

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Дніпровський національний університет
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Кафедра „Прикладна механіка та матеріалознавство”

«ДО ЗАХИСТУ»
Завідувач кафедри

_____ Ракша С.В.
(підпис) (ПІБ)

20 ____ р. _____ «____»

ДИПЛОМНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Тема ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КРАНОВИХ
ПРУЖНИХ БУФЕРНИХ ПРИСТРОЇВ

Theme Justification of constructive crane parameters elastic buffer devices

ДІП. 480000. 110 МРПЗ

Керівник дипломної роботи професор _____ Ракша С.В.
(посада) (підпис) (ПІБ)

Нормоконтролер ст. викл. _____ Посмітюха О.П.
(посада) (підпис) (ПІБ)

Керівник розділу з ОП зав. кафедри _____ Саблін О.І.
(посада) (підпис) (ПІБ)

Студент групи ПМ1921 _____ Нікітенко Є.С.
(підпис) (ПІБ)

Student Nikitenko Yevhenii
(Family, name)

Дніпро
2020

Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Факультет Транспортна інженерія кафедра Прикладна механіка та матеріалознавство

Спеціальність Галузеве Машинобудування

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Завідувач кафедри

_____ (підпис)

” _____ ” _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ

до магістерської дипломної роботи на здобуття ОС «магістр»

студента групи ПМ 1921 Нікітенко Євгеній Сергійович
(номер групи) (прізвище, ім'я та по батькові)

1. Тема дипломної роботи Обґрунтування конструктивних параметрів кранових пружних буферних пристроїв

Затверджена наказом по університету № 820 ст від ” 28 ” жовтня 2018 р.

2. Термін подання студентом закінченої роботи 05.12.2020 року

3. Вихідні дані до дипломної роботи Технічні характеристики мостових кранів; Конструкції захисних систем мостових кранів ; Конструкції буферних пристроїв ; Вимоги НПАОП 0.00-1.80-18.2018

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань до розробки)

1) Конструкції захисних систем мостових кранів . Опис та аналіз.

2) Аналіз процесу наїзду крана на буферні пристрої.

3) Конструктивні параметри пневмогідролічного буфера.

4) Конструктивні параметри пружного-шарикового буфера.

5) Заходи з безпечної експлуатації .

5. Перелік креслень (демонстраційного матеріалу)

Презентація доповіді.

РЕФЕРАТ

Кількість то-
мів: _____ 1 _____

В пояснювальній записці всього 76 сторінок

Найменування роботи: ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ
ПАРАМЕТРІВ КРАНОВИХ ПРУЖНИХ БУФЕРНИХ ПРИСТРОЇВ

Ілюстрації: схем _____ 9 _____, рисунків
_____ 27 _____,

графіків _____ 5 _____, фотографій _____ 6 _____,

таблиць _____ 6 _____.

Ключові слова: КРАН ВАНТАЖОПІДЙОМНИЙ, КРАН МОСТОВИЙ,
БУФЕР, ТУПИКОВИЙ УПОР, ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ, БЕЗПЕЧ-
НА ЕКСПЛУАТАЦІЯ

Текст реферату:

Метою магістерської роботи є обґрунтування конструктивних параметрів буферних пристроїв мостових кранів та встановлення напрямів їх удосконалення.

Виконано порівняльний аналіз конструктивного виконання та фізичних основ роботи захисних пристроїв і систем мостових кранів.

Запропонована математична модель руху мостового крана при наїзді на тупикові упори дозволяє провести аналіз ефективності різних типів пружних кранових буферів, встановити раціональні параметри та характеристики.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

1. Класифікація та фізичні основи роботи захисних систем мостових кранів
 - 1.1. Конструктивне виконання захисних систем мостових кранів
 - 1.2. Фізичні основи роботи захисних кранових систем
 - 1.2.1 Буферні пристрої
 - 1.2.2 Тупикові упори
 - 1.3. Задачі дослідження
2. Динамічні процеси під час наїзду мостових кранів на тупикові упори
 - 2.1 Аналіз процесу наїзду мостового крана на тупикові упори
 - 2.2 Математична модель руху мостового крана при наїзді на тупикові упори
 - 2.2.1 Чотирьохмасова розрахункова динамічна схема
 - 2.2.2. Двомасова розрахункова динамічна схема
 - 2.3 Динамічні навантаження, що виникають при наїзді мостового крана на буферні пристрої різних типів
3. Теоретичні дослідження пневмогідролічних буферних пристроїв
 - 3.1 Визначення характеристик та параметрів пневмогідролічного буфера
 - 3.2 Конструювання захисної системи з пневмогідролічним буфером
4. Теоретичні дослідження фрикційних буферних пристроїв
 - 4.1. Конструкція і робота пружинно-шарикового буферного пристрою
 - 4.2. Вплив конструктивних параметрів пружинно-шарикових буферних пристроїв на динамічні навантаження
 - 4.2.1 Визначення динамічних навантажень, що виникають при наїзді мостового крана на буфер
 - 4.2.2 Визначення жорсткості пружинно-шарикового буферного пристрою
 - 4.2.3 Оцінка впливу конструктивних параметрів пружинно-шарикового буфера
5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях
 - 5.1 Вимоги охорони праці під час експлуатації вантажопідіймального крану
 - 5.2 Вимоги безпеки під час роботи в аварійних ситуаціях

ВИСНОВКИ

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

					<i>ДІП.480000.110.МРПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Обґрунтування конструктивних параметрів кранових пружних буферних пристроїв</i>	<i>Літер.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		<i>Нікітенко</i>						
<i>Перевірив</i>		<i>Ракша</i>						
<i>Н. Контр.</i>		<i>Посмітюха</i>						
<i>Затв.</i>		<i>Ракша</i>						
						<i>ДНУЗТ ПМ1921</i>		

ВСТУП

Однією з важливих задач при розробці нових та удосконаленні існуючих конструкцій вантажопідйомних кранів є підвищення безпечної їх експлуатації. Правилами охорони праці під час експлуатації вантажопідйомних кранів, підйомних пристроїв і відповідного обладнання (НПАОП 0.00-1.80-18), далі «Правила...» [1], передбачено, що «Вантажопідйомні крани з машинним приводом, що пересуваються крановою колією, та їхні візки, а також талі й однорейкові візки для пом'якшення можливого удару в упори або одне об одне мають бути обладнані пружними буферними пристроями».

Однак, з практики експлуатації вантажопідйомних кранів відомо, що навіть, якщо крани оснащені буферними пристроями, наїзд на упори приводить до значних динамічних навантажень [2, 3]. В результаті виникають пошкодження конструкції і аварійні ситуації. При цьому, внаслідок великих динамічних навантажень під час співударяння кранів або кранів та тупикових упорів, матеріальні та економічні збитки через пошкодження металевих конструкцій, механізмів, кранової колії можуть бути значними.

Підвищення вимог до надійності роботи вантажопідйомних кранів викликає необхідність покращення способів і засобів захисту під час наїзду на тупикові упори, удосконалення будови буферних пристроїв, які забезпечують зниження динамічних навантажень. Це є особливо важливим з урахуванням того, що вантажопідйомні крани – об'єкти підвищеної небезпеки, мають високу вартість і вартість ремонтних робіт.

Тому, створення нових ефективних конструкцій буферних пристроїв, розробка методики їх розрахунку є актуальним завданням у галузі підйомно-транспортного машинобудування.

Метою даної магістерської роботи є аналіз конструктивного виконання захисних систем мостових кранів, виявлення перспективних напрямів удосконалення пружних буферних пристроїв і обґрунтування їх конструктивних параметрів.

					<i>ДІП.480000.110.МРПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ФІЗИЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ЗАХИСНИХ СИСТЕМ МОСТОВИХ КРАНІВ

1.1. Конструктивне виконання захисних систем мостових кранів

Для безпечної роботи при пересуванні вантажопідійомних кранів повинні виконуватись вимоги [1]: «Обмежник механізму пересування крана, візка або теля встановлюється таким чином, щоб накладення гальма відбувалося на відстані до упору, що дорівнює не менше половини шляху гальмування механізму, а в механізмах пересування бапшових, порталних і козлових кранів і перевантажувачів – не менше повного шляху гальмування».

Обмеження пересування мостового крана в кінці кранової колії забезпечується захисною системою (рис. 1.1), до складу якої входять: кінцевий вимикач 1, вимикальна лінійка 2, буферний пристрій 3, тупиковий упор 4 [4].

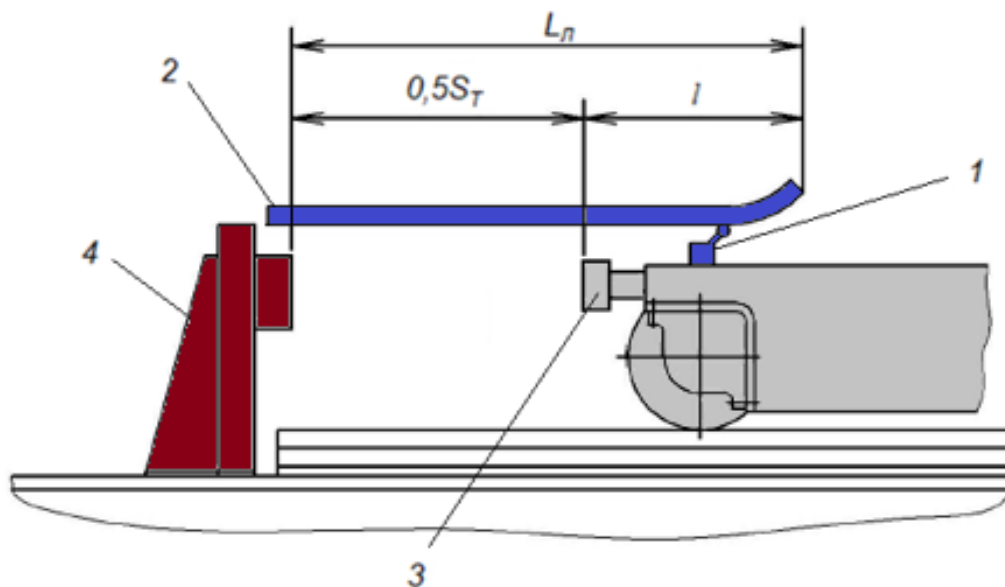


Рис. 1.1. Захисна система мостового крана

Спрацювання даної захисної системи відбувається наступним чином [5]. При підході крана до кінця колії кінцевий вимикач потрапляє на лінійку, в результаті знеструмується і вимикається двигун механізму пересування. Одночасно замикається гальмо механізму пересування і відбувається гальмування крана. З наближенням до тупикового упору швидкість, а значить, і кінетична енергія маси крана зменшуються. Під час контакту крана з тупиковим упором вичерпується залишкова кінетична енергія крана.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Такою є ідеальна картина. При цьому спрацювання гальма мостового крана повинно відбутися на деякій відстані від упору, що становить не менше половини гальмового шляху [1]. В реальній механічній системі, у з'єднаннях ланок якої наявні зазори, миттєвого гальмування після вимкнення двигуна не відбувається. Процес гальмування триває 0,2...0,8 с [6]. За цей час кран переміститься без гальмування на відстань $S = Vt_{cp}$, де t_{cp} – середній час спрацювання гальм. В результаті відбувається наїзд мостового крана на тупиковий упор з досить значною швидкістю.

Таким чином [8], можна визначити необхідну довжину лінійки $L_{Л}$ (див. рис. 1.1)

$$L_{Л} \geq 0,5S_T + l, \quad (1.1)$$

де S_T – гальмівний шлях крана, м;

l – довжина, зумовлена габаритом буфера та відстанню, яку проходить кран під час спрацювання гальма, м.

Наступним важливим елементом у захисній системі мостового крана є буферний пристрій. Наявність буферного пристрою забезпечує нормальну експлуатацію крана (зупинку в кінці колії) навіть при можливих несправностях в роботі гальма та кінцевого вимикача.

До складу буферного пристрою належить пружний елемент, який поглинає кінетичну енергію маси крана під час контакту з тупиковим упором. Поглинання енергії відбувається поступово, що дозволяє уникнути значних навантажень елементах і вузлах кранових конструкцій.

Основні вимоги до властивостей буферного пристрою сформульовано досить давно [7, 8]:

- 1) для забезпечення безпечної роботи крана в разі відмови інших елементів захисної системи буфер повинний сприймати всю кінетичну енергію крана;
- 2) велику частину кінетичної енергії, яку буфер сприйняв, він має поглинути та перевести в іншу форму енергії з тим, щоб при віддачі не було явища удару, яке також може шкідливо відбитися на конструкції крана;
- 3) буфер повинний мати просту компактну конструкцію при невеликій вартості;
- 4) буфер має безвідмовно працювати довгий час в будь-яких умовах, зокрема при температурах нижче нуля;
- 5) експлуатація буфера і нагляд за його станом повинні бути простими та зручними.

За способом і місцем встановлення розрізняють рухомі (встановлюються на крані), нерухомі (встановлюються на тупиковому упорі) та комбіновані (встановлюються як на

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

крані, так і на тупиковому упорі) буферні пристрої. За видом пружного елементу буферні пристрої поділяють на дерев'яні, гумові, пружинні, пружинно-фрикційні, фрикційні, гідравлічні та пружинно-гідравлічні [7-9].

Останньою ланкою в захисній системі кранів мостового типу в кінцевій ділянці колії є тупиковий упор. Згідно з [1] тупиковими упорами обладнуються кінці рейкових колій кранів з метою унеможливлення їх сходу. Таким чином, основне призначення тупикового упору - забезпечення гасіння залишкової швидкості крана та запобігання його сходу з кінцевих ділянок кранової колії в аварійних ситуаціях [10].

1.2. Фізичні основи роботи захисних кранових систем

1.2.1 Буферні пристрої

Призначення кранового буфера полягає у зменшенні впливу динамічної складової після контакту металоконструкції крана з тупиковим упором. Властивості буфера оцінюють за енергоємністю – кількістю енергії, яку буфер здатний накопичити за рахунок пружної деформації або поглинути, розсіяти енергію, і коефіцієнтом поглинання – відношенням поглиненої енергії до енергоємності. Для буфера, що має малий коефіцієнт поглинання, характерна велика віддача, оскільки після стиснення буфера більша частина енергії удару знову переходить в кінетичну енергію маси крана [9].

Вище (п. 1.1) було підкреслено, що кінцеві вимикачі встановлюються на відстані S від тупикових упорів, що дорівнює половині гальмівного шляху, тобто $S = 0,5S_T = \frac{V_H^2}{4a}$,

де $S_T = \frac{V_H^2}{2a}$ – гальмівний шлях крана, м; V_H – номінальна швидкість пересування крана, м/с; a – уповільнення, з яким кран рухається в процесі гальмування, м/с².

За час проходження шляху S швидкість пересування крана зменшується до значення [11]

$$V = \sqrt{V_H^2 - 2aS} = 0,707V_H. \quad (1.2)$$

Жорсткі буфери з деревини (набір дубових, букових або кленових брусків) здатні поглинати лише незначну за величиною кінетичну енергію. Використовуються у випадках малої швидкості пересування, на кранах з ручним приводом і невеликою вантажопідйомністю. Здебільшого використовуються дерев'яні буфери (на тупиковому

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

упорі, рис. 1.2) в поєднанні з іншими видами більш ефективних буферних пристроїв, змонтованих на крані.

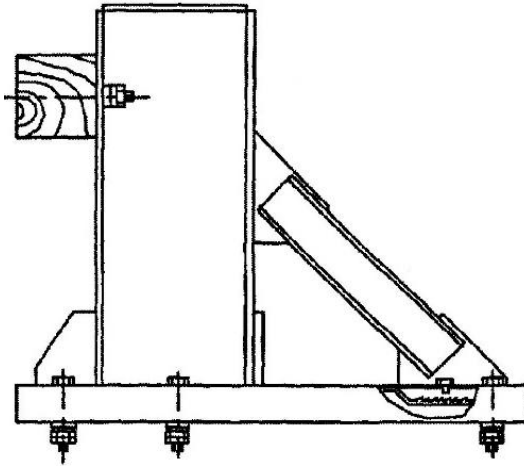


Рис.1.2. Жорсткі буферні пристрої

Гумові буфери (рис. 1.3) є найбільш поширеними внаслідок простої конструкції, компактності та зручності у застосуванні.



Рис. 1.3. Гумові буфери

Значна частина кінетичної енергії рухомих мас (30...50 %) поглинається гумовим буфером за рахунок внутрішнього тертя і, як наслідок, забезпечується мала віддача. Також використовують гумовий буфер у вигляді набору окремих пластин (рис. 1.4). Це дозволяє підвищити енергоємність пристрою та зменшити віддачу.

Обмеженням для використання гумових буферів є великі значення швидкості пересування крана, вантажопідйомності, прольоту.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

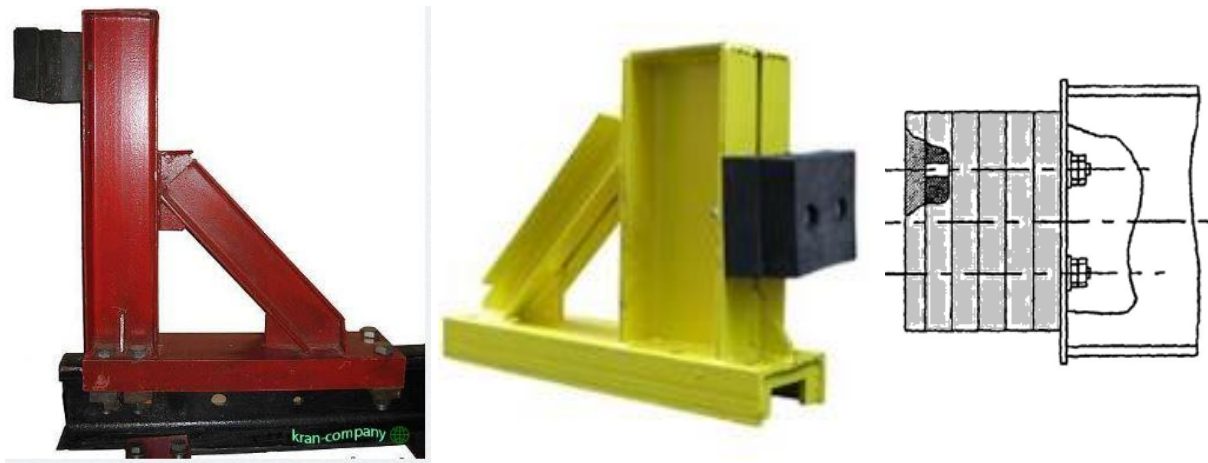


Рис. 1.4. Набірні гумові буфери

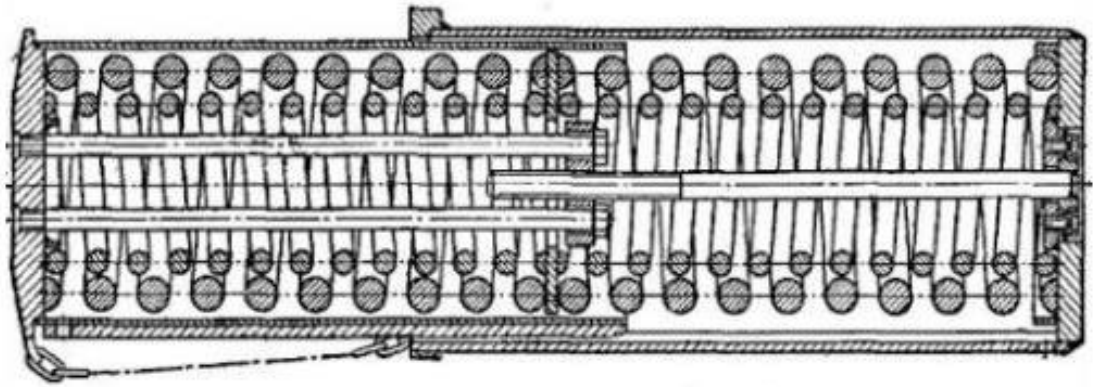
Досить широко використовуються у кранобудуванні пружинні буфери (рис. 1.5), які відрізняють простотою будови (у більшості випадків). Експлуатація пружинних буферів є зручною, в будь яких кліматичних (температурних) умовах. Недолік буферних пристроїв пружинного типу полягає у накопиченні стиснутою пружиною потенційної енергії, яка після зняття зусилля повертається у вигляді сильної віддачі. Це шкодить конструкції крана, а також, зокрема, призводить до коливань вантажу на піднімальному канаті.

Пружинні буфери мають порівняно невелику енергоємність і значні габарити при цьому. Буфери, розраховані на великі навантаження збирають (рис.5,б) , з декількох паралельно працюючих пружин, однак це призводить зростання розмірів і власної ваги буфера.



а)

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

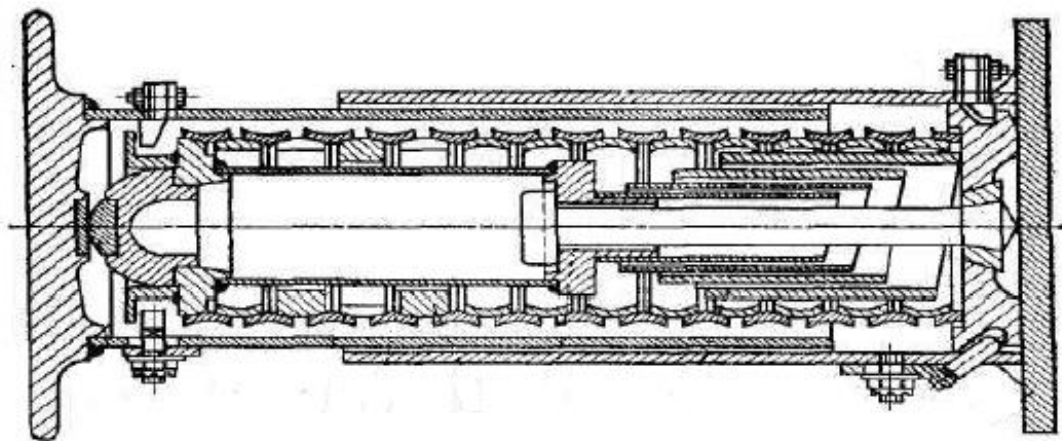


б)

Рис. 1.5. Пружинні буфери

Для пружинно-фрикційного буфера (рис. 1.6) є характерним великі значення коефіцієнта поглинання (0,6...0,7). У результаті, віддача може бути плавною та без поштовхів.

У якості недоліків слід відмітити складність конструкції та виготовлення складових деталей і, відповідно, велику вартість. Крім того, з огляду на деяку невизначеність при знаходженні сил тертя у конструкції, виникають труднощі при проектуванні і розрахунку таких буферів.



а)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.110.МРПЗ

Арк.

Фрикційні буферні пристрої з тілами кочення роликів (шарикового) типу (рис. 1.8) можуть поглинути велику кількість енергії і працювати без віддачі.

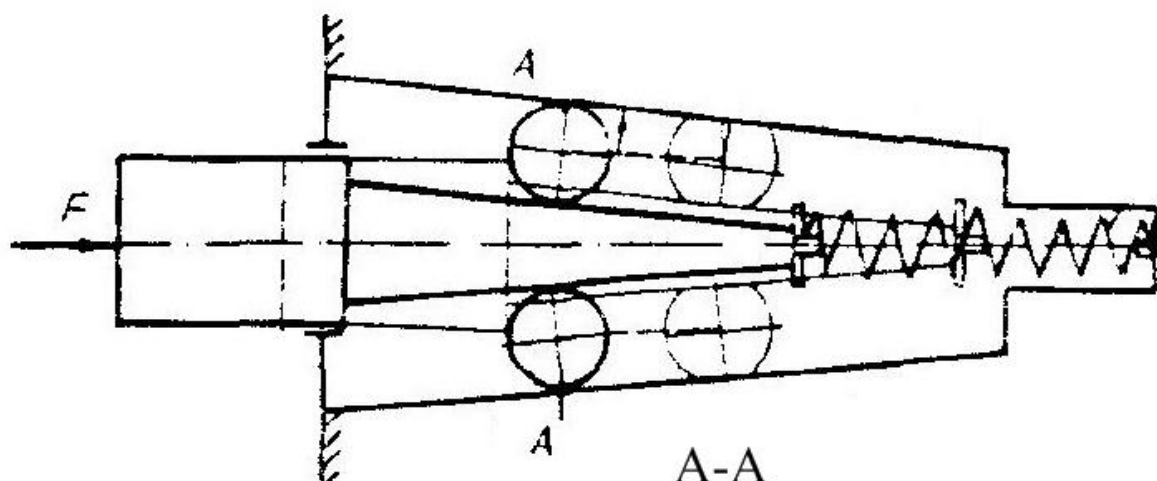


Рис. 1.8. Фрикційний буфер кочення

Проте фрикційні буфери відзначаються складністю конструкції, великою вартістю, а також їм властиві відмови в роботі, зокрема явище самозаклинювання рухомих частин.

До ефективних конструкцій комбінованих буферних пристроїв слід також віднести пневмогидравлічний буфер (рис. 1.9), основними складовими елементами якого є гідроциліндр та пневмогідроакумулятор.

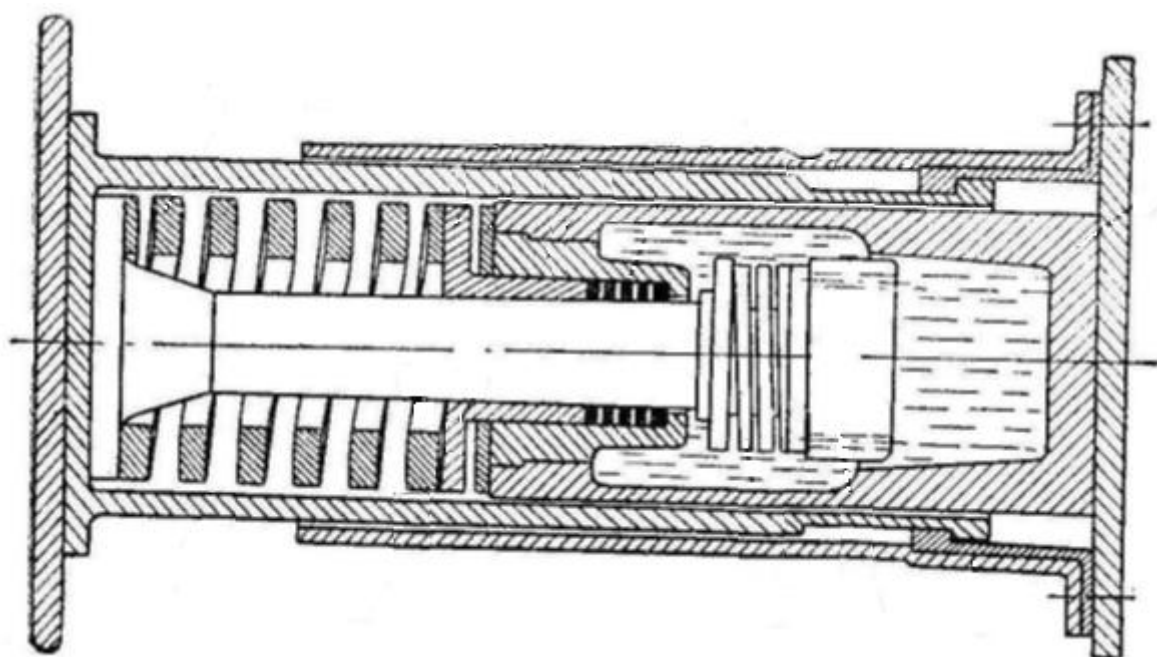


Рис. 1.9. Пневмогидравлічний буфер

Таким буферам властиві м'якість у роботі та відсутність різкої віддачі. Недоліками пневмогидравлічних буферів можна вважати складність конструкції та великі матеріальні

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витрати, які необхідні для забезпечення працездатності таких буферів під час експлуатації.

1.2.2 Тупикові упори

В кранобудуванні використовують тупикові упори трьох типів [10]:

- ударні (з дерев'яними, гумовими, пружинними, пружинно-фрикційними, гідравлічними та комбінованими буферами);
- безударні (гравітаційні та фрикційно-гравітаційні);
- тупикові упори комбінованого типу.

До складу тупикового упору ударного типу входять (рис. 1.10): буфер 1; металева конструкція, яка складається з елементів - стійка 2; укосина 3; опорна плита 4.

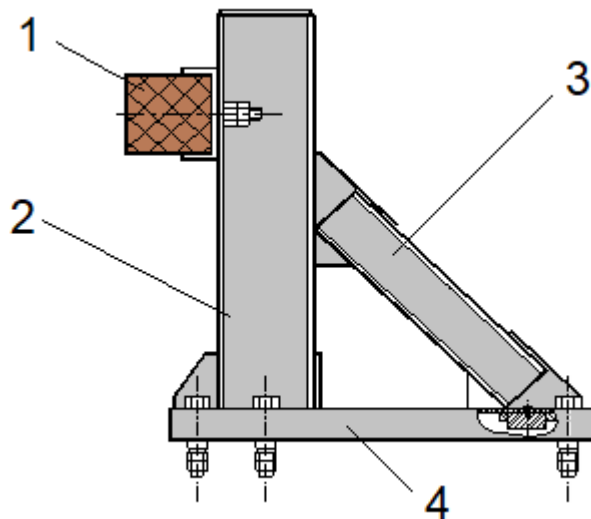
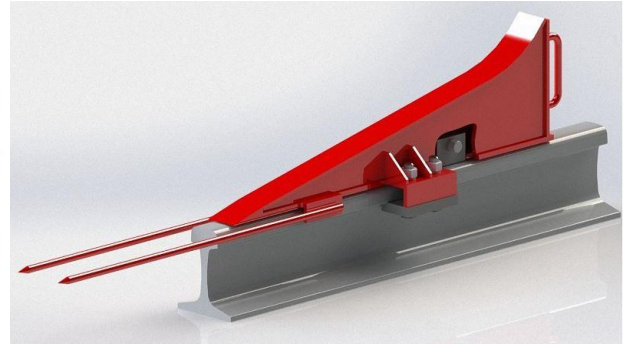
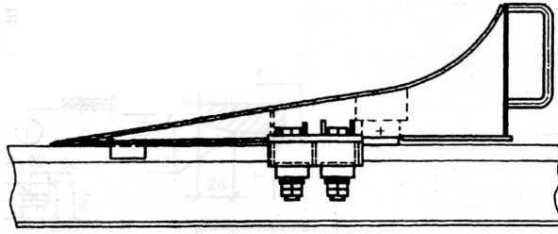


Рис. 1.10. Ударний тупиковий упор

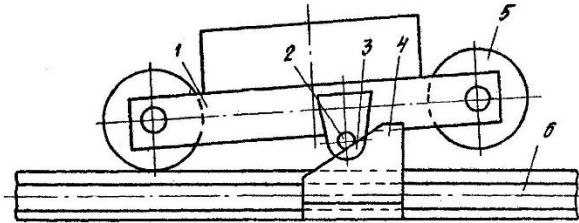
Головний недолік ударних тупикових полягає у значному уповільненні крана при контакті з упором. За відсутності, несправності або неспрацюванні буферних пристроїв значення уповільнення кінцевих балок мостового крана складає $10...30 \text{ м/с}^2$, що значно більше, ніж нормативне значення 4 м/с^2 . Якщо швидкість крана у момент наїзду на упор досить висока, то динамічні навантаження від удару негативно позначаються на всій металоконструкції крана та підкранових спорудах.

Для безударних тупикових упорів (рис. 1.11) характерним є, те що при наїзді на них крана не відбувається удару, тобто кінетична енергія крана переходить не в ударну пружну деформацію буфера, а в інший вид енергії, наприклад, у потенційну енергію. Безударні тупикові упори розрізняють: гравітаційні (рис. 1.11,а) і фрикційно-гравітаційні (рис. 1.11,б) [10].

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



а)



б)

Рис. 1.11. Безударні тупикові упори

Схема на рис. 1.12 ілюструє гравітаційне гальмування при спрацюванні безударного тупикового упору. Процес уповільнення крана

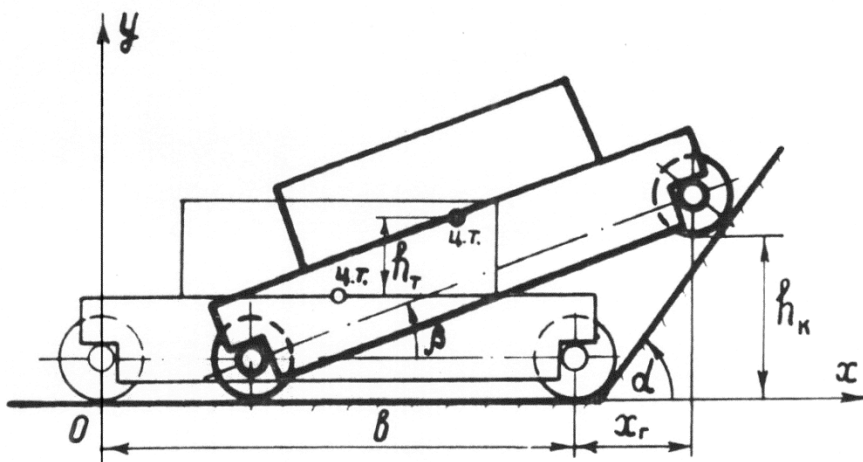


Рис. 1.12. Схема до гравітаційного гальмування

ґрунтується на тому, що при наїзді крана на тупиковий упор кінетична енергія крана, що рухається, переходить в потенційну енергію при підйомі центру мас на деяку висоту, і може бути описаний виразом

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = m \cdot g \cdot h_K, \quad (1.3)$$

де m – маса крана, що рухається, т;
 V – швидкість пересування, м/с;
 g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 h_K – висота, на яку піднімається кран при наїзді на тупиковий упор, м.

Також необхідно враховувати, що наїзд крана на упор може відбуватися з працюючими двигунами механізму пересування, а, крім того, можливий виїзд крана за габарити упорів, що є дуже небезпечно.

Відомі конструкції гравітаційного тупикового упору, який є продовженням кранових рейок [15].

На початковій (перехідній) ділянці профіль такого упору описується кубічною параболою $y = 0,22 \cdot x^3$, що переходить в коло радіусом 1250 мм. При цьому висота такого упору для мостового крана вантажопідйомністю 30 т складає $H = 800$ мм, довжина (горизонтальна проекція) – $L = 1440$ мм. На рис. 1.11,а показана одна з конструкцій такого упору.

Застосування гравітаційних упорів замість традиційних упорів ударного типу виключає необхідність установки кранових буферів, зберігаючи при цьому інші елементи традиційної захисної системи (обмежники пересування, гальмо).

Гравітаційне гальмування забезпечує уповільнення крана в межах 2,6...3,2 м/с² [15].

Профіль гравітаційного упору може складатися з двох ділянок – перехідної та робочої [10]. Перехідний відрізок описується рівнянням

$$y_1 = \frac{(x + x_0)^{n+2}}{(n+1) \cdot (n+2) \cdot a}, \quad (1.4)$$

де x – поточні координати точок, які відповідають відріткам профілю, м;
 x_0 – абсциса початкової точки перехідного відрізка, м;
 n – показник ступеня перехідної кривої профілю;
 a – параметр перехідної кривої профілю;

					ДІПТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина робочого відрізка, на якому реалізується мінімум гальмівного шляху крана

$$y_2 = x \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \left(1 + \frac{x}{2b \cdot \cos^2 \alpha_0} \right), \quad (1.5)$$

де α_0 – найбільш допустимий для даного крана кут нахилу до горизонту дотичної в точці з'єднання криволінійних відрізків профілю, град.;

b – база крана, м.

Дослідженнями та досвідом експлуатації встановлено, що при невеликих швидкостях пересування вантажопідіймальних кранів (до 60 м/хв) достатнім є застосування лише перехідного відрізка профілю гравітаційного упору.

У якості недоліків тупикових упорів гравітаційного типу слід відзначити:

- значні лінійні габарити упорів значно скорочують зону обслуговування в кінцевих ділянках колії кран;
- значна відстань некерованого відкочування крана після спрацювання упору (до 10...12 м) викликає певні незручності в експлуатації;
- використання гравітаційних упорів потребує зміни конструкції ходової частини крана для забезпечення можливості пройти над профілем гравітаційного упору.

Зазначені недоліки усуваються при використанні фрикційно-гравітаційного гальмування [16]. Тупиковий упор при цьому має значно менші габарити, відстань відкочування становить до 0,5 м. Таке скорочення габаритів упору та відкочування крана стало можливим завдяки застосуванню фрикційного методу гальмування, при якому частина кінетичної енергії витрачається на тертя в опорі та на долання опору при наїзді на профільований упор. Зменшенню габаритів сприяє також розрив контакту приводних коліс з рейкою, оскільки підйом крана відбувається з боку приводних коліс. При цьому кран спирається на профільований упор додатковими опорами. На рис. 1.11,б показана одна з конструкцій такого упору.

Розрахункова схема, що описує процес фрикційно-гравітаційного гальмування, наведена на рис. 1.13.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

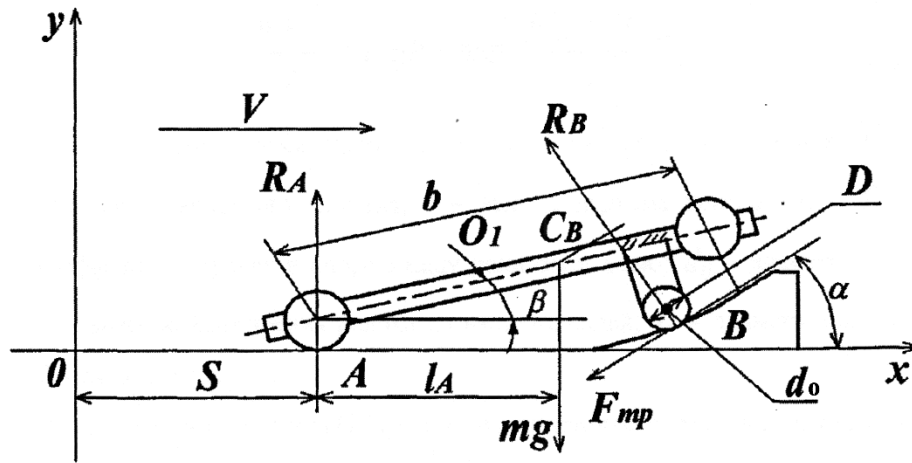


Рис. 1.13. Розрахункова схема до фрикційно-гравітаційного гальмування

Вираз, що дозволяє визначити параметри фрикційно-гравітаційного упору

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = m \cdot g \cdot h + m \cdot g \cdot \left(\frac{f \cdot d_0 + 2 \cdot k}{D} \right) \cdot l, \quad (1.6)$$

- де h – висота підйому центра мас, м;
 f – коефіцієнт тертя в опорі між роликом і віссю;
 d_0 – діаметр осі, м;
 k – коефіцієнт тертя ролика за напрямною упору, м;
 D – діаметр ролика, м;
 l – шлях тертя, м.

В лівій частині рівняння (1.4) записана кінетична енергія крана, що рухається вільно (без впливу приводу), а в правій частині ураховано потенційну енергію та роботу, витрачені на подолання тертя

При цьому через велике значення величини відношення d_0/D , що досягає 0,8, і чималого коефіцієнта тертя k , другий доданок цієї формули має істотне значення.

Відома конструкція тупикового упору комбінованого типу [17], який складається з таких елементів (рис. 1.14): башмак 1, рукоять 2, притискач 3, напрямна 4. Недоліком такого упору є те, що колесо крана ударяється безпосередньо в буфер.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

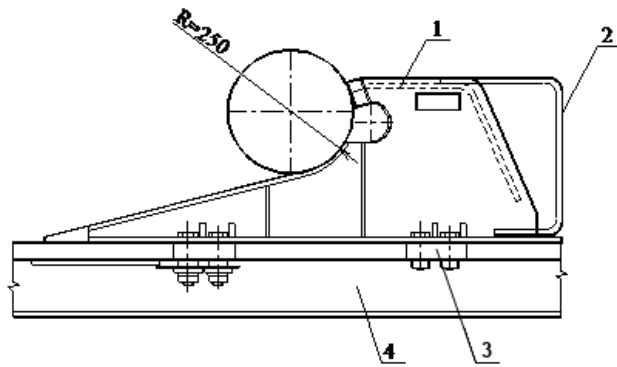


Рис. 1.14. Упор тупиковий комбінованого типу

1.3. Задачі дослідження

Експлуатація вантажопідіймальних кранів мостового типу пов'язана з виникненням аварійних ситуацій і захисна система кранів на кінцевих ділянках колії відіграє важливу роль у справі забезпечення безпечної роботи кранів. Буферні кранові пристрої, функцією яких є гасіння кінетичної енергії крана і забезпечення його безпечної і надійної роботи навіть при відмові інших елементів захисної системи, дуже відповідальні елементи конструкції мостових кранів.

Досягнення поставленої у дипломній роботі мети потребує вирішення таких задач:

- 1) аналіз математичних моделей, що описують процес наїзду вантажопідіймального крана мостового типу на тупикові упори;
- 2) визначення характеристик процесу гальмування кранів мостового типу при зупинці їх із використанням різних типів буферних пристроїв;
- 3) виявлення перспективних напрямів удосконалення пружних буферних пристроїв і обґрунтування їх конструктивних параметрів.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ПІД ЧАС НАЇЗДУ МОСТОВИХ КРАНІВ НА ТУПИКОВІ УПОРИ

2.1. Аналіз процесу наїзду мостового крана на тупикові упори

Вантажопідйомні крани, що пересуваються рейковою колією, під час експлуатації сприймають максимальні динамічні навантаження при пересуванні під час наїзду на тупикові упори. Такі умови навантаження не враховуються під час проектування, ні в проектах виконання робіт кранами, ні в технологічних процесах підприємств, але у той же час, можуть мати не лише випадковий, а й регулярний характер. Тому, для безпечної експлуатації кранів, важливо при проектуванні захисної системи мостового крана в кінцевій ділянці колії ураховувати: яка сила діє на тупиковий упор під час наїзду крана, які фактори при цьому впливають на параметри гальмування крана, що є визначальним в цьому випадку; а також проаналізувати та порівняти різні буферні пристрої. Це дозволить зробити захисну систему більш надійною та здатною сприйняти необхідні навантаження. Оскільки буферні пристрої призначені для гасіння кінетичної енергії крана та зменшення динамічного навантаження на металоконструкцію крана і підкранові споруди під час наїзду крана на тупикові упори, то можна сказати, що буфер є останньою ланкою, здатною виправити ситуацію, якщо не спрацювали попередні елементи захисної системи (обмежники пересування та гальма).

При пересуванні мостового крана по рейковій колії складові частини крана сприймають динамічні навантаження, внаслідок взаємодії механізму пересування і його приводу, металоконструкції крана, кранової колії і вантажу, який переміщується. Специфічне ударне навантаження несучих елементів мостового крана відбувається саме під час наїзду крана на тупикові упори і буферні пристрої. При цьому відбувається пружна деформація основних елементів крана і розгойдування вантажу на гнучкому підвісі (на канатах).

При розрахунку буферних пристроїв не враховується рушійна сила від двигуна приводу механізму пересування крана. Це пояснюється тим, що у відповідності до вимог «Правил...» [1] кран наїжджає буферними пристроями на тупикові упори після спраць-

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

овування обмежників пересування та вимикання двигунів. В наших розрахунках ми теж будемо вважати, що кран наїжджає на тупикові упори з номінальною швидкістю, і, відповідно, рушійна сила двигуна не враховується. Така ситуація є можливою, коли прилади безпечної роботи (обмежники) спрацювали, але гальма не виконують свою функцію (не відрегульовані).

На рис. 2.1 показана схема руху мостового крана при наїзді на буферний пристрій.

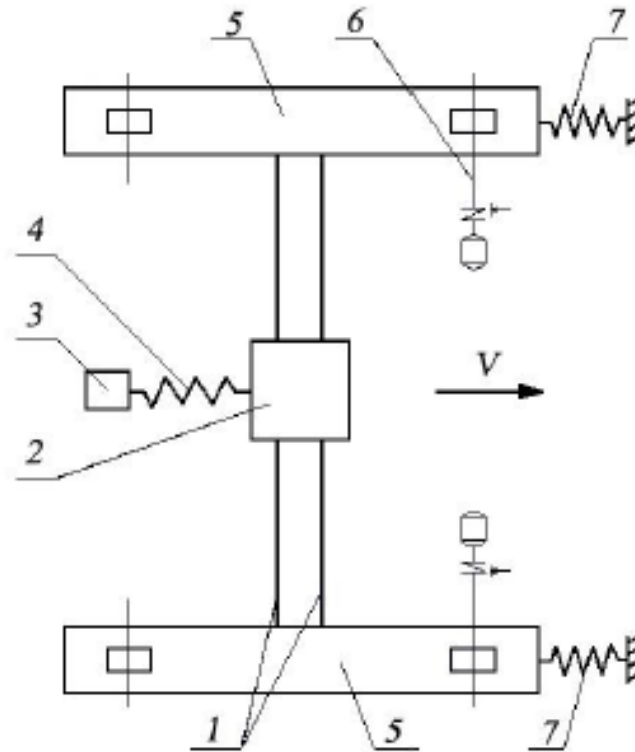


Рис.2.1. Схема руху крана при наїзді на буферний пристрій

Розглядаються складові частини мостового крана: міст 1, вантажний візок 2, вантаж 3, поліспаст 4, кінцеві балки 5, привод механізму пересування 6. Мостовий кран наїждить на буферні пристрої 7. Наїзд крана сприймають одночасно два буфери, розташовані на кінцевих балках прольотної будови.

Відомо, що вибір необґрунтовано простих розрахункових схем приводить до збільшення похибки визначення динамічних навантажень, а надмірне ускладнення схем робить розрахункові методики настільки громіздкими, що практичне застосування їх стає вкрай утрудненим.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення точності розрахунків динамічних навантажень, що виникають при наїзді крана на буферні пристрої бажано використовувати розрахункову динамічну схему з чотирма масами і трьома пружними зв'язками. Тобто, чим більша кількість мас буде введено до розрахункової схеми, тим точніше ця схема відобразить явища, що відбуваються. Однак, в той же час, більш складними виявляються рівняння руху, а особливо, рішення цих рівнянь.

Для даного випадку можна виділити такі маси: $m_{пр}$ – приведена до окружності ходових коліс маса вільних обертальних частин приводу механізму пересування; m_k – приведена до окружності ходових коліс маса кінцевих балок; m_m – приведена до середини прольоту маса головних балок моста разом із приведеною масою візка; $m_{гр}$ – маса вантажу на гнучкому підвісі.

Після обрання розрахункової динамічної схеми крана необхідно скласти рівняння руху.

Найбільш загальною формою рівнянь руху є рівняння Лагранжа [18]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i \quad (i=1,2..n), \quad (2.1)$$

де n – число ступенів свободи механічної системи; i – порядковий номер узагальненої координати; q_i – узагальнена координата; \dot{q}_i – узагальнена швидкість; Q_i – узагальнена сила; T – кінетична енергія системи; t – час.

Для уникнення можливих помилок, бажано, щоб напрям координатної осі співпадав з напрямом руху. Рушійні сили необхідно направляти за напрямом руху, а гальмівні сили – проти напрямку руху.

Послідовність складання розрахункових динамічних схем і рівнянь руху пружної системи викладено в [19], а саме:

- визначення сил інерції (моментів інерції) мас;
- розрахунок жорсткості (податливості) всіх ділянок системи;
- приведення всіх мас і жорсткостей ділянок валів до одного валу (для крутильних систем);

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- заміна багатомасової системи на систему з обмеженим числом мас (2...4) у допустимих для практичних розрахунків межах точності;
- установлення законів зміни моментів двигунів з урахуванням статичних або динамічних характеристик і моментів сил технологічних опорів;
- визначення коефіцієнта дисипації системи;
- розрахунок частот коливань системи;
- складання системи диференціальних рівнянь руху мас під дією зовнішніх навантажень.

2.2 Математична модель руху мостового крана при наїзді на тупикові упори

2.2.1. Чотирьохмасова розрахункова динамічна схема

Під час руху крана по колії відбувається деформування прогонової металеві конструкції і елементів (деталей) механізму пересування. Тому найбільш близької до дійсних умов пересування кран буде така розрахункова схема, у якій ураховуються пружні деталі і вузли механізму і пружна податливість мостової конструкції.

Спільна робота пружних деталей привода механізму пересування, металоконструкції мосту і гнучкої підвіски вантажу під час горизонтального переміщення крана може бути досліджена з використанням чотирьохмасової розрахункової схеми з трьома пружними зв'язками.

Процес наїзду мостового крана на буферні пристрої можна розділити на два етапи: перший етап – до контакту кінцевих балок моста крана з буферними пристроями, для другого етапу характерною є робота буферних пристроїв.

Чотирьохмасова розрахункова динамічна схема для першого етапу руху мас представлена на рис. 2.2. Домовилися вважати, що цей етап починається після наїзду моста на кінцеві вимикачі, в результаті чого вимикається двигун привода механізму пересування крана і спрацьовує гальмо механізму. Рух мас на цьому етапі відбувається під дією кінетичної енергії, створеної під час розгону машини.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

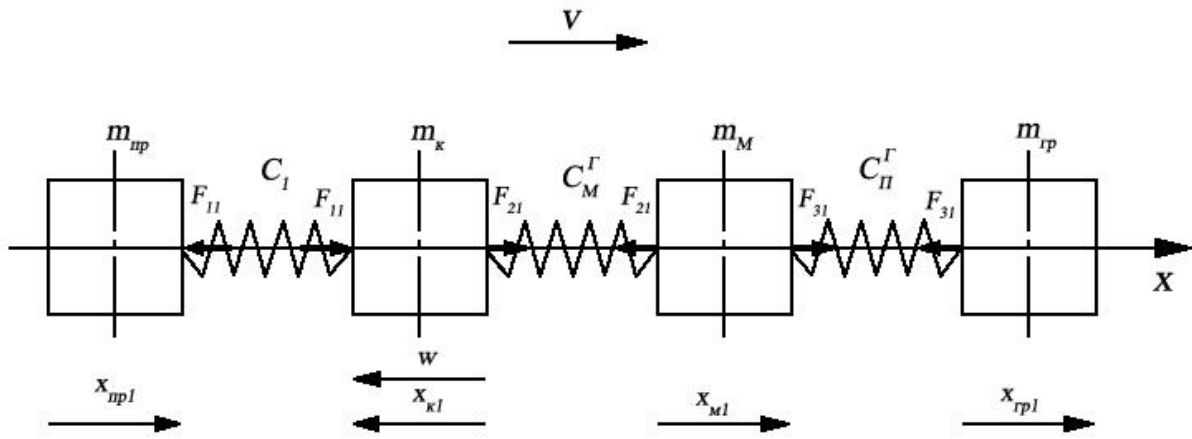


Рис. 2.2. Розрахункова динамічна схема мостового крана перед наїздом моста на буферні пристрої

На рис. 2.2, крім раніше вказаних позначень ($m_{пр}$, $m_{к}$, $m_{М}$, $m_{гр}$), прийнято: c_1 – коефіцієнт жорсткості вільної частини трансмісії; $c_M^Г$ – коефіцієнт жорсткості моста у горизонтальному напрямі; $c_П^Г$ – коефіцієнт горизонтальної жорсткості гнучкої підвіски вантажу; W – сумарний опір пересуванню, який складається із статичного опору пересуванню і сили гальмування; F_{11} , F_{21} , F_{31} , – сили в пружних зв'язках на першому етапі; V – швидкість пересування крана в момент підходу до кінцевих вимикачів; $x_{пр1}$, $x_{к1}$, $x_{М1}$, $x_{гр1}$ – переміщення мас $m_{пр}$, $m_{к}$, $m_{М}$, $m_{гр}$ на першому етапі.

Розглядаючи рух кожної маси, можна записати

$$\begin{cases} m_{пр} \cdot \ddot{x}_{пр1} = -F_{11}; \\ m_{к} \cdot \ddot{x}_{к1} = F_{21} + F_{11} - W; \\ m_{М} \cdot \ddot{x}_{М1} = F_{31} - F_{21}; \\ m_{гр} \cdot \ddot{x}_{гр1} = -F_{31}. \end{cases} \quad (2.2)$$

Вважаючи, що перед наїздом крана на кінцеві упори всі пружні коливання погашені і вільна частина валопроводів приводу механізму пересування була здеформована від дії сил опору пересуванню W , для сил в пружних зв'язках можна залежності представити наступним чином

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(2.3)

$$F_{11} = W - c_1(x_{K1} - x_{PP1});$$

$$F_{21} = c_M^r(x_{M1} - x_{K1});$$

$$F_{31} = c_{II}^r(x_{GP1} - x_{M1}).$$

Підставимо F_{11} , F_{21} , F_{31} в (2.2) і отримаємо диференціальні рівняння, які описують рух мас розрахункової динамічної схеми мостового крана на першому етапі

$$\begin{cases} m_{PP} \cdot \ddot{x}_{PP1} - c_1(x_{K1} - x_{PP1}) + W = 0; \\ m_K \cdot \ddot{x}_{K1} - c_M^r(x_{M1} - x_{K1}) + c_1(x_{K1} - x_{PP1}) = 0; \\ m_M \cdot \ddot{x}_{M1} - c_{II}^r(x_{GP1} - x_{M1}) + c_M^r(x_{M1} - x_{K1}) = 0; \\ m_{GP} \cdot \ddot{x}_{GP1} + c_{II}^r(x_{GP1} - x_{M1}) = 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

Початкові умови

$$t = 0;$$

$$x_{PP10} = x_{K10} = x_{M10} = x_{GP10} = 0;$$

$$\dot{x}_{PP10} = \dot{x}_{K10} = \dot{x}_{M10} = \dot{x}_{GP10} = 0.$$

(2.5)

Умова переходу до

$$x_{PP1K} = S_0, \quad (2.6)$$

де S_0 – відстань між кінцевим вимикачем і буферним пристроєм.

На другому етапі вступає у дію буферний пристрій, тому розрахункова схема буде мати чотири пружні зв'язки (рис. 2.3).

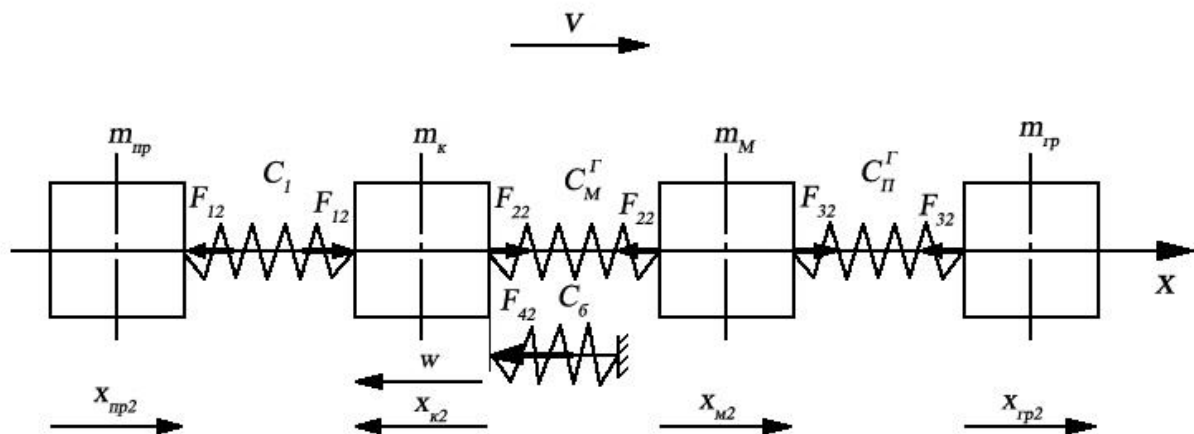


Рис. 2.3. Розрахункова динамічна схема мостового крана при наїзді моста на буферні пристрої

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Складемо систему диференціальних рівнянь для варіанта наїзду крана на пружинний буфер без попереднього стискання буферної пружини. Розглянемо рух кожної маси динамічної системи мостового крана при наїзді моста на пружинний буферний пристрій і запишемо

$$\begin{cases} m_{PP} \cdot \ddot{x}_{PP2} = -F_{12}; \\ m_K \cdot \ddot{x}_{K2} = F_{22} + F_{12} - W - F_{42}; \\ m_M \cdot \ddot{x}_{M2} = F_{32} - F_{22}; \\ m_{GP} \cdot \ddot{x}_{GP2} = -F_{32}. \end{cases} \quad (2.7)$$

Сили, що діють у пружних зв'язках, визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} F_{12} &= F_{120} - c_1(x_{K2} - x_{PP2}); \\ F_{22} &= F_{220} + c_M^r(x_{M2} - x_{K2}); \\ F_{32} &= F_{320} + c_H^r(x_{GP2} - x_{M2}); \\ F_{42} &= c_6 \cdot x_{K2}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

де c_6 – коефіцієнт жорсткості буферних пружин.

Підставимо значення F_{12} , F_{22} , F_{32} , F_{42} , в (2.7) і отримаємо диференціальні рівняння, які описують рух мас розрахункової динамічної схеми мостового крана на другому етапі

$$\begin{cases} m_{PP} \cdot \ddot{x}_{PP2} - c_1(x_{K2} - x_{PP2}) + F_{120} = 0; \\ m_K \cdot \ddot{x}_{K2} - c_M^r(x_{M2} - x_{K2}) + c_1(x_{K2} - x_{PP2}) + c_6 \cdot x_{K2} - F_{220} - F_{120} + W = 0; \\ m_M \cdot \ddot{x}_{M2} - c_H^r(x_{GP2} - x_{M2}) + c_M^r(x_{M2} - x_{K2}) - F_{320} + F_{220} = 0; \\ m_{GP} \cdot \ddot{x}_{GP2} + c_H^r(x_{GP2} - x_{M2}) + F_{320} = 0, \end{cases} \quad (2.9)$$

де F_{120} , F_{220} , F_{320} – сили у пружинах зв'язках в кінці першого етапу (на початку другого етапу).

Початкові умови:

$$\begin{aligned} t &= 0; \\ x_{PP20} &= x_{K20} = x_{M20} = x_{GP20} = 0; \\ \dot{x}_{PP20} &= \dot{x}_{PP1K}; \dot{x}_{K20} = \dot{x}_{K1K}; \dot{x}_{M20} = \dot{x}_{M1K}; \dot{x}_{GP20} = \dot{x}_{GP1K}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

					ДІПТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Чисельне рішення систем диференціальних рівнянь (2.4) і (2.9), наприклад, методом Рунге-Кутта, дозволяє визначити сили в пружних зв'язках F_{12} , F_{22} , F_{32} а, також визначити динамічну силу F_{42} , яка виникає при наїзді моста на буферний пристрій.

Результати, отримані в [19], вказують на те, що при стисканні буферних пружин (пружини з постійною жорсткістю) силового розмикання у вільній частині трансмісії не відбувається. Другий етап руху мас мостового крана закінчується поповним стисканням пружин буферного пристрою і зупинкою ходових частин крана. Сили стискання буферних пружин є достатніми для того, щоб привести в рух перші чотири маси в у зворотному напрямі (пружна віддача буфера). Під час пружної віддачі найбільші навантаження в пружних зв'язках будуть меншими, ніж у процесі стискання буферних пружин. З метою уникнення руху мас крана в протилежному напрямі (попередження пружної віддачі) необхідно створити такі конструкції буферних пристроїв, які б мали змінну жорсткість (яка б зменшувалася при спрацюванні буфера). Це забезпечить максимальні значення коефіцієнта поглинання кінетичної енергії мостового крана при наїзді на буферний пристрій, а також суттєво зменшить динамічні навантаження на металоконструкцію крана и, тим самим, дозволить підвищити надійність і довговічність машини.

Визначення динамічних навантажень, які виникають при влучання мостового крана в буферні пристрої, за чотириразовий розрахунок динамічної схеми дозволяє зробити висновки:

- урахування податливості кранового моста в горизонтальному напрямку і податливості валопроводів приводу механізму пересування знижує найбільше навантаження буферного пристрою в порівнянні з розрахунком динамічних навантажень, у яких вважається, що міст і вали абсолютно жорсткі;

- потенційну енергія, накопичену металеву конструкцією крана, яка виникає, під час деформування моста можна не враховувати при розрахунку буферних пристроїв.

2.2.2. Двомасова розрахункова динамічна схема

Відомо, що частота маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі має значно нижчі значення, ніж частоти пружних коливань конструкції крана і елементів механізму пересування. Навіть при дуже короткій довжині канату (2...3 м) частота маятникових коливань вантажу не перевищує значень $2... 2,6 \text{ c}^{-1}$, при цьому частота пружних коливань металеві конструкції крана вище на порядок. З урахуванням цього, а також висновків, отриманих у п.2.2.1, при розрахунках динамічних навантажень, які виникають при контакті мостового крана і буферних пристроїв, можна прийняти, що металева конструкція і трансмісія механізму пересування є абсолютно жорсткими. Це дозволить значно спрости-

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ти розрахунки. Водночас, максимальні розрахункові значення динамічних навантажень будуть отримані більшими за фактичні, що підвищить безпеку металевої конструкції крана (тобто, буде в запас).

Таким чином, для визначення динамічних навантажень, які виникають, при наїзді мостового крана на буферні пристрої можна застосувати двохмасову розрахункову динамічну схему (рис. 2.4).

На рис. 2.4 прийнято наступні позначення: m_0 - маса моста крана і вантажного візка; $m_{гр}$ і $G_{гр}$ - маса вантажу і вага вантажу; V - швидкість наїзду крана на буферний пристрій; P - рушійна сила двигуна приводу пересування крана; W - опір пересуванню крана, від тертя; l - довжина підвісу вантажу; φ - це кут відхилення вантажу від вертикалі; s_0 - відстань між кінцевим вимикачем і буферним пристроєм.

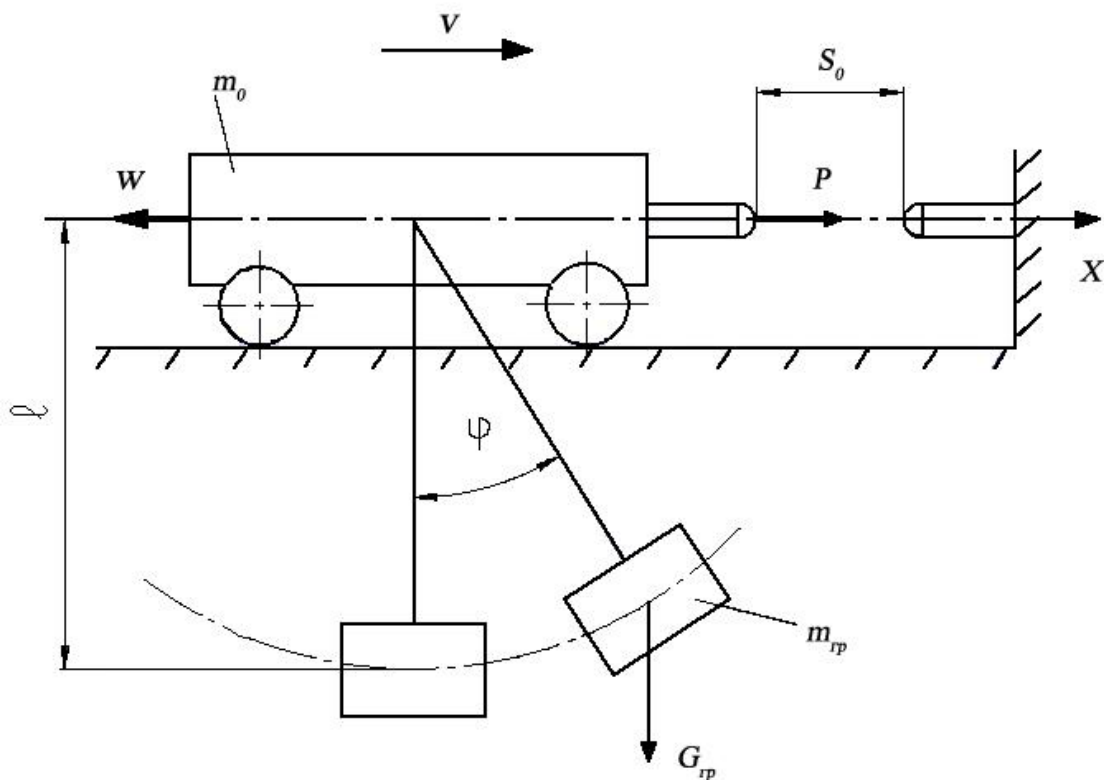


Рис. 2.4. Двохмасова розрахункова динамічна схема мостового крана при наїзді моста на буферні пристрої

Розгляді процесу наїзду кран на буферні пристрої виконуємо при наступних допущеннях:

- вантаж на гнучкому підвісі є подібним до маятника, що вільно висить;
- масу канатів вантажного поліспасти не враховуємо;
- поздовжні коливання вантажу вважаємо незначними у порівнянні з поперечними коливаннями;
- при поперечних коливаннях вантаж має незначні кути відхилення φ .

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Диференціальні рівняння, що описують рух мас двохмасової динамічної схеми мостового крана при наїзді на буферні пристрої, мають такий вигляд:

$$\begin{cases} m_0 \cdot \ddot{x} + m_{ГР} \cdot \ddot{\phi} \cdot l \cos \varphi - m_{ГР} \cdot \dot{\phi}^2 \cdot l \sin \varphi + W = -F_{\text{буф}}; \\ \ddot{x} \cos \varphi + \ddot{\phi} \cdot l + g \cdot \sin \varphi = 0. \end{cases} \quad (2.11)$$

де $F_{\text{буф}}$ – сила дії буферного пристрою на кран.

Кінетична енергія буде гаситися силою опору буферного пристрою $F_{\text{буф}}$. Достатньо ввести значення $F_{\text{буф}}$ для кожного з типів буферів і, вирішуючи чисельним методом систему диференціальних рівнянь (2.11), можна визначити динамічні навантаження, які діють на кран при наїзді на буферний пристрій.

2.3 Динамічні навантаження, що виникають при наїзді мостового крана на буферні пристрої різних типів

У роботі [20] виконаний аналіз використання у захисних системах мостових кранів буферних пристроїв різних типів.

Розглядалися пружинні, гідравлічні та пружинно-гідравлічні буферні пристрої. Система диференціальних рівнянь виду (2.11) вирішувалася числовим методом Runge-Kutta. Для кожного з типів буферів були отримані параметри, які характеризують процес наїзду крана: час гальмування t , деформація буфера S , уповільнення руху крана a , максимальна ударна сила F і залишкова швидкість крана V (табл.2.1).

Прийняті позначення для типів буферів: П - пружинний, Г - гідравлічний, П-Г - пружинно-гідравлічний.

Таблиця 2.1

Параметри процесу наїзду мостових кранів на буферні пристрої

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

№	V , м/с	$m_{ГР}$, Т	Тип буфера	t , с	S , мм	Φ , град.	a , м/с ²	F , кН	V_3 , м/с
1	0,5	0	П	0,5	160	0	1,6	16	0
			Г	0,7	140		1,4	13,9	
			П-Г	0,45	116		1,1	11,6	
2	5	5	П	0,55	171	9,8	1,4	20,7	0
			Г	0,9	191	7	1,2	18,6	0,1
			П-Г	0,5	125	7,4	1,0	14,6	0
3	1	0	П	0,5	321	0	3,1	32	0
			Г	0,95	325				
			П-Г	0,45	200				
4	5	5	П	0,55	344	19,5	2,7	41	0
			Г	0,7	357	13,6			0,4
			П-Г	0,5	228	17,3			0
5	1,25	0	П	0,5	401	0	3,9	40	0
			Г	1,1	433				
			П-Г	0,35	219				
6	5	5	П	0,55	430	24,5	3,2	48,6	0
			Г	0,7	469	17,1			0,5
			П-Г	0,4	247	21,4			0

Для опорів, які виникають від дії буферних пристроїв, прийняті такі вирази:
пружинний буфер

$$F_{пр} = -c \cdot x, \quad (2.12)$$

де c - жорсткість буферної пружини;

гідролічний буфер

$$F_{г} = \alpha \cdot \dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x}), \quad (2.13)$$

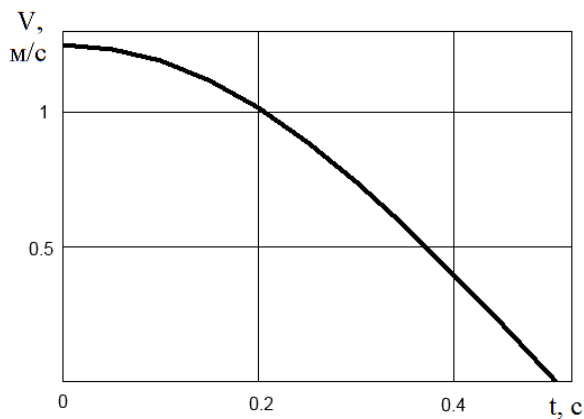
де α – коефіцієнт демпфірування;

пружинно-гідролічний буфер

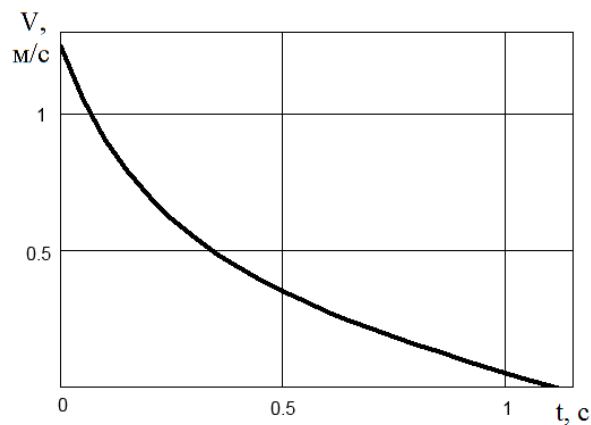
$$F_{пг} = -c \cdot x + \alpha \cdot \dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x}). \quad (2.14)$$

На рис. 2.5 показані графіки зміни швидкості крана з вантажем для трьох типів буферів при швидкості наїзду крана 1,25 м/с.

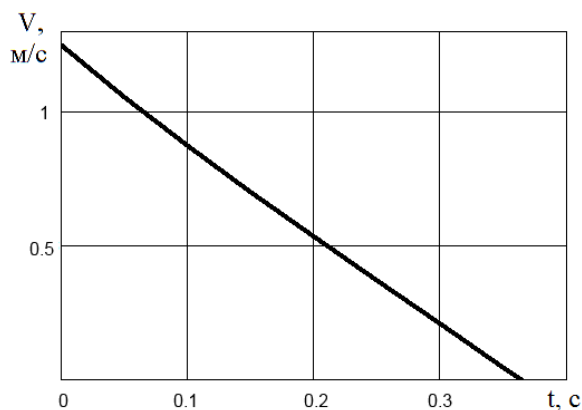
					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



а)



б)



в)

Рис. 2.5. Зміна швидкості крана при наїзді на буфер:
а – для пружинного буфера; б – для гідравлічного буфера;
в – для пружинно-гідравлічного буфера

Аналізом отриманих результатів встановлено:

- гідравлічні буфери необхідно оснащувати пристроями для регулювання (зміни) гідравлічного опору;
- найбільш ефективними з розглянутих є пружино-гідравлічні буфери;
- при спрацюванні пружинно-гідравлічних буферів спочатку відбувається гідравлічне гальмування, після чого додається опір пружин; це забезпечує майже постійне (рівномірне) уповільнення крана;
- доцільно виконати аналіз роботи ефективних буферних пристроїв; визначити раціональні параметри і характеристики пневмогідравлічного та фрикційних (роликового, шарикового) буферів.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.110.МРПЗ

Арк.

3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИХ БУФЕРНИХ ПРИСТРОЇВ

3.1 Визначення характеристик та параметрів пневмогідравлічного буфера

Для підвищення надійності роботи вантажопідйомних кранів мостового типу запропонована конструкція пневмогідравлічного буферного пристрою [20].

Пневмогідравлічний буфер, схему дії якого наведено на рис. 3.1, складається з гідроциліндра 1, пневмогідроакумулятора 2, дроселя 3 із зворотним клапаном.

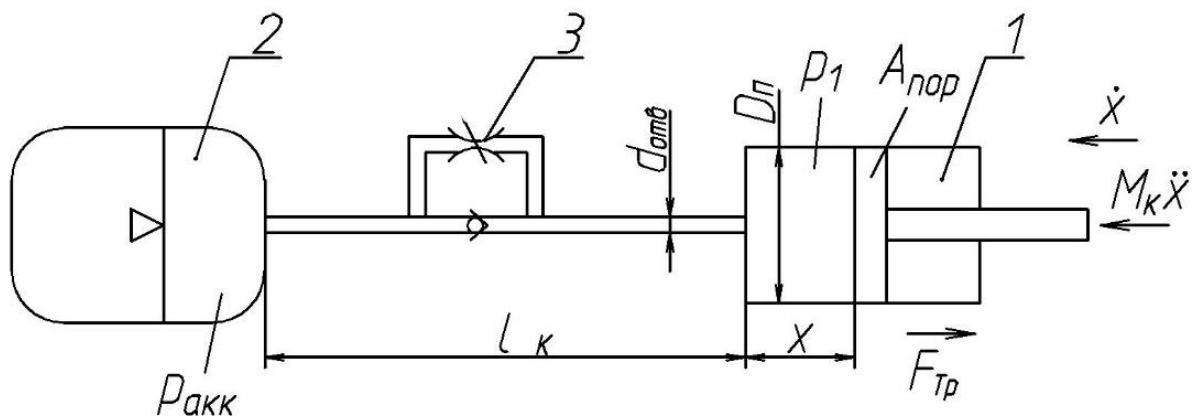


Рис. 3.1. Схема дії пневмогідравлічного буфера

При наїзді крана на тупиковий упор шток буфера з поршнем починає рухатись, проштовхуючи робочу рідину до порожнини пневмогідроакумулятора через дросельний отвір, тим самим створюючи гідравлічний опір. В результаті потрапляння рідини в порожнину пневмогідроакумулятора відбувається стискання об'єму газу, що міститься в акумуляторі. Тиск газу зростає, тим самим підвищуючи пневматичний опір.

Таким чином, опір, який створює пневмогідравлічний буфер під час спрацювання, складається з гідравлічного та пневматичного опорів. Гідравлічний опір визначається за формулою (2.13), а пневматичний опір описується виразом

$$F_p = p_k A_{пор}, \quad (3.1)$$

де p_k – кінцевий тиск в пневмогідроакумуляторі, МПа;

$A_{пор}$ – площа поперечного перерізу поршня гідроциліндра, м².

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виходячи з того, що процес стиснення газу в пневмогідроакумуляторі є ізотермічним ($p_1V_1 = p_2V_2 = const$), кінцевий тиск в пневмогідроакумуляторі можна виразити таким чином:

$$p_k = \frac{p_0 V_0}{V_0 - \frac{\pi D_{II}^2}{4} x}, \quad (3.2)$$

де p_0 – початковий тиск газу в пневмогідроакумуляторі, МПа;

V_0 – початковий об'єм газу в пневмогідроакумуляторі, м³.

Дослідженнями встановлено [20], що найбільш ефективною роботою пневмогідролічного буфера є коли кінетична енергія маси крана витрачається на тертя в гідроциліндрі мінімально, а витрати на гідравлічний і пневматичний опори розподіляються приблизно порівну. Якщо ж більшість кінетичної енергії крана сприймається гідравлічним опором, то характеристика роботи буфера є жорсткою, що призводить до збільшення навантаження від удару. При сприйнятті більшої частини кінетичної енергії маси крана пневматичним опором, характеристика роботи буфера стає більш м'якою, що призводить до збільшення гальмівного шляху крана.

За результатами досліджень встановлено параметри гальмування під час процесу наїзду мостового крана на буферні пристрої пневмогідролічного типу. Результат наведені в табл. 3.1

Таблиця 3.1

Параметри гальмування мостових кранів при наїзді на пневмогідролічні буферні пристрої

№	$m_{тр}$, т	V_K , м/с	D_{II} , м	α , $\frac{кг}{м^2 \cdot с}$	p_0 , МПа	V_0 , л	t , с	S , мм	p_k , МПа	φ , град.	a_{max} , м/с ²	F_{max} , кН
1	0	1,25	0,12	$3,9 \cdot 10^4$	7,3	6,3	0,35	205	11,6	0	3,961	144,6
	50	1,25	0,12	$3,9 \cdot 10^4$	7,3	6,3	0,45	232	12,5	20,9	3,994	345,4
	0	0,88	0,12	$3,9 \cdot 10^4$	7,3	6,3	0,3	124	9,4	0	3,189	116,4
	50	0,88	0,12	$3,9 \cdot 10^4$	7,3	6,3	0,3	132	9,6	15,8	3,25	281,5
2	0	1,25	0,15	$7,5 \cdot 10^4$	11	10	0,35	203	17,2	0	3,903	316,2
	100	1,25	0,15	$7,5 \cdot 10^4$	11	10	0,4	226	18,3	21,7	3,926	710,6
	0	0,88	0,15	$7,5 \cdot 10^4$	11	10	0,3	120	14	0	3,222	261
	100	0,88	0,15	$7,5 \cdot 10^4$	11	10	0,3	128	14,2	16,6	3,27	592
3	0	1,25	0,2	$11 \cdot 10^4$	7,5	20	0,35	202	12,4	0	3,955	411,4
	160	1,25	0,2	$11 \cdot 10^4$	7,5	20	0,4	231	13,7	20,6	3,99	1053
	0	0,88	0,2	$11 \cdot 10^4$	7,5	20	0,3	123	9,9	0	3,186	331,4
	160	0,88	0,2	$11 \cdot 10^4$	7,5	20	0,35	132	10,1	15,3	3,252	858,6

Як видно з таблиці 3.1, наїзд на тупикові упори з вантажем і без нього моделювався з однаковими параметрами пневмогідравлічного буфера для крана певної маси. Наявність вантажу призводила до збільшення гальмового шляху та часу гальмування.

В таблиці 3.2 наведено порівняння пневмогідравлічного буфера з іншими видами буферів за основними показниками роботи.

На підставі аналізу теоретичних досліджень пневмогідравлічного буферного пристрою встановлено:

- пневмогідравлічний буфер має суттєві переваги практично за всіма робочими параметрами (табл. 3.2);
- для зменшення ударного навантаження від кранів великої маси потрібно збільшувати гальмівний шлях, тим самим зменшуючи уповільнення крана;

Таблиця 3.2

Порівняння параметрів буферів

Параметр	Значення параметра для типу буфера			
	гумового	пружинного	гідравлічного	пневмогідравлічного
Швидкість наїзду, м/хв	до 60	до 70	до 160	до 120
Маса крана, т	до 70	до 50	необмежена	до 200
Явище віддачі	присутнє	присутнє	відсутнє	Відсутнє
Відсоток кінетичної енергії, яку поглинає буфер, %	30–50	20	до 100	до 100
Скорочення зони обслуговування крана	немає	є	немає	Немає
Уповільнення крана, м/с ²	> 40	> 4	> 4	до 4

– для досягнення найбільшого ефекту при роботі пневмогідравлічного буфера гідравлічний опір повинний становити 40 %, а пневматичний 55 % від ударної сили на початку гальмування

Особливо слід відмітити доцільність використання пневмогідравлічних буферних пристроїв для захисту кранів великої вантажопідйомності.

Однак, як і пружинно-гідравлічні, пневмогідравлічні буфери мають недоліки з токи зору складності будови і значних матеріальних витрат, які необхідні для підтримання їх працездатності при експлуатації у виробничих умовах.

Однією з важливих характеристик буферного пристрою є час його спрацьовування (час зупинки крана). Занадто малий час може привести до жорсткого удару, що викликає

підвищені динамічні навантаження на кранові металоконструкції і підкранові споруди, а занадто великий час свідчить про неефективність буферного пристрою.

Оскільки робоча рідина з гідравлічного циліндра потрапляє в акумулятор, можна знайти час спрацьовування пневмогідравлічного буферного пристрою з масового обміну робочих середовищ буфера та порівняти його зі значенням, отриманим при математично-моделюванні роботи пневмогідравлічного буфера.

На рис. 3.2 представлена розрахункова схема пневмогідравлічного буферного пристрою для визначення часу спрацьовування.

Позначення, прийняті на рис. 3.2: $A_{акк}$ – площа поршня пневмогідроакумулятора, p_k – тиск газу в пневмогідроакумуляторі; z – відстань, на яку зменшується рівень газу та збільшується рівень робочої рідини в пневмогідроакумуляторі; a_0 – початкова висота газового об'єму в пневмогідроакумуляторі; a_1 – кінцева висота газового об'єму в пневмогідроакумуляторі; p_1 – надлишковий тиск в гідроциліндрі; d – дросельний отвір; S – відстань, на яку переміщується поршень гідроциліндра; $A_{пор}$ – площа поршня гідроциліндра; $p_{ат}$ – атмосферний тиск; F – ударна сила від крана.

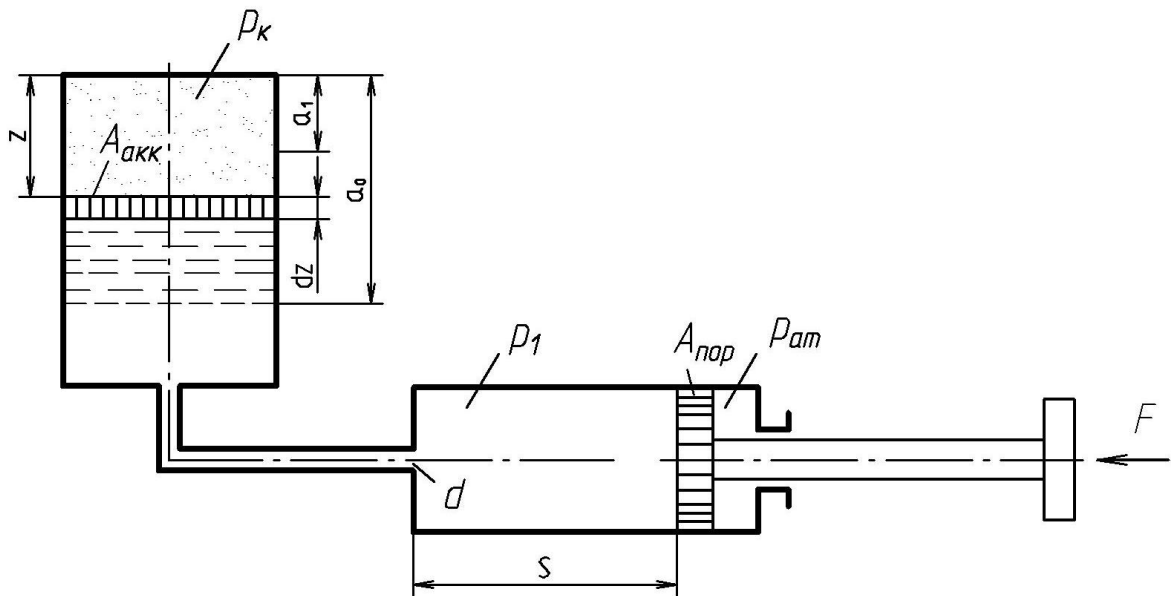


Рис. 3.2. Розрахункова схема пневмогідравлічного буферного пристрою

Диференціальне рівняння процесу витікання рідини з гідроциліндра в пневмогідроакумулятор під дією тиску крана, що наїжджає на буфер, має вигляд

$$- A_{акк} dz = Q dt, \quad (3.3)$$

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $A_{акк}$ – площа поршня пневмогідроакумулятора, м²;
 dz – підвищення рівня рідини в акумуляторі за час t , м;
 Q – витрати рідини з гідроциліндра в акумулятор, м³/год.

При розрахунку витікання під змінним напором можна не враховувати знехтувати фактор вагомості рідини, приймаючи, що витікання відбувається тільки під дією тиску поршня.

Витрати рідини в довільний момент часу

$$Q = nA_{отв} \sqrt{2 \frac{p_1 - p_0}{\rho}}, \quad (3.4)$$

де n – коефіцієнт витрачання рідини при витіканні через дросельний отвір;
 $A_{отв}$ – площа перерізу дросельного отвору, м²;
 p_1 – надлишковий тиск в гідроциліндрі (МПа), нехтуючи тертям, становить

$$p_1 = \frac{F}{A_{пор}}. \quad (3.5)$$

Змінний тиск в припущенні ізотермічності процесу розширення газу має вигляд

$$p = \frac{a_0}{z} (p_0 + p_{ам}) - p_{ам}, \quad (3.6)$$

де a_0 – початкова висота газового об'єму, м;
 z – змінна висота газового об'єму, м;
 $p_{ам}$ – атмосферний тиск, МПа.

Тоді залежність для визначення тиску при початковій висоті газового об'єму буде мати вигляд:

$$p(a_1) = p_0 = \frac{a_0}{a_0} \left[p_1 \frac{A_{пор}}{A_{акк}} + p_{ам} \right] - p_{ам}; \quad (3.7)$$

при кінцевій висоті газового об'єму:

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p(a_0) = p_k = \frac{a_0}{a_1} \left[p_1 \frac{A_{нор}}{A_{акк}} + p_{ам} \right] - p_{ам} = p_1 \frac{A_{нор}}{A_{акк}}, \quad (3.8)$$

де a_1 – кінцева висота газового об'єму, м.

Підставляючи вираз (3.4) в диференціальне рівняння (3.3), отримаємо

$$dt = - \frac{A_{акк}}{n \cdot A_{отв} \sqrt{2 \frac{p_1 - p_0}{\rho}}} dz. \quad (3.9)$$

Підставляючи вираз (3.6) в (3.9), отримаємо після перетворювань

$$dt = -A \frac{dz \cdot \sqrt{z}}{\sqrt{Cz - B}}, \quad (3.10)$$

де

$$A = \frac{A_{акк}}{n \cdot A_{отв} \sqrt{\frac{2}{\rho}}}; \quad (3.11)$$

$$C = (p_1 + p_{ам}); \quad (3.12)$$

$$B = a_1(p_0 + p_{ам}). \quad (3.13)$$

Час t спрацювання акумулятора, що відповідає ходу S поршня гідроциліндра, визначається інтегралом

$$t = -A \int_{a_0}^{a_1} \frac{\sqrt{z}}{\sqrt{Cz - B}} dz, \quad (3.14)$$

верхня границя якого a_1 знаходиться з очевидного об'ємного співвідношення (оскільки об'єм газу в пневмогідроакумуляторі зменшується на величину об'єму рідини, що витісняється з гідроциліндра):

$$A_{акк}(a_0 - a_1) = A_{нор}S. \quad (3.15)$$

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після інтегрування та перетворення виразу (3.14) у кінцевому підсумку отримаємо:

$$t = \frac{A_{акк}}{n \cdot d_{омв} \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \frac{a_1}{\sqrt{C}} \frac{1}{K_1} \left[\sqrt{m} \sqrt{mK_1^2 - 1} - \sqrt{K_1^2 - 1} + \frac{1}{2K_1} \ln \frac{2\sqrt{m}K_1 \sqrt{mK_1^2 - 1} + 2mK_1^2 - 1}{2K_1 \sqrt{K_1^2 - 1} + 2K_1^2 - 1} \right] \quad (3.16)$$

де
$$K_1^2 = \frac{P_1 + P_{ам}}{P_0 + P_{ам}}; \quad m = \frac{a_0}{a_1}.$$

Підставивши в вираз (3.16) вихідні дані, отримаємо час спрацьовування пневмогідралічного буфера для кранів різної вантажопідйомності. Результати розрахунків наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Час спрацьовування пневмогідралічного буфера

№	M_K , т	M_{BB} , т	M_B , т	V_K , м/с	t , с	
					Числовий метод	Розрахунок за (3.16)
1	59,5	13,5	50	1,25	0,45	0,52
2	126	36	100	1,25	0,4	0,46
3	162	46	160	1,25	0,4	0,48

Порівнявши результати, знайдені за числовим методом, і результати, розраховані за формулою (3.16), можна зробити висновок, що час спрацьовування пневмогідралічного буферного пристрою, визначений за числовим методом відповідає дійсності.

3.2. Конструювання захисної системи з пневмогідралічним буфером

Захисна система вантажопідймальних кранів (рис.3.) складається з буферного пристрою 1, який кріпиться до крана 2, і тупикового упору 3, жорстко закріпленого на підкрановій колії. Буферний пристрій 1 становить корпус 4, в якому розташований робочий циліндр 5, що містить поршень 6, жорстко пов'язаний зі штоком 7. Робочий циліндр 5 закритий з обох боків кришками 8 і 9. Поршень 6 поділяє порожнину робочого циліндра на дві частини, одна з яких через дросельний отвір постійного перерізу, що виконаний в кришці 8, сполучена з гідроаккумулятором 10.

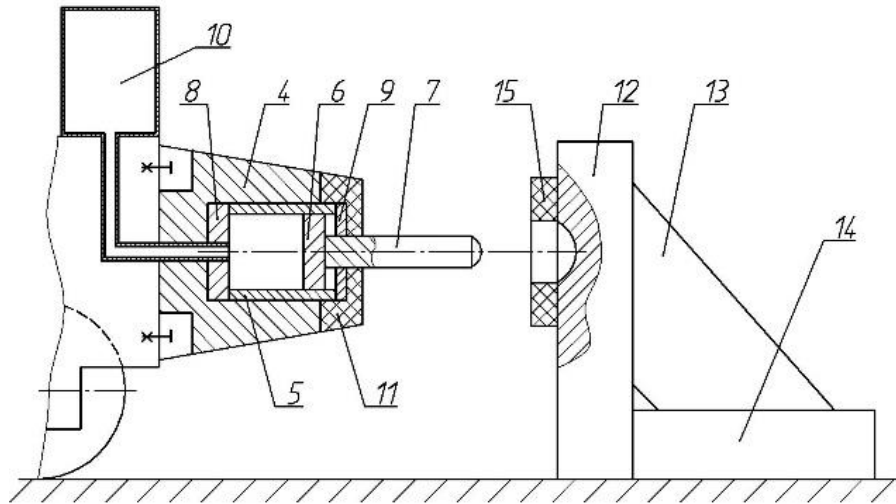


Рис. 3.3. Захисна система вантажопідіймальних кранів
з пневмогідравлічним буфером

Кришка 9 також має отвір, через який проходить шток 7. До корпуса 4 прикріплений пружний амортизатор 11 з наскрізним отвором для вільного проходження штоку 7, кінець якого виконаний сферичним. Тупиковий упор 3 складається з жорстко пов'язаних між собою стійки 12, укосини 13, і основи 14. До стійки 12 прикріплений пружний амортизатор 15 з наскрізним отвором для входження штоку 7. В стійці 12 виконане заглиблення сферичної форми. Крім того, ударна площина стійки 12 тупикового упору 3 розташована під кутом 90° до підкранової колії, а отже, і до осі буферного пристрою 1.

Пневмогідравлічний буферний пристрій рекомендується використовувати для кранів:

- 1) масою до 120 т, вантажопідйомністю до 100 т і номінальною швидкістю пересування до 2 м/с;
- 2) масою від 120 т до 200 т, вантажопідйомністю від 100 т до 250 т і номінальною швидкістю пересування до 1,25 м/с.

Вибір робочої рідини – це важливий момент для надійної роботи буфера. При експлуатації буфера рекомендується використовувати веретенне мастило за ОСТ 38.01412-86. Якщо потрібно використовувати робочу рідину з більшою в'язкістю, можна застосовувати будь-яке мінеральне мастило.

Основними вихідними параметрами, що визначають вибір типу робочої рідини, є:

- 1) діапазон температур навколишнього середовища та характер зміни температур в цьому діапазоні;
- 2) максимально можлива температура в усталеному режимі роботи;
- 3) тиск робочої рідини в системі;
- 4) вартість робочої рідини.

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Першим кроком розрахунку є визначення приведеної маси крана, що приходить на один буфер

$$M_{зв} = \frac{M_K}{2}, \quad (3.17)$$

де M_K – маса крана, кг.

При розрахунку буферних пристроїв зручніше за все [8] прийняти заздалегідь відоме значення максимального уповільнення крана. Оскільки найбільше уповільнення крана, що допускається [9], становить 4 м/с^2 , то в розрахунках слід приймати уповільнення не більше $3,9 \text{ м/с}^2$. Отже, ударна сила від крана на початку роботи пневмогідравлічного буфера

$$F_{уд} = M_{зв} a, \quad (3.18)$$

де a – уповільнення крана, м/с^2 .

Маючи значення уповільнення крана, є можливість визначити мінімальний гальмівний шлях

$$S_{\min} = \frac{V_K^2}{2a}, \quad (3.19)$$

де V_K – номінальна швидкість пересування крана, м/с .

Оскільки дійсний гальмівний шлях є дещо більшим від розрахункового (внаслідок впливу вантажу та інших факторів, а величину робочого ходу штока гідроциліндра слід обирати дещо більшою, ніж величина максимального гальмівного шляху, щоб уникнути можливих ударів поршня в кришку, вираз для обчислення ходу штока гідроциліндра буфера матиме вигляд

$$S_{Ш} = S_{\min} \varepsilon, \quad (3.20)$$

де ε – коефіцієнт, що враховує вплив вантажу та запас ходу штока, $\varepsilon = 1,3$.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При теоретичних дослідженнях роботи пневмогідролічного буфера було встановлено (див., табл. 3.1), що параметри гальмування є тоді найкращими, коли пневматичний опір становить 55 %, а гідравлічний опір – 40 % від ударної сили на початку гальмування. Отже, визначаємо пневматичний опір на початку гальмування

$$F_{p0} = 0,55F_{y\delta}. \quad (3.21)$$

Задаючись внутрішнім діаметром поршня D , обчислюємо тиск в системі на початку роботи буфера

$$p_0 = \frac{4F_{p0}}{\pi D^2}. \quad (3.22)$$

Внутрішній діаметр поршня обирається із стандартного ряду.

Розраховуємо кінцевий тиск в пневмогідроакумуляторі наприкінці гальмування

$$p_K = \frac{p_0 V_0}{V_0 - \frac{\pi D^2}{4} S_{ш}}, \quad (3.23)$$

де V_0 – початковий об'єм пневмогідроакумулятора, м³.

Рекомендується застосовувати пневмогідроакумулятори, що відповідають нормативним документам і мають об'єм не менше $V_0 = 6,3$ л.

Якщо тиск p_K виходить дуже великим, потрібно збільшити діаметр поршня D і початковий об'єм пневмогідроакумулятора V_0 . Якщо значення p_K від'ємне, то потрібно також збільшити V_0 . В обох випадках після зміни D і V_0 необхідно перерахувати формули (3.22) і (3.23).

Визначаємо гідравлічний опір на початку гальмування

$$F_{\psi 0} = 0,4F_{y\delta}. \quad (3.24)$$

Обравши робочу рідину в системі, обчислюємо діаметр дросельного каналу

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d = 2,3 \cdot 4 \sqrt{\frac{v \rho D^2 V_K^2}{F_{\psi 0}}}, \quad (3.25)$$

де V – кінематична в'язкість робочої рідини, м²/с;
 ρ – густина робочої рідини, кг/м³.

Знаючи кінцевий тиск в системі, необхідно розрахувати товщину стінки циліндра, що має витримувати навантаження від тиску

$$\delta = r_1 \sqrt{\frac{p_K + [\sigma]}{[\sigma] - p_K}} - r_1, \quad (3.26)$$

де r_1 – внутрішній радіус циліндру, м;
 $[\sigma]$ – допустимі напруження в матеріалі стінки циліндру, МПа.

Товщину стінки циліндру потрібно обирати зі стандартного ряду. При розрахунку штока на стійкість визначаємо його мінімально допустимий діаметр. Замість довжини штока підставляємо його розрахований хід

$$d_{Ш} \geq 4 \sqrt{\frac{64 F_{y0} k_l^2 S_{Ш}}{\pi^3 E}}, \quad (3.27)$$

де k_l – коефіцієнт вільної довжини, $k_l = 2$;
 E – модуль пружності сталі, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.
 Мінімальна товщина кришки циліндра

$$h \leq r_1 \sqrt{\frac{3 p_K (1 + \nu)}{8 [\sigma]}} = 0,06 \sqrt{\frac{3 \cdot 13,1 \cdot 10^6 (1 + 0,3)}{8 \cdot 170 \cdot 10^6}} = 0,012 \text{ м}, \quad (3.28)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона, $\nu = 0,3$;
 $[\sigma]$ – допустимі напруження для сталі Ст3, $[\sigma] = 170$ МПа.

					ДІПТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ БУФЕРНИХ ПРИСТРОЇВ

4.1. Конструкція і робота пружинно-шарикового буферного пристрою

Принцип дії фрикційного буферного пристрою [12,13], полягає в тому, що при підході крана до цього пристрою відповідний елемент металоконструкції крана натискає (рис. 4.1) на повзун 4, який, в свою чергу, натискає на кульковий передавальний механізм. Кульки 1 і 2 передавального механізму починають рухатись, стискаючи пружини 5 і 6. При цьому кінетична енергія крана, що рухається, перетворюється в потенційну енергію стиснених пружин. Після зняття навантаження на буферний пристрій кульки під дією пружин повертаються в початковий стан.

Розходження шариків у поперечному напрямі обмежене боковими напрямними 3. Прийнято, що верхні шарики котяться по площині повзуна 4, а нижні – по площині основи 8. Між собою шарики проковзують.

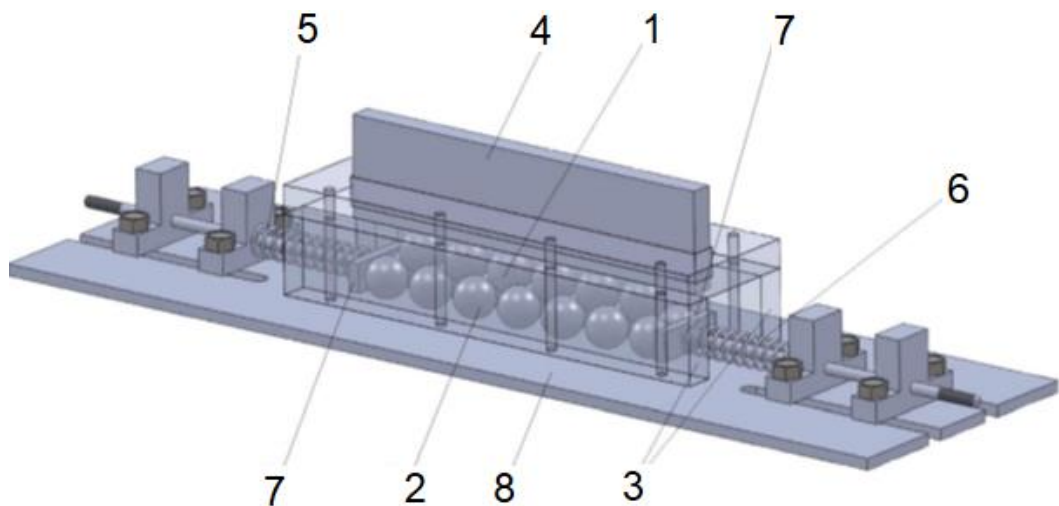


Рис. 4.1. Буферний пристрій пружинно-шарикового типу:

1 – верхні шарики передаточного механізму, 2 – нижні шарики,
3 – бокові напрямні, 4 - повзун, 5, 6 – пружини, 7 – упори, 8 - основа

В даному пристрої застосовується шариковий передаточний механізм [13], який реалізує змінне передаточне число, а також містить пружини з постійною жорсткістю. Одна з переваг шарикового передаточного механізму – це невеликі габарити у напрямку руху, за рахунок чого буферний пристрій не впливає суттєво на зменшення можливості переміщення крана.

Шариковий передаточний механізм складається із послідовно розташованих комплектів шариків, причому кожний комплект (рис. 4.2) містить в собі верхній шарик 1 і

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

декілька (напр., два, три, чотири, п'ять) нижніх шариків 2. Кожний верхній шарик розташований між декількома нижніми шариками.

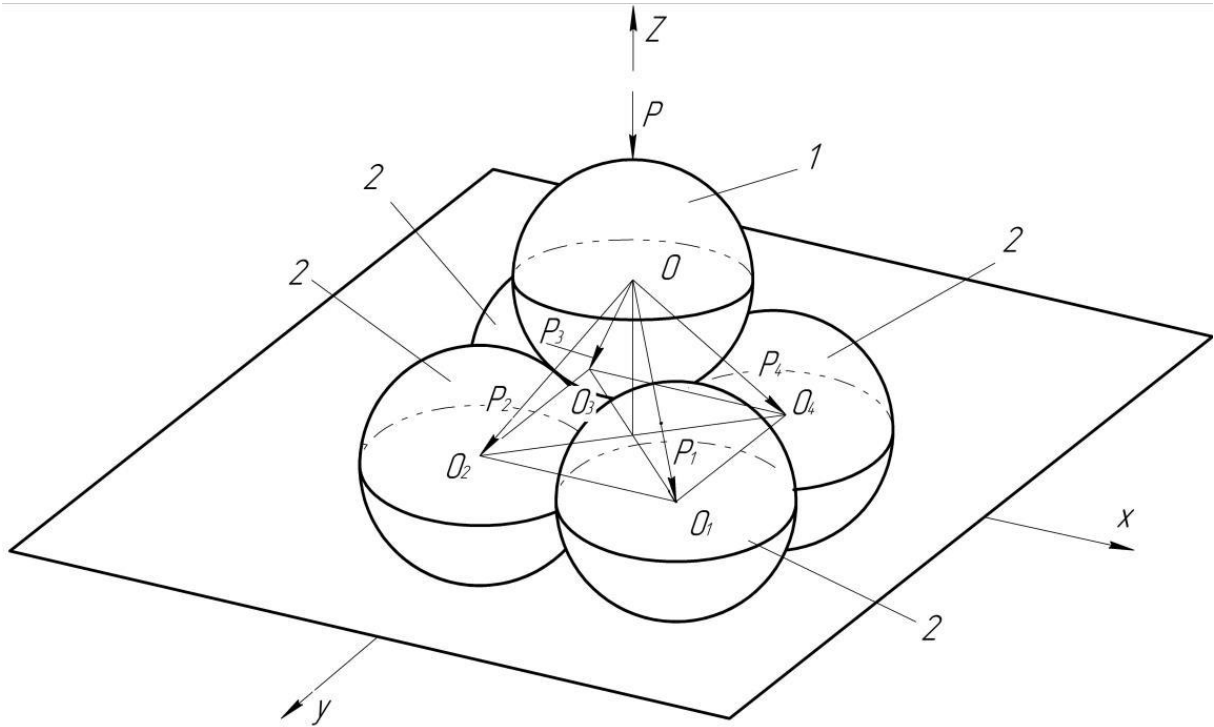


Рис. 4.2. Комплект шариків передаточного механізму:
1 – верхній шарик, 2 – нижні шарики

Будова такого буферного пристрою дозволяє мати велику енергоємність (коефіцієнт поглинання дорівнює 0,85...0,9) при невеликих габаритах в напрямі руху крана.

Слід відмітити, особливість пружинно-шарикового буферного пристрою, яка полягає в тому, що при постійному номінальному зусиллі спрацювання $P_{ном}$, збільшення комплектів шариків, які утворюють механізм передачі, приводить до зменшення сили в пружинах $P_{пр}$. Щоб встановити залежність сили $P_{пр}$ від зусилля $P_{ном}$, необхідно проаналізувати характер руху шариків, а також розмір і напрямки сил, що діють на них.

Аналіз можливих рухів шариків показує, що верхні шарики опускаються і котяться по площині 8 (рис. 4.1) у протилежних напрямках відносно вертикальної осі симетрії буфера. Нижні шарики перекочуються над площині 8 і ковзають по бічних напрямних 3 в напрямку найближчої пружини. Між собою шарики верхнього і нижнього рядів проковзують, оскільки швидкість руху сусідніх шариків відрізняється. Центральний шарик нижнього ряду, який розташований на осі симетрії буферного пристрою, залишається нерухомим. Пари крайніх шариків ковзають також відносно поверхні упорів 7.

4.2. Вплив конструктивних параметрів пружинно-шарикових буферних пристроїв на динамічні навантаження

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пружинно-шарикові буферні пристрої можуть бути встановлені на різні типи мостових кранів або їх вантажні візки. При цьому діапазон зусиль, що діють на буфер від крана або візка, визначається, в першу чергу, їх власною масою і може сильно відрізнятись. Кінетична енергія крана, який наїздить на буфер багато в чому визначається швидкістю крана в момент контакту з буфером, яка також може бути різною. Всі ці фактори впливають на вибір конструктивних параметрів буферного пристрою, в першу чергу, на кількість комплектів шариків, на жорсткість і деформацію пружин.

Конструкція буферних пристроїв пружинно-шарикового типу є достатньо універсальною, за рахунок можливості використання різного числа комплектів шариків. Встановивши пружини потрібної жорсткості можна забезпечити роботу буфера з поглинання кінетичної енергії крана, який має велику вантажопідйомність і, відповідно, значну власну масу.

4.2.1 Визначення динамічних навантажень, що виникають при наїзді мостового крана на буфер

Динамічні навантаження при наїзді мостового крана на буфер пружинного типу визначаються силою опору буфера

$$P_{\delta} = c_{\delta} \cdot x, \quad (4.1)$$

де c_{δ} – коефіцієнт жорсткості пружин буфера,

x - пружна деформація буфера.

Для визначення пружної деформації буфера x використовується одномасова розрахункова динамічна схема, згідно якої диференціальне рівняння руху крана буде мати вигляд

$$m\ddot{x} + c_{\delta}x = 0, \quad (4.2)$$

де $m = m_{\text{пр}} + m_{\text{к}} + m_{\text{м}} + m_{\text{гр}}$.

Використання одномасової розрахункової динамічної схеми можливе при наступних допущеннях:

- удар крана сприймають одночасно два буфери, розташовані з двох сторін крана;
- потенційна енергія пружної деформації металевої конструкції крана при ударі в буфер є невеликою в порівнянні з кінетичною енергією маси крана;

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- під час удару канати вантажного поліспасти мало відхиляються від початкового положення в момент до удару крана в кінцевий упор;
- форма пружних коливань металевої конструкції крана під час наїзду на буфер має такий самий вигляд, як і при звичайному пуску (гальмуванні) крана;
- під час в буфер приводні двигуни механізму пересування вимкнені.

Перепишемо рівняння (4.2)

$$\ddot{x} + \frac{c_{\delta}}{m} x = 0, \quad (4.3)$$

і прийемо його рішення у вигляді

$$x = A \cos pt + B \sin pt, \quad (4.4)$$

де $p = \sqrt{\frac{c_{\delta}}{m}}$ Звідси знаходим значення x .

Початкові умови

$$t = 0; x(0) = 0; \dot{x}(0) = V_0, \quad (4.5)$$

де V_0 – початкова швидкість крана в момент удару.

Після диференціювання (4.4) отримаємо

$$\dot{x} = -pA \sin pt + pB \cos pt, \quad (4.6)$$

З урахуванням початкових умов з рівнянь (4.4) та (4.6) маємо

$$A = 0; B = \frac{V_0}{p}. \quad (4.7)$$

З рівняння (4.4), враховуючи A і B за (4.7), отримаємо

$$x = \frac{V_0}{p} \sin pt, \quad (4.8)$$

При $\sqrt{\frac{c_{\delta}}{m}} \cdot t = \frac{\pi}{2}$ ксимальне значення пружної деформації буфера є

$$x_{\max} = \frac{V_0}{\sqrt{\frac{c_{\delta}}{m}}}. \quad (4.9)$$

Максимальне значення сили опору буфера буде

$$P_{\delta \max} = c_{\delta} \cdot x_{\max}, \quad (4.10)$$

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежність (4.8) для визначення пружної деформації буфера застосовується лише до буферних пристроїв з постійною жорсткістю. При цьому передбачається, що початкова швидкість крана V_0 залишається незмінною при роботі буфера.

Однак, жорсткість пружинно-шарикового буфера зменшується при роботі буфера за рахунок збільшення кута контакту між шариками. Крім того, початкова швидкість крана при наїзді на даний буферний пристрій не залишається постійною, а зменшується з переміщенням крана і стисканням пружин буфера. Тому, сила опору пружинно-шарикового буфера визначається за виразом

$$P_{\sigma i} = c_{\sigma i} x_i, \quad (4.11)$$

де $c_{\sigma i}$ та x_i – поточні значення коефіцієнта жорсткості і деформації пружинно-шарикового буфера.

4.2.2 Визначення жорсткості пружинно-шарикового буферного пристрою

Для буферу пружинно-шарикового типу залежність між силою, яку розвиває пружина $P_{пр}$ і силою тиску на повзун буферного пристрою з боку крана, що рухається $P_{ном}$, може бути представлена у наступному вигляді

$$P_{ном} = P_{пр} \frac{2n(f \sin \alpha + \cos \alpha)(f_1 + 1)}{\sin \alpha - f \cos \alpha - f}, \quad (4.12)$$

де n – кількість шариків у верхньому ряді;

α – кут контакту між шариками;

f – коефіцієнт тертя ковзання між шариками,

f_1 – коефіцієнт тертя ковзання між крайнім шариком і упором, через який пружина стискає шарики.

Позначимо, як $P'_{пр}$ силу стискання пружини в момент початку зміщення шариків і, як c коефіцієнт жорсткості пружини, та перепишемо формулу (4.12) у вигляді

$$P_{ном} = \frac{2n(f_1 + 1)(P'_{пр} + cx)}{\sin \alpha - f \cos \alpha - f} \cdot \frac{f \sin \alpha + \cos \alpha}{f \sin \alpha + \cos \alpha}, \quad (4.13)$$

Прийmemo $f_1 = 0$ і $f = 0$, отримаємо (4.13) таким чином

$$P_{ном} = \frac{2nc \cos \alpha}{\sin \alpha} x \quad (4.14)$$

Вважаючи при цьому, що $P'_{пр} = 0$, тобто пружина попередньо не стиснута.

				$2n \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} c$	ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп			

Позначивши $c_{\delta i}$ через c_{δ} можемо визначити жорсткість буфера для кожного поточного значення кута α ($c_{\delta i}$ – жорсткість буфера пружинно-шарикового типу)

$$(4.15)$$

Залежності для визнач $c_{\delta i} = 2nc \frac{\cos \alpha_i}{\sin \alpha_i}$, $i = 1, 2, 3, \dots$ а основі аналізу рис. 4.3 і рис. 4.4:

$$B_1 D_1 - B_2 D_2 = h, \quad h = V_0 t. \quad (4.16)$$

$$B_1 D_1 = 2r \cos \alpha_1, \quad B_2 D_2 = 2r \cos \alpha_2. \quad (4.17)$$

$$B_1 D_1 - B_2 D_2 = 2r(\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2) = V_0 t. \quad (4.18)$$

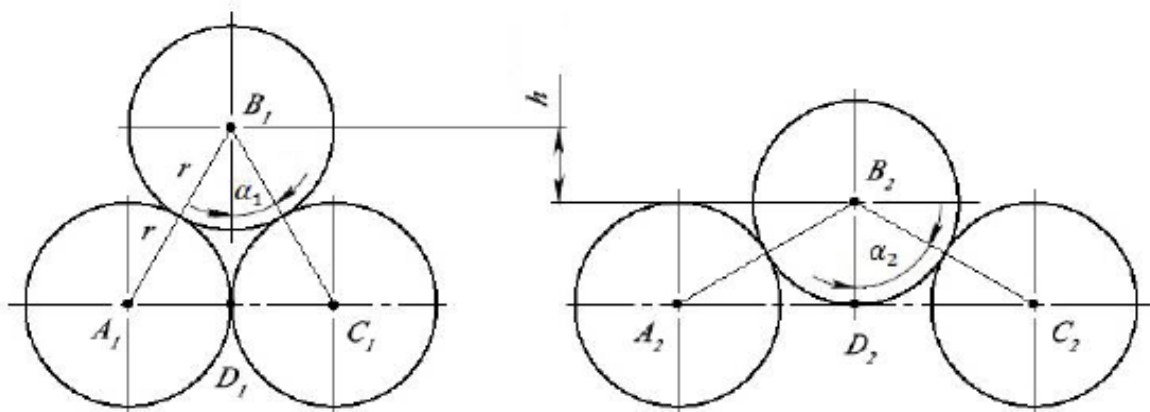


Рис. 4.3. Початкове положення шариків; Рис. 4.4. Положення шариків після опускання верхнього шарика на величину h ; кут контакту між верхнім і нижніми шариками α_1 ; кут контакту між верхнім і нижніми шариками α_2

Якщо позначити через α_0 початкове значення кута α , а через α_i – поточне значення кута α при опусканні верхнього шарика, то можна отримати

$$(4.19)$$

тут V_i – поточне значення: $\cos \alpha_i = \cos \alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r}$ ді на буферний пристрій.

Використовуючи відомий вираз $\sin^2 \alpha_i + \cos^2 \alpha_i = 1$ отримаємо

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sin \alpha_i = \sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r} \right)^2}, \quad (4.20)$$

Підставляючи значення

$$c_{\delta i} = 2nc \frac{\cos \alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r}}{\sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r} \right)^2}}. \quad (4.21)$$

Залежність для визначення поточного значення швидкості крана при ударі в буфер можна знайти використовуючи рівність кінетичної енергії рухомого крана роботі сили опору буферу при наїзді на нього мостового крана (не враховуючи сили опору руху крана від тертя і гальмівну силу механізму пересування крана)

$$\frac{mV_i^2}{2} = P_{\delta i} x_i. \quad (4.22)$$

З (4.22) поточне значення швидкості

$$V_i = \sqrt{\frac{2P_{\delta i} x_i}{m}}. \quad (4.23)$$

З урахуванням змінної жорсткості $c_{\delta i}$ (визначається за (4.21)), змінної швидкості крана при наїзді на буфер (визначається за (4.23)), поточна пружна деформація пружинно-шарикового буферного пристрою визначається за залежністю

$$x_i = \frac{V_i}{\sqrt{\frac{c_{\delta i}}{m}}} \sin \sqrt{\frac{c_{\delta i}}{m}} t_i. \quad (4.24)$$

4.2.3 Оцінка впливу кон в пружинно-шарикового буферу

З виразів (4.15) і (4.21) видно, що на жорсткість пружинно-шарикових буферів і, відповідно, на силу опору цих буферів, яка визначає динаміку завантаження крана при наїзді на буфери, впливає кількість комплектів шариків і жорсткість пружин, які підтискають ці комплекти. На рис. 4.5 показано графіки зміни жорсткості пружинно-шарикового буферного пристрою в залежності від коефіцієнта жорсткості пружин. При збільшенні цього коефіцієнта жорсткість буферного пристрою зростає, а отже, збільшується і сила опору буферів.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

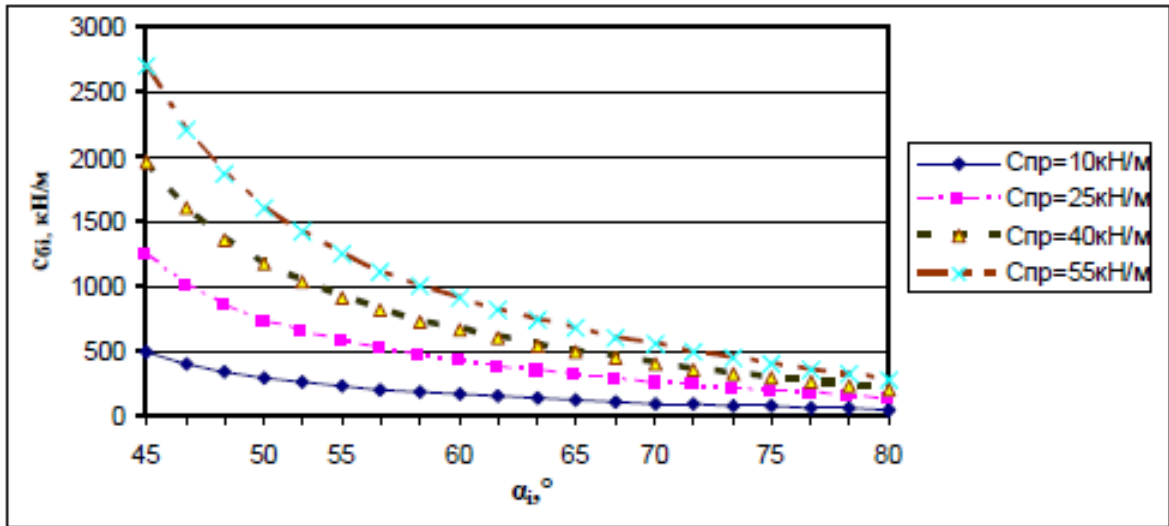


Рис. 4.5. Графік зміни жорсткості буфера залежно від коефіцієнта жорсткості пружин

На рисі. 4.6 показані графіки зміни жорсткості пружинно-шарикового буфера при різній кількості комплектів шариків n .

При збільшенні кількості комплектів шариків збільшується жорсткість буферного пристрою і сила опору таких буферів.

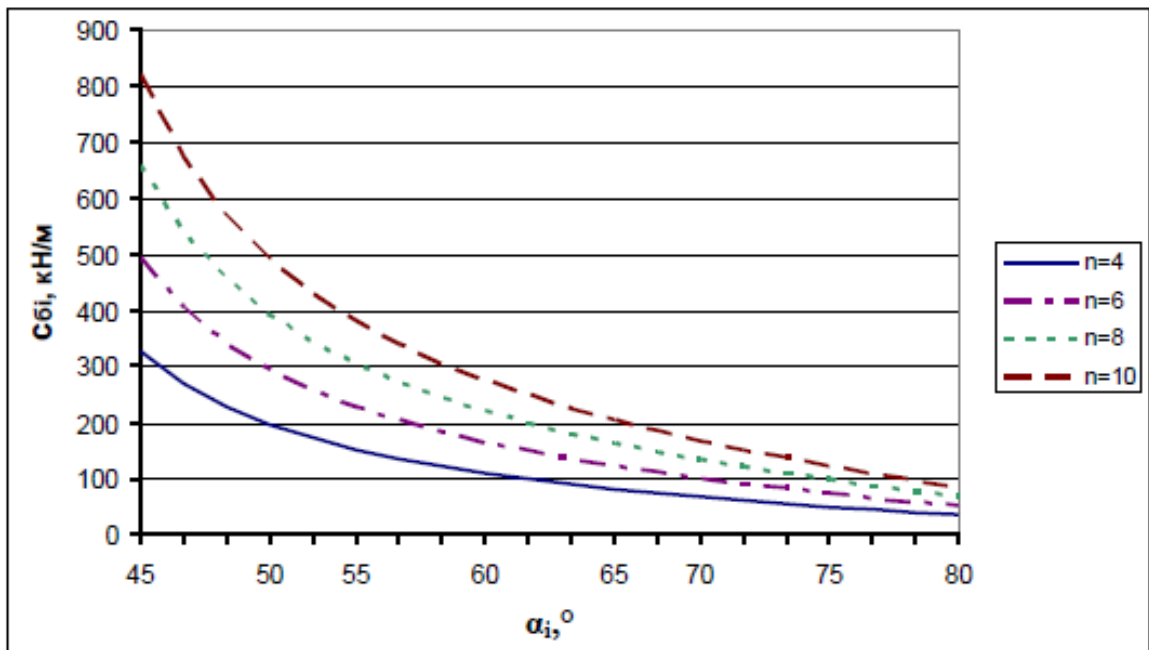


Рис. 4.6. Графік зміни жорсткості буфера із зміною кількості комплектів шариків

Таким чином, вирішуючи задачу визначення жорсткості буферного пристрою, необхідно вибирати значення всіх перерахованих вище характеристик. При цьому, можна отримати більш «жорстку» динамічну характеристику буферного пристрою якщо вибрати невелику кількість комплектів шариків (до $n = 6$) і підвищену жорсткість пружин. Отри-

мати «м'яку» динамічну характеристику можливо, якщо збільшити кількість комплектів шариків і прийняти пружини з меншими значеннями жорсткості.

Вибір типу динамічної характеристики буферного пристрою визначає характер зміни сили опору буфера P_{δ} . Графіки на рис. 4.7 показують зміну сили опору буферного пристрою з різними динамічними характеристиками буфера, які визначаються кількістю комплектів шариків.

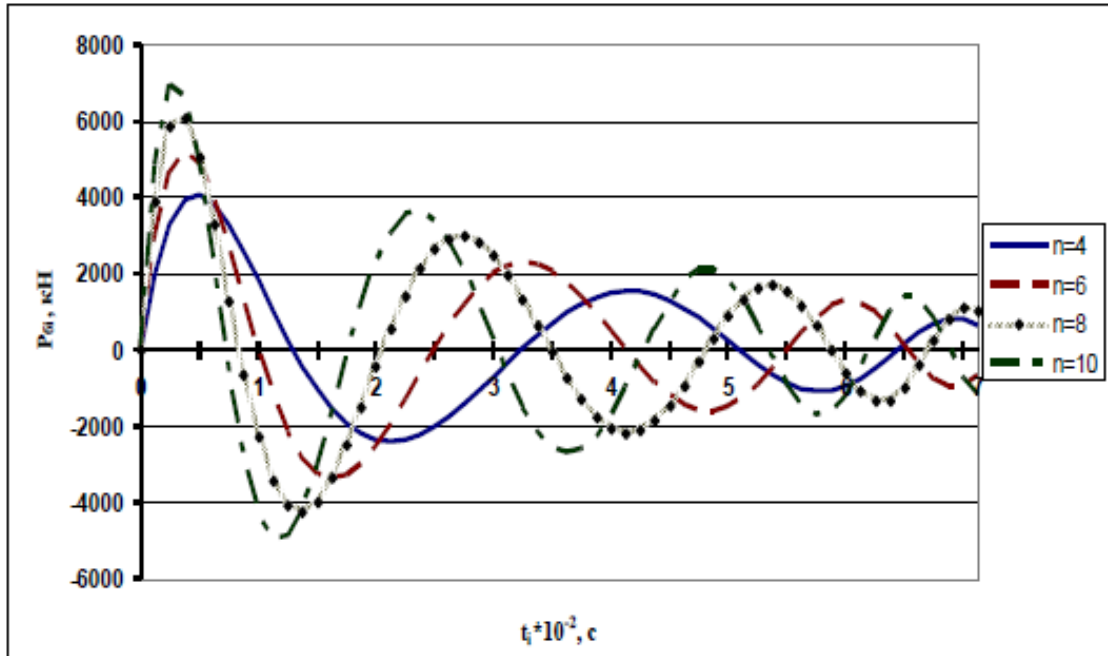


Рис. 4.7. Графік зміни сили P_{δ} з різними динамічними характеристиками буфера залежно від кількості комплектів шариків

Графіки на рис.4.7 побудовані при вихідних даних: приведена маса крана $m_{кр} = 25$ т, кількість буферів $m = 2$, жорсткість пружини $c_{пр} = 50000$ кН/м, радіус шариків $r = 50$ мм, швидкість крана $V_{кр}$ змінюється від 1,17 м/с до 0 м/с.

Як видно з графіків на рис. 4.7, при обраній дуже високій жорсткості пружин динамічні навантаження, що діють на буферний пристрій і, відповідно, металеву конструкцію крана дуже великі. Тому, для зменшення динамічних навантажень необхідно значно знизити жорсткість пружин.

На рисі. 4.8 представлено графік зміни сили опору буфера при тих же вихідних даних, але із набагато меншою жорсткістю, $c_{пр} = 12550$ Н/м. Максимальна динамічна сила в цьому випадку має вже прийнятне значення $P_{\delta} = 3680$ Н (кількість комплектів шариків $n = 6$) і за час $t = 0,071$ с зменшується до нуля.

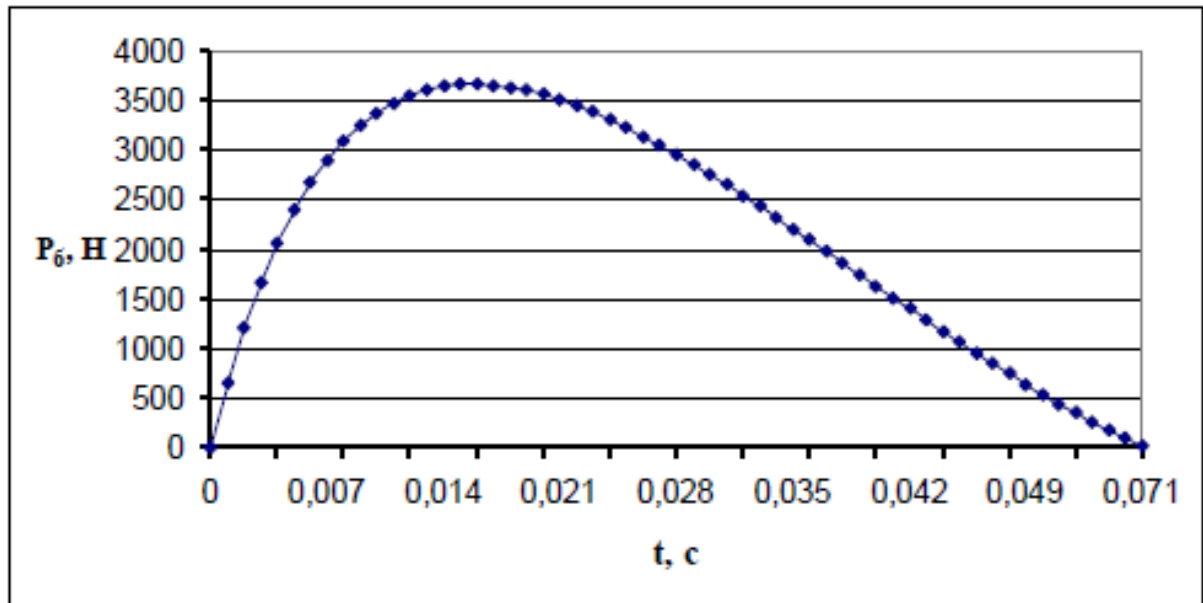


Рис. 4.8. Графік зміни сили опору буфера P_6 з моменту його спрацьовування при

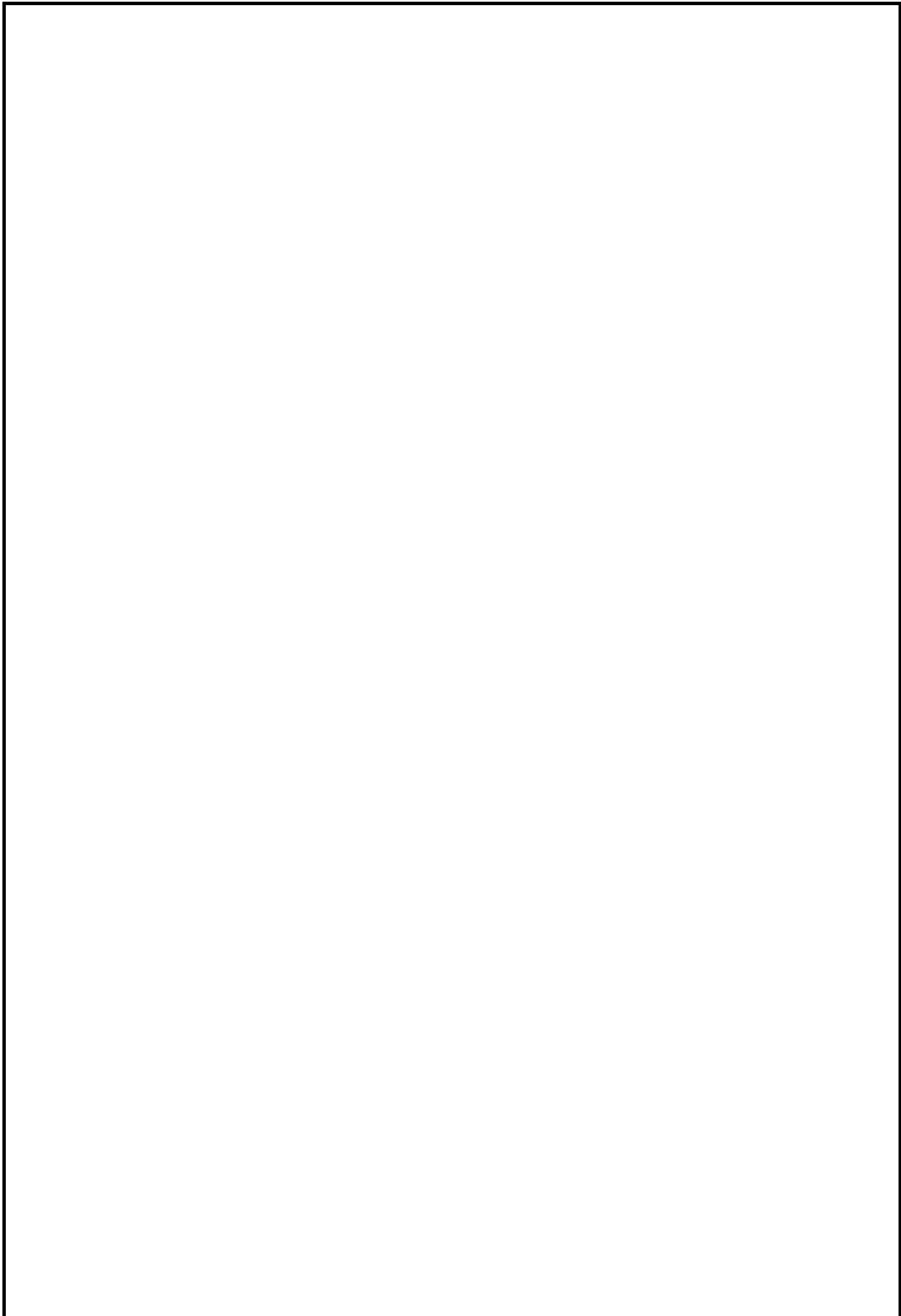
$$c_{\text{пр}} = 12550 \text{ Н/м і } n = 6$$

Крива зміни сили опору буфера на рис. 4.8 має лише половину хвилі, оскільки період коливань великий, а все максимально допустиме опускання шариків верхнього ряду здійснюється за час, всього лише $t = 0,071$ с.

Розрахунки підтверджують, що буферний пристрій пружинно-шарикового типу забезпечує гасіння кінетичної енергії рухомого мостового крана і його зупинку без «віддачі».

Таким чином встановлено:

- розрахунок динамічних навантажень пружинно-шарикового буфера можна виконувати за одномасовою розрахунковою динамічною схемою.
- жорсткість пружинно-шарикового буфера є змінною величиною (зменшується під час спрацьовування буфера) і залежить від кількості комплектів шариків і жорсткості пружин.
- для отримання «м'якої» динамічної характеристики буфера, слід взяти кількість комплектів шариків у межах 6...10, при цьому пружини призначають малої жорсткості.



					<i>ДІП.480000.110.МРПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Вимоги охорони праці під час експлуатації вантажопідіймального крану

Сучасне життя не можливо уявити без вантажопідіймальної техніки. Її можна зустріти всюди: на будівництві, в промисловості, в цехах та на відкритих майданчиках, також таку техніку залучають для відновлення пошкоджених ліній електропередач та усунення наслідків як природних, так і техногенних катастроф.

Звісно вся техніка є об'єктом підвищеної небезпеки, а тому для безпечного використання вантажопідіймальних механізмів потрібно дотримуватися певних правил охорони праці. Такі правила зібрані й наведені в нормативно-правових актах з охорони праці (НПАОП).

Відповідно до НПАОП 0.00-1.80-18 "Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання" [1] робота з вантажопідіймальними кранами повинна відповідати таким вимогам:

1. Вантажопідіймальні крани та машини можуть бути допущені до підймання та переміщення тільки тих вантажів, маса яких не перевищує їх вантажопідіймальність. Використання вантажопідіймальних кранів та машин у більш тяжкому режимі, ніж зазначений у журналі нагляду (паспорті), не дозволяється.

2. Дозволяється переміщення вантажів над перекриттями, під якими розташовані виробничі, житлові або службові приміщення, де перебувають люди, після розроблення та здійснення заходів, що забезпечують умови для безпечного виконання робіт та у присутності працівника, відповідального за безпечне проведення робіт вантажопідіймальними кранами.

3. Підймання та переміщення вантажів кількома вантажопідіймальними кранами дозволяється в окремих випадках. Роботи проводяться відповідно до плану виконання робіт або технологічної карти на виконання робіт, у яких мають бути наведені графічні зображення (схеми) стропування та переміщення вантажу із вжиттям заходів щодо забезпечення чіткої координації роботи машиністів, послідовності виконання операцій, положення вантажних канатів, а також міститися вимоги до підготовки і стану кранової колії та інші вказівки з безпечного підймання та переміщення вантажу.

4. До роботи не допускаються вантажопідіймальні крани та машини, що не пройшли технічного огляду чи експертного обстеження та не мають позитивних результатів проведеного технічного огляду чи експертного обстеження, а знімні вантажозахоплювальні пристрої і тара - періодичного огляду, визначеного правилами. Забраковані знімні вантажозахоплювальні пристрої та тара, а також ті, що не мають бирок (клейма), не повинні знаходитися в місцях виконання робіт.

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Мають бути розроблені способи безпечного стропування, обв'язування вантажів, а також способи безпечного кантування вантажів, якщо така операція проводиться за допомогою вантажопідіймальних кранів та машин, із зазначенням пристроїв, що застосовуються, а стропальники ознайомлені з цими способами. Графічні зображення (схеми) стропування типових вантажів та обв'язування вантажів видаються на руки стропальникам і машиністам кранів і вивішуються в місцях проведення робіт.

6. Організація безпечного проведення робіт вантажопідіймальними кранами має здійснюватися відповідно до попередньо розроблених і затверджених суб'єктом господарювання правил виконання робіт або технологічних карт на виконання цих робіт, технологічних карт складування вантажів, навантажування та розвантажування рухомого складу (автомобільного, залізничного), з якими ознайомлені (під підпис) працівник, відповідальний за безпечне проведення робіт вантажопідіймальними кранами, машиністи кранів і стропальники.

7. Під час установлення вантажопідіймальних кранів стрілового типу для роботи поблизу відкритого розподільчого устаткування (ВРУ) чи в охоронній зоні повітряних ліній електропередачі (ПЛ) відстані від частин кранів у робочому та транспортному положеннях, стропів, інших знімних вантажозахоплювальних пристроїв і вантажів до частин ВРУ та ПЛ, мають бути не менше допустимих відстаней до струмопровідних частин ВРУ та ПЛ, що перебувають під напругою, зазначених в таблиці 5.1 відповідно до НПАОП 40.1-1.28-98 "Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів".

Таблиця 5.1

Допустима відстань до струмопровідних частин ВРУ та ПЛ, що перебувають під напругою

Напруга, кВ	Відстань від частин вантажопідіймального крана, мобільного підйомника в робочому та транспортному положеннях від стропів інших знімних вантажозахоплювальних пристроїв і вантажів, м
До 1, 6, 10, 20, 35;	1,0
60, 110;	1,5
150;	2,0
220;	2,5
330;	3,5
400, 500;	4,5
750;	6,0
800 постійного струму	4,5

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Робота стрілових самохідних кранів під контактними проводами міського транспорту без зняття напруги може проводитися за умов забезпечення відстані між стрілою крана і проводами не менше 1000 мм за допомогою обмежувача (упора), який не дозволяє зменшити цю відстань у разі підймання стріли чи висування її секцій.

9. Машиністу дозволяється виконувати роботу в зоні ПЛ, якщо виконуються умови:

1) в шляховому листі занесено запис: "Кран заявлений для роботи поблизу ПЛ, оформлений нарядом-допуском і отриманий на руки";

2) відповідальний за безпечне виконання робіт ознайомлений з проектом виконання робіт поблизу ПЛ під розпис;

3) відповідальним в вахтовому журналі (шляховому листі) проведено запис: "Установку крана на указаному місці перевірів. Роботу крана дозволяю".

4) машиніст повинен бути проінструктований відповідальним за виконання робіт;

5) машину заземлено з допомогою переносного заземлення. Крани на гусеничному ходу при установці їх безпосередньо на ґрунті заземлювати не потрібно.

6) перевірено справність спецтехніки шляхом випробування в холосту усіх механізмів;

7) в кабіні машини на видному місці установлений плакат (табличка) з показом випадків заборони роботи під ПЛ і безпечної відстані роботи крана від ПЛ.

10. Стропальники мають бути забезпечені розрахованими, випробуваними та промаркованими знімними вантажозахоплювальними пристроями і тарою належної вантажопідймальності.

11. У кабіні та на місці виконання робіт має бути перелік вантажів, що переміщуються вантажопідймальними кранами та машинами, із зазначенням їх маси. Машиністам кранів і стропальникам, що обслуговують стрілові крани, такий перелік видається на руки під підпис. Також у кабіні стрілового са-

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.110.МРПЗ

Арк.

мохідного крана мають бути таблиця допустимих відстаней від основи укосу котловану (канави) до найближчих опор крана (табл. 5.2).

Таблиця 5.2

Найменша допустима відстань від основи укосу котловану (канави) до найближчих опор вантажопідіймального крана.

Глибина котловану (канави), м	Відстань від основи укосу до найближчої опори* для ненасипного ґрунту, м				
	піщаного і гравійного	супіщаного	суглинного	глинистого	лесового сухого
1	1,5	1,25	1,0	1,0	1,0
2	3,0	2,4	2,0	1,5	2,0
3	4,0	3,6	3,25	1,75	2,5
4	5,0	4,4	4,0	3,0	3,0
5	6,0	5,3	4,75	3,5	3,5

*Найближча опора - край виносної опори самохідного стрілового крана, мобільного підйомника або край основи укосу баластної призми вантажопідіймального крана, що переміщується крановими коліями

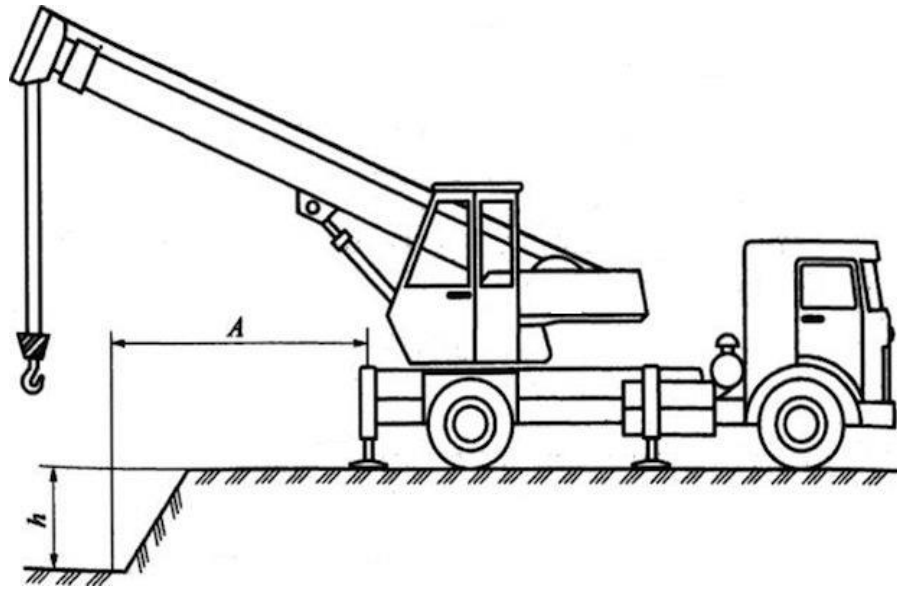


Рис. 5.1. Установка крана біля котловану:

A – відстань від котловану; h – глибина котловану

12. Під час роботи вантажопідіймального крана чи машини має бути встановлений порядок обміну умовними сигналами між стропальниками та машиністами кранів. Дозволяється подавати словесні сигнали (голосом), якщо відстань між стропальником і машиністом крана не перевищує 10 м. Під

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

час зведення споруд заввишки більше 36 м має застосовуватися двосторонній радіо- або телефонний зв'язок.

13. Якщо зона, що обслуговується вантажопідіймальним краном чи машиною, повністю не має огляду з кабіни, а між машиністом і стропальником відсутній радіо- або телефонний зв'язок, для передавання сигналів машиністу крана повинен бути призначений працівником, відповідальним за безпечне проведення робіт, сигнальник з числа стропальників. У разі обслуговування одного крана двома або більше сигнальниками один із них призначається старшим.

14. У разі потреби встановлення стрілового самохідного крана на виносних опорах вони мають установлюватися на всіх виносних опорах, що в них є. Під опори підкладаються міцні та стійкі підкладки, які є інвентарним приладдям крана.

15. Під час роботи вантажопідіймального крана і машини не дозволяється:

- 1) вхід на вантажопідіймальний кран під час його руху;
- 2) перебування біля стрілового або, що працює, для запобігання затискуванню між поворотною та неповоротною частинами крана;
- 3) підймання вантажу, що знаходиться в нестійкому положенні, або вантажу, підвішеного за один ригь дворогого гака;
- 4) підймання та переміщення вантажу з людьми, що перебувають на ньому. Підймання працівників вантажопідіймальними кранами для виконання робіт дозволяється за умови використання для цього спеціальних кошиків;
- 5) підймання вантажу, засипаного землею або примерзлого до землі, заваленого іншими вантажами, закріпленого болтами або залитого бетоном, а також металу та шлаку, який захопив у печі або приварився після зливання;
- 6) підтягування кранами вантажів під час їх підймання та опускання, підтягування вантажу землею, підлогою чи рейками гаком крана за похилого положення вантажних канатів, а також переміщення залізничних вагонів,

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

платформ, вагонеток або візків гаком без застосування напрямних блоків, які забезпечують вертикальне положення вантажних канатів;

7) звільнення за допомогою вантажопідіймальних кранів та машин за-
тиснених вантажів, стропів, канатів або ланцюгів;

8) відтягування вантажу під час підймання, переміщення та опускання.
Для розвороту довгомірних і великогабаритних вантажів під час їх підйман-
ня, переміщення та опускання застосовуються довгомірні гаки або відтяжки;

9) вирівнювання вантажу, що підіймається, переміщується та опуска-
ється власною масою тіла працівника, а також поправлення стропів з підві-
шеним вантажем;

10) подавання вантажу у віконні прорізи та на балкони без спеціальних
приймальних площадок або спеціальних пристроїв;

11) використання кінцевих вимикачів як робочих органів для автома-
тичної зупинки механізмів;

12) робота з виведеними з ладу або несправними приладами і пристро-
ями безпеки та гальмами, наявними тріщинами несучих металоконструкції та
огорожі, ослабленими стиками металоконструкцій або деталей механізмів,
недопустимим спрацюванням гаків, канатів, ланцюгів, несправними механі-
змами та крановою колією;

13) увімкнення механізмів вантажопідіймального крана під час перебу-
вання працівників на крані поза його кабіною (галереї, машинному примі-
щенні, стрілі, противазі тощо). Дозволяється перебувати працівникам, що
здійснюють огляд і регулювання механізмів та електрообладнання. У цьому
разі вмикання механізмів проводиться за сигналом працівника, який здійс-
нює огляд;

14) виконувати одночасно піднімання або опускання двох вантажів, ро-
зташованих близько один від одного.

5.2 Вимоги безпеки під час роботи в аварійних ситуаціях

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

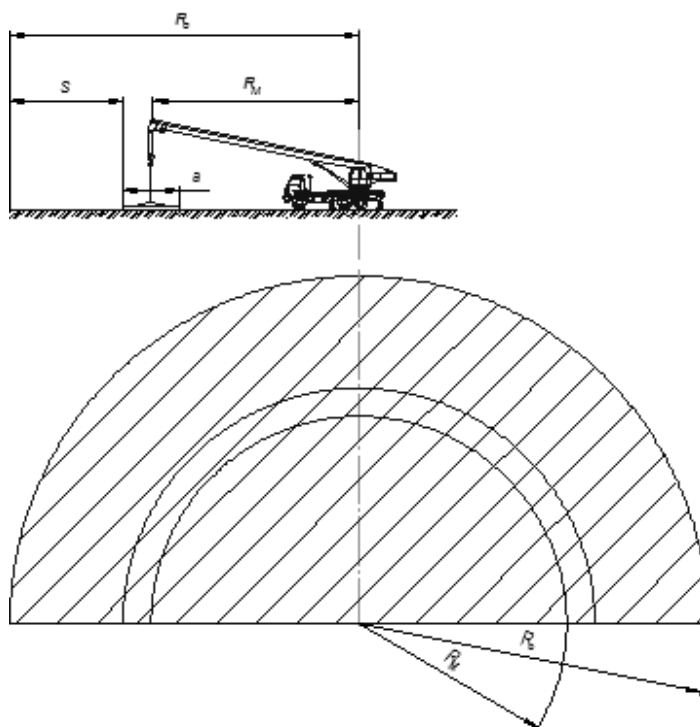
Роботу з діючими електроустановками із застосуванням автомобілів, вантажопідіймальних машин, механізмів проводять за нарядом з проведенням цільового інструктажу. При цьому водії, кранівники, машиністи, стропальники, що працюють в охоронній зоні ПЛ, повинні мати групу II з електробезпеки. Їх робота повинна здійснюватися під наглядом одного працівника з числа оперативного персоналу, або особи, яка видала наряд, або відповідального керівника робіт. В електроустановках напругою до 1000 В це може бути і виконавець робіт, що має групу IV. При виконанні будівельно-монтажних робіт - відповідальний керівник або виконавець робіт, що має групу III.

Відповідно до НПАОП 0.00-4.12-05 "Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці" [21] первинний інструктаж відрядженого персоналу повинен проводити працівник організації - власника електроустановок з числа адміністративно-технічного персоналу, що має групу V при проведенні робіт в електроустановках напругою вище 1000 В або має групу IV при проведенні робіт в електроустановках напругою до 1000 В.

У рядку наряду-допуску "Окремі вказівки" має бути зроблений запис про призначення працівника, відповідального за безпечне проведення робіт кранами (підйомниками), із зазначенням посади, прізвища та ініціалів.

Проїзд автомобілів, вантажопідіймальних машин під ПЛ дозволяється в місцях найменшого провисання проводів, тобто ближче до опор.

При установці крана на місці роботи відповідальний керівник робіт (або виконавець робіт) спільно з допускає повинні визначити необхідний сектор переміщення стріли і обмежити його жердинами з прапорцями, а в нічний час - сигнальними вогнями.



Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІП.480000.110.МРПЗ

Арк.

Рис. 5.2. Схема небезпечної зони стрілового крану:

R_m – максимальний виліт гаку крану; R_o – радіус небезпечної зони;
 a – довжина вантажу; S – відстань від гаку, до можливого падіння вантажу

Установка і робота вантажопідіймальних механізмів безпосередньо під проводами ПЛ напругою до 35 кВ включно, які знаходяться під напругою, не допускається.

При роботах у ВРУ і в межах охоронної зони ПЛ без зняття напруги механізми і вантажопідіймальні машини слід заземлювати.

Якщо внаслідок зіткнення зі струмовідними частинами або внаслідок дії електричного розряду механізм чи вантажопідіймальна машина опиняться під напругою, доторкатися до них і спускатися з них на землю або підніматися на них до зняття напруги забороняється. При цьому машиніст повинен негайно вжити заходів до якнайшвидшого розриву виниклого контакту і відведенню рухомої частини механізму від струмоведучих частин на дозволена відстань, а так само попередити оточуючих про те, що механізм перебуває під напругою.

Не допускається робота вантажопідіймальних машин за вітру, що викликає наближення на неприпустиму відстань до струмоведучих частин вантажів або вільних від них тросів, канатів.

У критичних ситуаціях, коли сталося замикання високогабаритною машиною проводів ПЛ, не треба поспішати покинути її. Ні в якому разі не можна знімати дріт з машини вручну або за допомогою будь-яких предметів. Слід спробувати звільнитися від нього маневруванням машини, опусканням підйомника і т.п. і від'їхати на безпечну відстань (навіть на спущених шинах, якщо вони прогоріли). Якщо цього зробити не вдалося, потрібно сигналами привернути увагу інших працівників або особи, яка наглядає за роботою, щоб вони негайно повідомили в електромережеве господарство для відключення даної ділянки мережі. При наявності мобільного телефону це може зробити і сам працівник, що потрапив в таку ситуацію. Очевидно, що організовуючи роботу поблизу повітряних ПЛ, працівника в ході проведення цільового інструктажу слід відповідним чином проінструктувати і простежити, щоб він мав мобільний телефон.

Машину можна залишити після того, як буде знеструмлений дану ділянку мережі. В екстрених випадках (наприклад, при загорянні) машину покидають стрибком на зімкнуті ноги, виключивши одночасне торкання з машиною і землею, тобто не створюючи струмового кола від машини на землю через тіло.

У зоні машини діє крокова напруга (ближче 8 м - небезпечно для життя), тому віддалятися від машини потрібно, не відриваючи ступні від землі і один від одного, роблячи дуже короткі кроки по 2-3 см (щоб не створювати пікових струмових навантажень на сер-

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.110.МРПЗ

Арк.

цеву і легеневу системи організму під час відриву і постановки ступні на землю). Підходити до такої машини, і тим більше торкатися її, навіть при спробі надати допомогу, без засобів захисту надзвичайно небезпечно.

					ДІТ.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі розглянуто конструктивне виконання захисних систем мостових кранів. Виконано порівняльний аналіз різних типів буферних пристроїв за будовою, за принципом дії, за ефективністю роботи під час контакту крана з тупиковим упором.

Запропонована математична модель руху мостового крана при наїзді на тупикові упори дозволяє провести аналіз ефективності різних типів пружних кранових буферів, встановити раціональні параметри та характеристики.

Встановлено вплив параметрів буферних пристрів на динамічні навантаження, які сприймають елементи конструкції крана та підкранових споруд під час їх спрацювання, та на характеристики динамічних процесів гальмування.

					<i>ДІП.480000.110.МРПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання: НПАОП 0.00-1.80-18, 2018.
2. Статистика несчастных случаев и отказов при работе грузоподъемных кранов / Sinay Juria // Hebezeuge und Fordern. 1992. – №2. – С. 58–63.
3. Рабей В. В. Анализ повреждаемости буферов мостовых кранов / В. В. Рабей // Управление и высокие технологии. – 2012. – №2(18). – С. 59–66.
4. Иванов В. Н. Совершенствование защитных систем грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути / В. Н. Иванов, И. И. Исьемини, И. Б. Седов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2009. – №5 (93). – С. 13–16.
5. Ерофеев Н. И. Предохранительные и сигнализационные устройства кранов / Н. И. Ерофеев. – М. : Машиностроение, 1980. – 152 с.
6. Казак С. А. Быстродействие тормозов крановых механизмов / С.А. Казак//Безопасность труда в промышленности. – 1981.– № 5.– С.17–18.
7. Петухов П. З. Буферные устройства. Конструкции и расчет / П. З. Петухов. – М. : Машгиз, 1948. – 108 с.
8. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины / Б. С. Ковальский ; Харьков. высш. командно-инж. уч-ще. – Харьков, 1963. – 216 с.
9. Грузоподъемные машины / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов Н. А. [и др.]; под ред. М. П. Александрова. – М. : Машиностроение, 1986. – 398 с.
10. Іваненко О. І. Підвищення ефективності захисної системи вантажопідійомних кранів при угоні вітром : автореф. дис. ... канд. техн. наук / О. І. Іваненко ; Одес. держ. політехн. ун-т. – О., 1999. – 19 с.
11. Мартынов А. В. Исследование гравитационного торможения мостовых кранов и крановых тележек : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. В. Мартынов; Новочеркасск. политехн. ин-т.– Новочеркасск, 1976.– 20 с.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Семенюк В. Ф. Влияние геометрических параметров на качество буферного устройства роликового типа / В. Ф. Семенюк, В. Н. Лингур // Проблемы производства и безопасности эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России: сб. тр. науч.-практ. конф., 21-24 мая 2002 года, г. Одесса. – Одесса, 2003. – С. 180–184.

13. Семенюк В. Ф. Крановое пружинно-шариковое буферное устройство / В. Ф. Семенюк // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2013. – № 6. – С. 16–17.

14. Ісьєміні І. І. Дослідження динамічних процесів при гальмуванні мостових кранів пневмогідравлічними буферними пристроями/ І. І. Ісьєміні, Л. А. Родіонов // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2011. – Вип. 7-8. – С. 23–31.

15. Мартынов А. В. Исследование гравитационного торможения мостовых кранов и крановых тележек : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. В. Мартынов; Новочеркасск. политехн. ин-т.– Новочеркасск, 1976.– 20 с.

16. Дейнега В. И. Защита мостовых кранов от ударов при наездах на тупиковые упоры : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. И. Дейнега; Новочеркасск. политехн. ин-т. – Новочеркасск, 1987. – 16 с.

17. Жуков В. Г. Повышение безопасности эксплуатации башенных кранов на рельсовом ходу : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Г. Жуков. – Новочеркасск, 2004. – 20 с.

18. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова.– М.: Наука, 1964. – 336 с.

19. Казак С. А. Статистическая динамика нагружения подъемно-транспортных машин / С. А. Казак. – Свердловськ. Урал. политехн. ин-т., 1988.– 86 с.

20. Ісьєміні І. І. Підвищення ефективності захисних систем кранів мостового типу застосуванням пневмогідравлічних буферів: дис. ... канд. техн. наук / І. І. Ісьєміні. – Харків, 2014.– 154 с.

21. НПАОП 0.00-4.12-05 "Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці".-26.01.2005/ Наказ №15 / Держ.комітет України з нагляду за охороною праці // Зареєстр. Мін'юст. України / 15.02.2005 / №231 / 10511.

					ДІП.480000.110.МРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		