальм та напрямків їх вдосконалення.

2 Проведений аналіз та наведено класифікацію кранових гальм і те, як їх можна вдосконалити за допомогою науково-дослідницької діяльності, а також окремо розглянуто різні типи фрикційних гальм (колодкові, дискові та стрічкові).

3 Проведений аналіз попередніх досліджень динамічних навантажень вантажопідіймальних кранів і їх гальмівних механізмів показав, що дана тема є актуальною у дослідників всього світу. Удосконалення гальмівних систем кранів є важливим напрямком розвитку сучасного машинобудування, оскільки підвищення надійності, довговічності та безпеки гальмівних систем прямо впливає на продуктивність та безпеку всього виробничого процесу.

4 Запропонований спосіб гальмування механізму пересування мостового крана усуває недоліки фрикційних гальм і значно підвищує ефективність гальмування крана за рахунок забезпечення плавного наростання гальмівного зусилля.

5. Виявлено, що використання пружинно-гідравлічних гальм з фіксованою або змінною жорсткістю значно зменшує вплив динамічних навантажень як на привід так і на кран вцілому, але збільшує час гальмування і гальмівний шлях.

Дякую за увагу!