

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Машинобудівний

(повне найменування інституту, назва факультету)

Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему: Теоретичні дослідження навантажень на елементи колодезного крана.

Виконав: студент VI курсу, групи М-313м
спеціальності (напряму підготовки)

133 Галузеве машинобудування

(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

Єременко О.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Клименко А.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Поліщук М.С.

(прізвище та ініціали)

м.Запоріжжя
2018 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет Машинобудівний
 Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) магістр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
 (код і назва)

Напрямок підготовки _____
 (код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

Мартовицький Л.М.

"17" 12 2018 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Єременко Олександр Валерійовичу
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Теоретичні дослідження навантажень на елементи колодязного крана.

керівник проекту (роботи) ст.викл. Клименко А.В.
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «07» листопада 2018 р № 334

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 10.12.2018р.

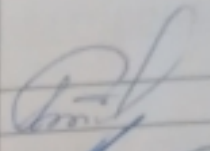
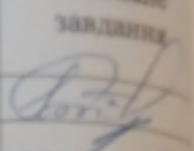
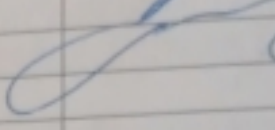
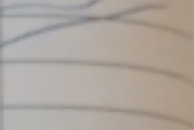
3. Вихідні дані до проекту (роботи)

Дослідження елементів колодязного крана Q = 16/20 т.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Огляд літератури; 2 Дослідження динамічних процесів, які виникають в аварійних ситуаціях; 3. Дослідження динамічних процесів, які виникають в період нормальної експлуатації крана та вплив їх на витривалість металоконструкції; 4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; ВИСНОВОК

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1 лист – Загальний вид колодязного крана; 2 лист – Динамічні моделі крана.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконання завдання
1 - 3	Клименко А.В.		
4	Нестеров О.В.		

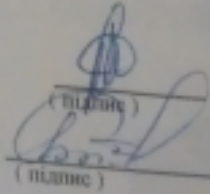
7. Дата видачі завдання 03.10.2018р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1.	Видача завдання до магістерської роботи	03.09.18	03.09.18
2.	Розробка робочого плану магістерської роботи за узгодженням з науковим керівником	24.09.18 – 28.09.18	24.09.18 – 28.09.18
3.	Написання I, II, III розділу та представлення його на кафедрі в друкованому вигляді	01.10.18 – 30.11.12	01.10.18 – 30.11.12
4.	Написання IV розділу та представлення його на кафедрі в друкованому вигляді	03.12.18 – 07.12.18	03.12.18 – 07.12.18
5.	Подання роботи на кафедрі в остаточному чистовому оформленні	10.12.2018	10.12.2018
6.	Захист магістерської роботи перед ДЕК	19.12.18	

Студент

Керівник проекту (роботи)


 (підпис)
Єременко О.В.
(прізвище та ініціали)Клименко А.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота "Теоретичні дослідження навантажень на елементи колодезного крана": 82 с., 25 рис., 17 табл., 51 джерел.

Об'єктом дослідження є колодезний кран, який представляє собою металургійні крани мостового типу та застосовується для обслуговування нагрівальних колодців. Предметом дослідження є візок колодезного крану, який обладнаний жорсткою шахтою і керуючими кліщами, які призначені для захвату злитків.

Мета роботи – виявити сили та навантаження теоретичним дослідженням, які діють на елементи колодезних кранів при виконанні їх основних виробничих операцій.

Методи дослідження: розрахунково-аналітичний, з використанням програмних продуктів MatLad, Word, Excel, КОМПАС.

Основні положення роботи. Розроблено метод визначення динамічних переміщень та напружень в металоконструкції крана з жорстким підвісом вантажу при наїзді нижнього кінця підвісу на упор. Досліджено вплив різних способів гальмування на динамічні напруги в балках моста і довговічність металоконструкції. Встановлено найбільш небезпечний випадок розподілу нерівності.

Значимість роботи і висновки. Теоретичними дослідженнями отримані навантаження на елементи колодезного крана для різних випадків навантаження крана.

Ключові слова: КОЛОДЕЗНИЙ КРАН, ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ, ЖОРСТКІСТЬ, ЗЛИТКИ, КЛІЩІ, МІЦНІСТЬ, МАСА, НАВАНТАЖЕННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ.....	11
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ В АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	17
2.1 Наїзд крана на буферний упор.....	17
2.1.1 Види буферних упорів.....	17
2.1.2 Динаміка крана при наїзді на буфери.....	17
2.1.3 Визначення динамічних навантажень і параметрів буферних упорів.....	25
2.2 Визначення динамічних навантажень, які виникають при наїзді штанги крана на упор.....	38
2.2.1 Рівняння руху крана.....	38
2.2.2 Приклад розрахунку.....	46
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ В ПЕРІОД НОРМАЛЬНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КРАНА ТА ВПЛИВ ЇХ НА ВИТРИВАЛІСТЬ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ.....	58
3.1 Розгін та гальмування.....	58
3.1.1 Рівняння руху крана при розгоні.....	58
3.1.2 Дослідження гальмування крана.....	61
3.2 Вплив динамічних навантажень на довговічність металоконструкцій крана.....	63
3.2.1 Особливості розрахунку металоконструкції крана на витривалість.....	63
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ....	67
4.1 Аналіз потенційних небезпек	67
4.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки.....	68
4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	69
4.4 Заходи з пожежної безпеки.....	72
4.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	74
ВИСНОВОК	77
СПИСОК ПОСИЛАНЬ	78

ВСТУП

Для підвищення ефективності і рентабельності виробництва, транспорту та інших галузей економіки необхідно повсюдне впровадження механізації, а по можливості, і комплексної автоматизації. При проведенні важких трудомістких робіт з перевантаження, транспортування та складування велика роль в процесі автоматизації належить мостовим кранам, включенню їх в різні технологічні операції і цикли.

Все різноманіття існуючих мостових кранів за способом підвісу вантажу можна розділити на два види: крани загального призначення з гнучким підвісом вантажу і спеціальні крани з жорстким підвісом вантажу.

Крани загального призначення більш прості у виготовленні, однак, через можливість розгойдування вантажу на гнучкому підвісі, швидкість пересування таких кранів лімітується, що в свою чергу не задовольняє вимогам, що пред'являються до темпу роботи в ряді технологічних процесів. Крім цього, крани загального призначення, як правило, забезпечені гаковою підвіскою, застосування якої додатково вимагає залучення підкранових робітників (стропальників).

Використання жорсткого підвісу дає можливість експлуатувати цей вид кранів при виконанні таких операцій, як переміщення розпечених предметів, робота в небезпечних для людини умовах, складування на висотних стелажах, тобто там, де неможливо залучити стропальників. Крани з жорстким підвісом вантажу застосовуються на виробництвах: мартенівському, прокатному, ковальсько-пресовому, мідеплавильному; на атомних електростанціях і складах. До числа кранів з жорстким підвісом вантажу відносяться: колодязні (рис. 1), крани для роздягання злитків (стриперних), посадочні, завалочні, штабелери, крани з підхватами.

Металургійні крани з жорстким підвісом вантажу конструктивно складніші, так як вони повинні виконувати більшу кількість робочих рухів. Їх типовими представниками є колодязні і стриперних крани.

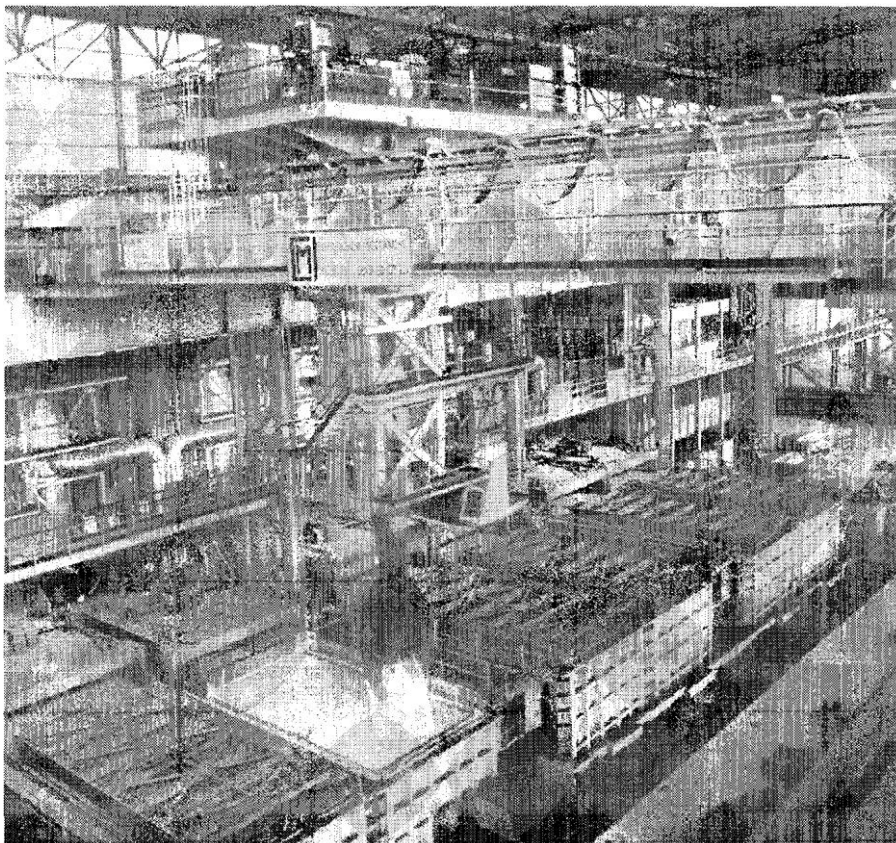


Рисунок 1 – Колодцевый кран

Колодязні крани призначені для посадки сталевих злитків в спеціальні нагрівальні колодязні печі, а також подачі злитків, нагрітих до температури прокатки, на злитковоза або на приймальний рольганг прокатного стану (слябінга або блюмінга). Крім основних робіт з видачі злитків колодязні крани виконують різні підйомно-транспортні операції при ремонтах і чищенні криниць, при ремонтах злитковоза і механізмів, а також збиральні роботи. Крани для роздягання злитків працюють в спеціальних (стриперних) відділеннях мартенівських цехів і виконують різні технологічні операції, пов'язані з роздяганням сталевих злитків, відлитої з розширенням догори, і відривом від піддонів злитків, відлитої з розширенням донизу.

Основою кожного крана є металоконструкції. Для мостових кранів це міст, що складається з двох головних (прогонових) і двох кінцевих балок. На головних балках укладено рейки, по яким пересувається вантажний візок. Спільною особливістю розглянутих кранів є наявність на їх візках шахт і колон, консольно опускаються між головними балками моста, на якому розташований вантажозахватний орган, кабіни управління і окремі вузли механізмів.

Створення сучасних конструкцій нерозривно пов'язане з вдосконаленням методів їх розрахунку, теоретичного і експериментального визначення діючих на них навантажень і спричинених ними напружень. Металургійні крани відносяться до груп класифікації А7 і А8 за міжнародними стандартами ІСО 430111, що відповідає важкому і дуже важкому режимам роботи, тому питання, пов'язані зі збільшенням міцності, надійності та довговічності металоконструкцій цих кранів, є актуальними.

Металеві конструкції кранів відчувають вплив від різноманітних навантажень, як статичних, так і динамічних. До статичних відносяться навантаження від маси металоконструкції, вантажного візка і вантажу, що піднімається. Істотне навантаження металоконструкцій розглянутих кранів обумовлено динамічними навантаженнями. Особливістю металургійних кранів є те, що маса вантажу, що піднімається у багато разів менше маси візка.

Тому в умовах нормальної експлуатації основні динамічні навантаження виникають не при підйомі вантажу, а в періоди несталого руху (при розгоні і гальмуванні), а також при несприятливому стані підкранових колій. Крім перерахованих навантажень в кранах з жорстким підвісом вантажу можуть мати місце особливі випадкові навантаження. Це - навантаження, що діють на металоконструкцію крана при наїзді його на буферні упори або при наїзді нижнього кінця підвісу на жорсткий упор.

Розрахунки кранових металоконструкцій повинні проводитися на міцність і витривалість. При розрахунку на міцність використовуються такі навантаження, які при одноразовій дії можуть вивести кран з ладу. Для кранів з жорстким підвісом вантажу до них відносяться навантаження, що виникають при наїзді нижнього кінця підвісу на жорсткий упор, і навантаження, що передаються на металоконструкцію при наїзді на буферні упори. Ці навантаження викликають найбільші напруження і часто призводять до аварій внаслідок сходу вантажного візка з рейки. Дані навантаження є найменш дослідженими. Існуючі методи розрахунку розглядають задачу за їхнім визначенням в спрощеному вигляді і не дають можливості оцінити різні конструктивні способи зниження цих навантажень, що застосовуються на практиці.

Для розрахунку крана на витривалість необхідно отримати гістограми напружень в розрахункових перетинах балок моста при виконанні краном всіх можливих операцій з урахуванням різного положення вантажного візка. Елементи металоконструкцій кранів з жорстким підвісом вантажу мають великі маси, тому в періоди розгону і гальмування виникають значні інерційні навантаження. При цьому корисно розглянути різні способи гальмування крана і досліджувати їх вплив на довговічність металоконструкцій. Доцільно також провести оцінку впливу випадкових відхилень підкранових колій у вертикальній площині на величини динамічних напружень і довговічність металоконструкцій кранів з жорстким підвісом вантажу, що раніше не досліджувалась.

Метою цієї роботи є:

1. Розробка методу визначення динамічних навантажень, що виникають при наїзді нижнього кінця підвісу на жорсткий упор, з урахуванням можливості відриву ходових коліс вантажного візка від рейки.
2. Розробка методів визначення динамічних навантажень при використанні різних конструктивних способів захисту від аварій кранів з жорстким підвісом вантажу при наїзді нижнього кінця підвісу на упор.
3. Визначення динамічних навантажень на металоконструкції при наїзді кранів на буферні упори і аналіз умов відриву ходових коліс вантажного візка від рейки.
4. Оцінка впливу на довговічність кранових металоконструкцій випадкових нерівностей підкранових колій у вертикальній площині і різних способів гальмування кранів.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

Металоконструкція - це найбільш металомістка частина крана, від маси якої залежить в основному його собівартість. Вага металоконструкції визначає навантаження, що передаються краном на підкранові шляхи, що позначається на міцності будівельних конструкцій. В той же час експлуатація всіх кранів, а тим більше металургійних, повинна бути безпечною.

Розрахунки кранових металоконструкцій при їх проектуванні, як в нашій країні, так і за кордоном, виробляються за нормами, зазначеними в різних РТМ, РД, Остах і т.д. [22, 26 - 31]. У цих документах наводяться різні розрахункові сполучення нормативних статичних і динамічних навантажень, які слід розглядати при розрахунках металоконструкцій. При цьому окремо розглядаються навантаження, необхідні для проведення розрахунків елементів металоконструкцій на міцність і стійкість, і навантаження, які використовуються для розрахунків на витривалість.

Для визначення нормативних навантажень в цих документах пропонуються прості формули, але для оцінки міцності вводяться різні коефіцієнти перевантаження нормативних навантажень. В останніх РТМ і РД [26, 30, 31] максимальні еквівалентні напруження, отримані в найбільш навантажених елементах при зазначених розрахункових сполученнях, пропонується порівняти з добутком $R_y \gamma_c$, де, згідно з РД і ОСТ [22, 26, 30, 31], R_y - розрахунковий опір матеріалу; γ_c - коефіцієнт умови роботи. В свою чергу розрахунковий опір визначається у вигляді

$$R_y = \frac{R_{yn}}{\gamma_m},$$

де R_{yn} - нормативний опір матеріалу (межа плинності); γ_m - коефіцієнт надійності за матеріалом.

Аналогічно, при розрахунку на витривалість, згідно [30], основна розрахункова формула набуває вигляду

$$\sigma_{np} \leq R'_v \gamma_c,$$

де R'_v - розрахунковий опір втоми; σ_{np} - наведені напруження стаціонарного симетричного циклу, еквівалентні нестаціонарним напруженням.

Крани з жорстким підвісом вантажу мають ряд конструктивних особливостей, тому в останніх РД [26] для них розроблені спеціальні поєднання розрахункових навантажень, відмінні від тих, що використовуються для кранів з гнучким підвісом вантажу [31].

Для оцінки динамічних навантажень, що діють на кранові металоконструкції, проводилися численні теоретичні та експериментальні дослідження.

Перше дослідження динамічних навантажень в кранах з жорстким підвісом вантажу було проведено Суторихиним В. Н. в 1957 р [45]. Теоретична частина цієї роботи будувалася в припущенні абсолютної жорсткості кранових мостів, враховувалися тільки податливості шахт і колон. Далі широкі теоретичні та експериментальні дослідження навантажень, що діють на металоконструкції колодязних і стріперних кранів, були проведені у ВНИИПТмаші [36 - 38]. В результаті цих досліджень були встановлені частоти коливань металоконструкцій, випробуваних (колодязного і стріперних) кранів, динамічні переміщення кранових мостів при розгоні, гальмуванні, наїзді на упор нижнього кінця колони колодязного крана.

В теоретичній частині робіт [36 - 38] розглядалися різні динамічні моделі (в основному трьохмасові), в яких враховувалася як податливість шахти, так і податливість моста в вертикальному і горизонтальному напрямках. Отримані значення переміщень балок моста дозволили для всіх зазначених випадків навантаження визначити динамічні коефіцієнти

$$\mu = \frac{y_{cm} + y_{дин}}{y_{cm}},$$

де y_{cm} - прогин балок моста крана від ваги вантажного візка з вантажем; $y_{дин}$ - динамічний прогин балок моста в вертикальному напрямку від дії будь-яких

зазначених вище навантажень. Проведені дослідження показали, що в кранах з жорстким підвісом вантажу при розрахунках на міцність динамічні навантаження, що виникають при відриві вантажу від "землі", не є лімітуючими, так як складають $\sim 10\%$ від статичної ваги вантажного візка з вантажем.

З появою ЕОМ для дослідження динаміки металургійних кранів Суторіхіним В. Н. була запропонована більш складна динамічна модель [47], яка давала можливість досліджувати також і завалочні крани. У роботах [49, 50] із запропонованої ним загальної моделі виходили спрощені динамічні моделі конкретних кранів, для яких були отримані розрахункові динамічні навантаження. В цих роботах навантаження, створювані електродвигунами, вважалися або постійними, або змінними по експоненціальному закону. Перехідний процес, пов'язаний зі зміною навантажень, створюваних електродвигунами при перемиканні їх з однієї механічної характеристики на іншу, не враховувався. Вантажний візок розташовувався тільки в середині прольоту. При розгляді випадку наїзду на упор нижнього кінця жорсткого підвісу не враховувалася можливість відриву ходових коліс вантажного візка від рейки.

В роботі [39] вперше визначалися в часі не тільки динамічні навантаження, але і напруження, що виникають в різних перетинах балок моста при розгоні, механічному гальмуванні і при наїзді на упор.

Відповідно до методики розрахунку металоконструкцій кранів на витривалість [11, 12, 30] необхідно визначення динамічних напружень в різних перетинах балок моста (де є концентратори напружень) при різних положеннях вантажного візка. Так як основними динамічними навантаженнями, що визначають напруження, що змінюються по симетричному циклу, є ті, що виникають при розгоні і гальмуванні моста крана, то доцільно уточнення динамічних навантажень при різних способах гальмування кранів.

Вплив випадкових відхилень підкранових колій в горизонтальній площині на величини бічних сил, що діють на ходові колеса кранів, вже досліджувалося рядом авторів [17, 19]. Однак ні в одному дослідженні не оцінювався вплив випадкових нерівностей підкранових колій у вертикальній площині на напруження в балках моста, які можуть виникати в кранах з жорстким підвісом вантажу при пересуванні їх уздовж шляхів з постійною швидкістю.

В кранах з жорстким підвісом основні частоти коливань, що виникають при русі їх уздовж підкранових колій, істотно нижче, так як вони визначаються парціальними коливаннями шахти і колони з вантажем щодо поздовжньої осі моста крана. Для цих кранів доцільно проведення дослідження коливань, які виникають при русі крана по шляхах, які мають випадкові відхилення в вертикальній площині.

При експлуатації кранових металоконструкцій найбільшу кількість пошкоджень викликається втомною. Найбільш повні питання довговічності елементів кранових металоконструкцій досліджені в роботі [34]. В даній роботі пропонується розглядати дві стадії процесу втомного руйнування. До першої стадії відноситься період до появи магістральної тріщини обмежених розмірів. На цій стадії справедлива лінійна гіпотеза додавання пошкоджень. Друга стадія відповідає процесу розвитку тріщини від граничного розміру до досягнення критерію руйнування. Результати великих досліджень процесу зростання тріщин наведені також в роботі [24].

В металоконструкції крана завжди можна встановити, де може початися утворення втомної тріщини. При цьому, згідно з [34], слід розрізняти два типи вузлів. До першого типу відносяться ті, в яких напружений стан повністю визначається зовнішніми навантаженнями. До них відносяться вузли, розташовані в основних розрахункових перетинах балок мостових кранів. Ці вузли розташовуються у зварних швах в розтягнутих зонах поперечних перерізів. Кількість циклів навантаження цих вузлів пропорційно кількості циклів роботи крана. Втомні тріщини в вузлах цього типу ростуть з

наростаючою швидкістю і можуть призводити до повного руйнування конструкції.

В вузлах другого типу напружений стан є результатом місцевої дії навантаження. До них відносяться, наприклад, підрейкові вузли головних балок мостових кранів, надбуксові вузли кінцевих балок. Кількість циклів навантаження цих вузлів практично не пов'язане з числом циклів роботи крана. Напруження в вузлах другого типу можуть залежати від якості виготовлення металоконструкції. Втомні тріщини в цих вузлах не призводять до втрати несучої здатності конструкції в цілому.

Отже, при якісному виготовленні металоконструкції і нормативних умов експлуатації, довговічність лімітується ресурсом витривалості найбільш напружених елементів і вузлів, що відносяться до першого типу. Протягом терміну служби крана при впливі зовнішніх навантажень відбувається вироблення цього ресурсу, що призводить до виникнення втомних пошкоджень.

Питання накопичення пошкоджень в сучасній постановці детально розглянуті в роботах Дж. Богданоффа, Ф. Козіна [5] і Болотина В. В. [7].

Зростання втомних тріщин і питання живучості розглянуті в роботах [13, 14], однак для мостових кранів не допускається робота конструкцій з тріщинами. Для цього проводиться регулярний огляд металоконструкцій, і утворені магістральні тріщини заварюються.

Для проведення розрахунків металоконструкцій розглянутих кранів на міцність необхідно максимально точно визначити значення найбільших напружень і переміщень, що виникають у разі наїзду нижнього кінця колони на жорсткий упор. Істотні динамічні навантаження передаються на металоконструкції розглянутих кранів і при наїзді на буферні упори. Дослідженню цих навантажень присвячені роботи [11, 25, 48, 51]. В цьому випадку навантаження також можливий відрив коліс ходового візка від рейки. Але в проведених дослідженнях ця умова не розглядалося.

У зазначених дослідженнях не визначалися динамічні навантаження при різних положеннях вантажного візка (всюди вважалося, що вантажний візок перебувала посередині прогону).

Постановка проблеми. З проведеного огляду науково-технічної літератури, присвяченій теорії і методів розрахунку кранових металоконструкцій, слідує, що необхідне проведення подальших теоретичних досліджень, які дозволяють обґрунтувати нові методи визначення динамічних навантажень.

Цілі магістерської роботи:

1. Розробка методів визначення динамічних навантажень і відповідних напружень при наїзді нижнього кінця підвісу на жорсткий упор з урахуванням відриву коліс вантажного візка від рейки.

2. Визначення динамічних навантажень на металоконструкції при наїзді кранів з жорстким підвісом вантажу на буферні упори і аналіз умов відриву ходових коліс вантажного візка від рейки.

3. Оцінка динамічних навантажень і напружень в перетинах моста при різних положеннях вантажного візка в разі розгону і гальмування крана.

4. Оцінка впливу різних способів гальмування крана і наявності випадкових нерівностей підкранових колій на довговічність металоконструкцій.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИНΙΚАЮТЬ В АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЯХ

2.1 Наїзд крана на буферний упор

2.1.1 Види буферних упорів

Для пом'якшення ударів в разі наїзду в крайніх положеннях на тупікові упори мостового електричного крана, крани обладнані буферними пристроями буфери, що застосовуються в металургійних кранах з жорстким підвісом вантажу, за принципом роботи поділяють на пружинні і гідравлічні.

Буферні пристрої повинні поглинати найбільшу кількість кінетичної енергії при мінімальній вазі і габаритних розмірах самого буфера. Більшою мірою цій умові задовольняють гідравлічні буфери. Останні, на відміну від пружинних, майже не мають віддачі, а кінетична енергія удару крана переходить в теплову, нагріваючи робочу рідину буфера. Діаграма роботи гідравлічного буфера може мати вигляд трапеції, у пружинних вона має вигляд трикутника. Це, згідно [6], дозволяє гідравлічним буферам поглинати кінетичну енергію майже в два рази більшу, ніж пружинними при однакових максимальних зусиллях на штоках і однакових ходах штоків. Для обмеження зворотного ходу, що виникає після спрацювання пружинного буфера, можливо спільне використання пружинного і гідравлічного буферів односторонньої дії, що працює при віддачі.

2.1.2 Динаміка крана при наїзді на буфери

Для визначення динамічних навантажень, що діють на металоконструкції кранів з жорстким підвісом вантажу при наїзді на буферні упори, використовується шестимасова динамічна модель, вона представлена на рис. 2.1. Вантажний візок розташовується в середині або одну чверть прольоту моста.

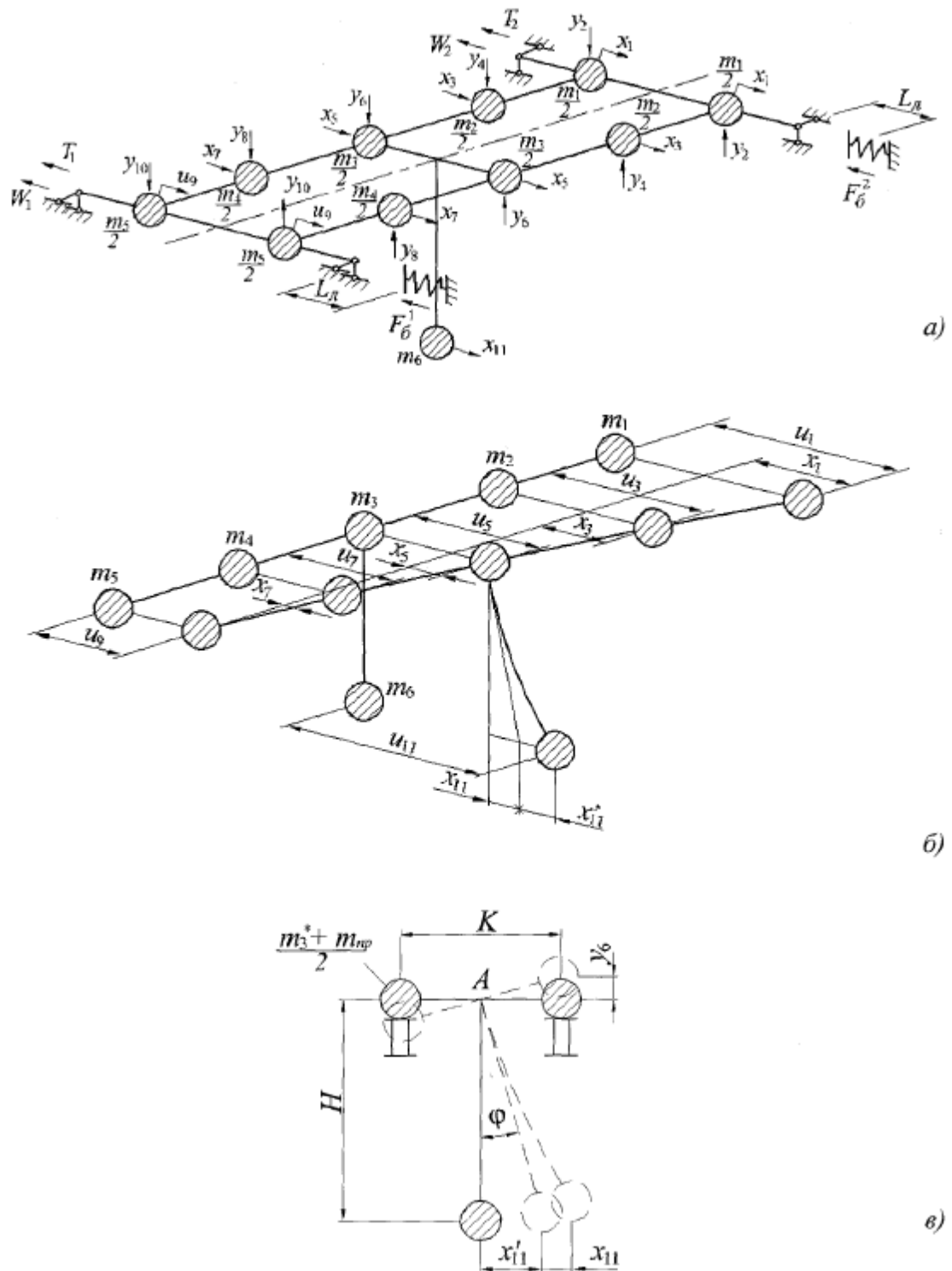


Рисунок 2.1 – Динамічна модель крана при наїзді на буферні упори

У разі розташування вантажного візка посередині прольоту для індексації наведених мас моделі використовувалися такі позначення: m_1 і m_5 - маси кінцевих балок, наведені маси прилеглих до них елементів головних балок (1/8 від їх загальної маси), маси механізмів пересування крана і

приведені до поступального руху, маси обертових елементів механізмів пересування; m_2 і m_4 - наведені маси пролітних балок (1/4 від їх загальної маси); m_3 - приведена маса головних балок (1/4 від їх загальної маси), маса вантажного візка з механізмами і приведена маса верхньої частини шахти і колони; m_6 - приведена маса нижньої частини шахти, колони, маса кліщів і вантажу.

Якщо вантажний візок перебував в чверті прольоту, то маса вантажного візка і приведена маса верхньої частини підвісу ставилися, відповідно, до маси m_4 .

Наведені маси динамічної моделі мали шість горизонтальних $(x_1, x_3, x_5, x_7, u_9, x_{11})$ і п'ять вертикальних переміщень $(y_2, y_4, y_6, y_8, y_{10})$ (рис.2.1, а). Повні горизонтальні переміщення мас m_1, m_2, m_3 и m_4 (рис. 3.1, б) представлені у вигляді сум

$$u_i = u_9 + x_i \quad (i = 1, 3, 5, 7), \quad (2.1)$$

де u_9 - переміщення маси m_5 ; x_i - переміщення відповідної i – ї маси відносно маси m_5 .

Переміщення маси m_6 залежить від положення вантажного візка. Для випадку, коли візок розташовується посередині прольоту

$$u_{11} = u_9 + x_5 + x_{11} + x'_{11}, \quad (2.2)$$

де x_{11} - горизонтальне переміщення вантажу відносно рами вантажного візка, що виникають із-за пружних деформацій шахти і колони; $x'_{11} = \varphi H$ - горизонтальне переміщення вантажу через нахил вантажного візка на кут φ (рис. 2.1, в), де H – відстань по вертикалі від маси m_6 до рівня підвізкових рейок. Кут нахилу візка визначався вертикальними переміщеннями головних

балок $\varphi = 2y_6 / K$, де K – колія вантажного візка.

Коли вантажний візок знаходився біля маси m_4 , повне переміщення u_{11} уявлялось в вигляді

$$u_{11} = u_9 + x_7 + x_{11} + x'_{11}, \quad \text{де} \quad x'_{11} = \frac{2y_8 H}{K}. \quad (2.3)$$

Зовнішніми навантаженнями при наїзді на буферні упори були зусилля, створювані гальмами механізмів пересування (T_1 і T_2), які визначалися за гальмівним моментам, зазначеним в технічних характеристиках крана, сили опору пересуванню крана (W_1 і W_2) і сили, що виникають в буферних пристроях (F_6^1 і F_6^2), що діють у напрямках сил T_1 і T_2

Сумарний опір пересуванню крана

$$W = w M_{кр} g ,$$

де $w = 0,005 \dots 0,007$ - питомий опір пересуванню від сил тертя (1); $M_{кр}$ - маса крана; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння. Сумарний опір пересуванню розподілялося на дві сторони моста крана W_1 і W_2 пропорційно вертикальним реакціям.

Для зниження швидкості крана при підході до буферних пристроїв в кранах передбачені кінцеві вимикачі, які переривають подачу току до двигунів і включають гальма [12]. При спрацьовуванні кінцевого вимикача до контакту крана з буфером зниження швидкості руху крана до половини номінальної відбувається тільки за рахунок гальмівних зусиль (T_1 і T_2) і сил опору (W_1 і W_2).

Після контакту з'являються складові (F_6^1 і F_6^2),

У разі розташування вантажного візка посередині прольоту моста рівняння руху наведених мас мали вигляд:

$$\begin{cases}
x_1 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{1,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{1,3} - (m_3 \ddot{u}_5 + \alpha_5 \dot{x}_5) \delta_{1,5} - (m_4 \ddot{u}_7 + \alpha_7 \dot{x}_7) \delta_{1,7} - \\
- (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{1,11} - (T_2 + W_2 + F_6^1) \delta_{1,1}; \\
y_2 = -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{2,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{2,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{2,6} - \\
- \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{2,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{2,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{2,11}; \\
x_3 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{3,3} - (m_3 \ddot{u}_5 + \alpha_5 \dot{x}_5) \delta_{3,5} - (m_4 \ddot{u}_7 + \alpha_7 \dot{x}_7) \delta_{3,7} - \\
- (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{3,11} - (T_2 + W_2 + F_6^1) \delta_{3,1}; \\
y_4 = -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{4,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{4,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{4,6} - \\
- \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{4,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{4,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{4,11}; \\
x_5 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{5,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{5,3} - (m_3 \ddot{u}_5 + \alpha_5 \dot{x}_5) \delta_{5,5} - (m_4 \ddot{u}_7 + \alpha_7 \dot{x}_7) \delta_{5,7} - \\
- (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{5,11} - (T_2 + W_2 + F_6^1) \delta_{5,1}; \\
y_6 = -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{6,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{6,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{6,6} - \\
- \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{6,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{6,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{6,11}; \\
x_7 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{7,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{7,3} - (m_3 \ddot{u}_5 + \alpha_5 \dot{x}_5) \delta_{7,5} - (m_4 \ddot{u}_7 + \alpha_7 \dot{x}_7) \delta_{7,7} - \\
- (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{7,11} - (T_2 + W_2 + F_6^1) \delta_{7,1}; \\
y_8 = -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{8,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{8,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{8,6} - \\
- \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{8,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{8,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{8,11}; \\
m_1 \ddot{u}_1 + m_2 \ddot{u}_3 + m_3 \ddot{u}_5 + m_4 \ddot{u}_7 + m_5 \ddot{u}_9 + m_6 \ddot{u}_{11} = -T_1 - T_2 - W_1 - W_2 - F_6^1 - F_6^2; \\
y_{10} = -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{10,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{10,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{10,6} - \\
- \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{10,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{10,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{10,11}; \\
x_{11} = -(m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{11,11},
\end{cases}$$

де δ_{ij} - податливість металокопструкції в напрямку і-ого переміщення

при дії одиничної сили, прикладеної в j -ом напрямку ($i = 1, 2 \dots 11$; $j = 1, 2 \dots 11$); α_i - коефіцієнти, що визначають загасання коливань за рахунок внутрішнього тертя і конструкційного демпфування; m_3^* - наведена маса середньої частини головних балок (1/4 від їх маси); m_{np} - приведена до середини прольоту маса, яка формулюється з умови рівності кінетичних енергій обертального руху рами вантажного візка з механізмами і поступального руху наведених мас в напрямку y_6 :

$$\frac{I\dot{\phi}^2}{2} = m_{np} \frac{\dot{y}_6^2}{2},$$

де I - момент інерції верхньої частини рами вантажного візка з механізмами (без шахти і колони) відносно горизонтальної осі, що лежить на рівні підвізкових рейок і проходить через т. А (рис. 2.1, в).

Якщо вантажний візок перебував в чверті прольоту, то рівняння руху наведених мас записувалося аналогічно (2.4), але з урахуванням того, що повне горизонтальне переміщення маси m_6 тут визначалося згідно (2.3), замість (2.2), а наведена маса m_{np} додавалася з масою m_4^* .

У разі використання пружинних буферів сили, що виникають в буферних пристроях, визначалися виразами

$$F_{\bar{6}}^1 = C_{\bar{6}}(u_9 - L_{\bar{a}}) \quad \text{и} \quad F_{\bar{6}}^2 = C_{\bar{6}}(u_1 - L_{\bar{a}}), \quad (2.5)$$

де $C_{\bar{6}}$ - жорсткість пружин одного буфера; $L_{\bar{a}}$ - довжина лінійки, за допомогою якої вмикається кінцевий вимикач.

Для гідравлічного буфера двосторонньої дії

$$F_{\bar{6}}^1 = \varphi \dot{u}_9 \quad \text{и} \quad F_{\bar{6}}^2 = \varphi \dot{u}_1, \quad (2.6)$$

де φ - коефіцієнт, який визначається налаштуваннями буфера. В цьому

випадку сили $F_{\bar{6}}^1$ и $F_{\bar{6}}^2$ залежать від напрямку швидкостей пересування

кінцевих балок крана і при віддачі, коли $\dot{u}_9 < 0$ и $\dot{u}_1 < 0$, змінюють свій напрямок.

При проведенні розрахунків вважалося, що коефіцієнт ϕ мав постійне значення. Однак на практиці можливі і такі конструкції буферів, в яких значення ϕ змінюється в залежності від часу. Тут ці випадки далі не розглядаються.

Сили F_6^1 и F_6^2 , в разі застосування пружинно-гідравлічних буферів односторонньої дії, до віддачі визначалися залежностями (2.5). При віддачі до них додавалися гідравлічні сили (2.6), що перешкоджають відкату крана назад.

Далі система рівнянь (2.4) записується в матричній формі

$$A\ddot{\bar{Y}} + B\dot{\bar{Y}} + C\bar{Y} + \bar{D} = 0,$$

де A , B і C - матриці, елементи яких визначалися з урахуванням наведених мас крана, податливостей металоконструкції і дисипативних властивостей конструкції; $\bar{D}$ - вектор зовнішніх навантажень; $\bar{Y}$ - вектор переміщень наведених мас. $\bar{Y} = [x_1, y_2, x_3, y_4, x_5, y_6, x_7, y_8, u_9, y_{10}, x_{11}]^T$.

Після ряду перетворень система рівнянь руху в матричній формі наводилася до виду зручному для її вирішення за допомогою ЕОМ

$$\dot{\bar{Z}} = \left[\begin{array}{c|c} -A^{-1}B & -A^{-1}C \\ \hline E & O \end{array} \right] \bar{Z} + \left[\begin{array}{c} -A^{-1}D \\ O \end{array} \right],$$

де E – одинична матриця; O – нульова матриця; $\bar{Z} = \left[\begin{array}{c} \dot{\bar{Y}} \\ \bar{Y} \end{array} \right]^T$.

У разі розташування вантажного візка посередині прольоту динамічні навантаження визначалися у вигляді:

$$\begin{aligned}
F_1 &= -m_1 \ddot{u}_1 - T_2 - W_2 - F_6^2; & F_2 &= -\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2; & F_3 &= -m_2 \ddot{u}_3; \\
F_4 &= -\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4; & F_5 &= -m_3 \ddot{u}_5 - m_6 \ddot{u}_{11}; & F_6 &= -\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 - m_6 \ddot{u}_{11} \frac{H}{K}; \\
F_7 &= -m_4 \ddot{u}_7; & F_8 &= -\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8; & F_{10} &= -\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10}.
\end{aligned}$$

Якщо вантажний візок перебував в чверті прольоту, то залежності для обчислення деяких динамічних навантажень змінювалися:

$$F_5 = -m_3 \ddot{u}_5; \quad F_6 = -\frac{m_3}{2} \ddot{y}_6; \quad F_7 = -m_4 \ddot{u}_7 - m_6 \ddot{u}_{11}; \quad F_8 = -\frac{m_4^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_8 - m_6 \ddot{u}_{11} \frac{H}{K}.$$

Помноживши значення динамічних навантажень $F_1, F_2, \dots, F_8, F_{10}$, обчислюють для кожного моменту часу, на величини згинальних і крутних моментів, отриманих при визначенні податливості, від відповідних одиничних сил, знаходили дійсні силові фактори для розрахункових перетинів, показаних на рис. 2.2. Так як поперечний переріз балок моста являє собою тонкостінний замкнутий профіль, то при визначенні напружень стисне кручення не враховувався. В кожному перетині розглядалися дві небезпечні точки A і B (рис. 2.3). У точці A напружений стан одновісний. Напруження σ виникає від дії згинальних моментів M_x і M_y . У точці B напружений стан плоский. Там по енергетичній теорії оцінювалося еквівалентне напруження

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

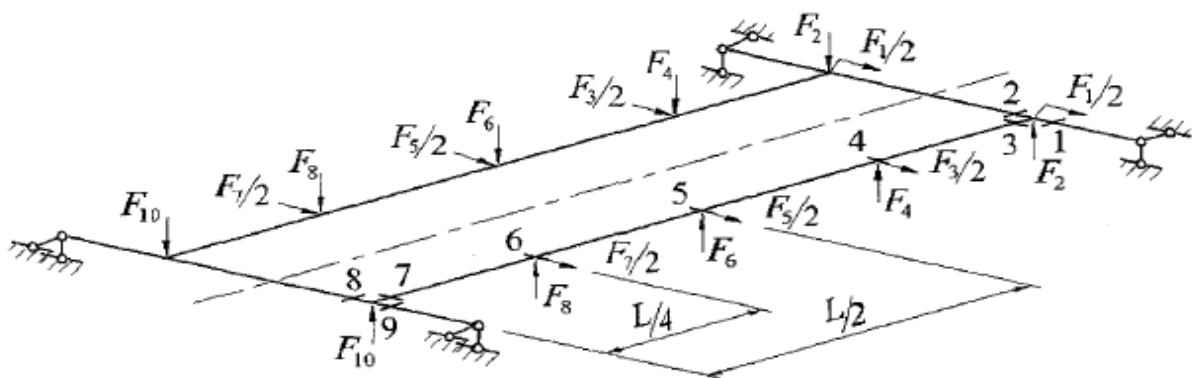


Рисунок 2.2 – Динамічні навантаження і розрахункові перетини балок моста

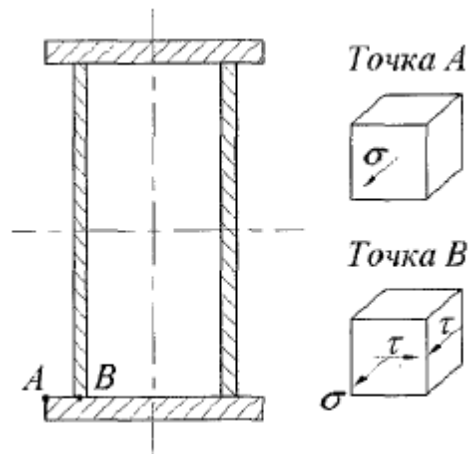


Рисунок 2.3 – Небезпечні точки в розрахункових перетинах балок

2.1.3 Визначення динамічних навантажень і параметрів буферних упорів

Чисельне визначення динамічних навантажень, що виникають при наїзді на буферні упори, і оцінка параметрів буферних пристроїв проводилися для колодязного крана $Q = 20\text{т}$.

Для визначення динамічних напружень, що виникають в металоконструкціях колодязного крана, були прийняті наступні вихідні дані.

Наведені маси, кг, в разі розташування вантажного візка по середині прольоту моста: $m_1=m_5=48199$; $m_2=m_4=21988$; $m_3=96442$; $m_6=38866$; $m_{\text{пр}}=30500$. У разі знаходження вантажного візка в чверті прольоту частина маси підвісу, віднесена до рами вантажного візка $m_{\text{под}}^*=30500\text{кг}$ і маса вантажного візка $m_T=59210\text{кг}$ віднеслась до маси m_4 .

Сили опору пересуванню приймалися рівними $W_1 = 6714\text{Н}$ і $W_2 = 6714\text{Н}$, якщо візок перебував посередині прольоту, $W_1= 8353\text{Н}$ і $W_2 = 5083\text{Н}$, якщо візок розташовувався в чверті прольоту.

У розрахунках вважалось, що довжина лінійки, яка використовується для включення кінцевого вимикача, що знижує швидкість наїзду на буфер, дорівнювала $L_{\text{л}} = 2\text{м}$.

В табл. 2.1 і 2.2 представлені результати визначення максимальних динамічних переміщень наведених мас, хід буферних пристроїв ($h = u_9 - L_{\text{л}}$)

і зусилля, що в них виникають ($P_6 = C_6 h$) при різних значеннях жорсткості пружинних буферів C_6 . Результати дослідження наводяться для двох випадків розташування вантажного візка: $S = 0,25L$ - візок в чверті прольоту моста; $S = 0,5L$ - візок посередині.

У разі розташування вантажного візка посередині прольоту моста статичний прогин від ваги вантажного візка з жорстким підвісом дорівнює

$$y_{6,ст} = \frac{G_m g}{2} \delta_{6,6} = 14,3 \text{ мм},$$

де $G_m = 91800 \text{ кг}$ - маса вантажного візка;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $\delta_{6,6} = 0,3167 \cdot 10^{-7} \text{ м/Н}$.

Таблиця 2.1 - Пружинний буфер. Максимальні динамічні переміщення, хід буфера і зусилля в буфері в залежності від жорсткості буфера ($S = 0,5L$)

$C_6, \text{ Н/м}$	Динамические перемещения, мм			$h, \text{ мм}$	$P_6, \text{ Н}$
	x_1	x_5	y_6		
$1 \cdot 10^5$	0,99	7,00	4,92	413,10	41313
$1 \cdot 10^6$	2,20	13,91	13,18	182,24	182240
$1,5 \cdot 10^6$	1,81	16,28	15,10	153,30	229950
$2,5 \cdot 10^6$	3,81	22,60	20,41	120,27	300675
$5,0 \cdot 10^6$	5,56	34,69	25,73	80,15	400750
$7,5 \cdot 10^6$	6,28	42,79	26,86	60,55	454125
$1 \cdot 10^7$	6,07	46,79	27,24	50,47	504700

Таблиця 2.2 - Пружинний буфер. Максимальні динамічні переміщення, хід буфера і зусилля в буфері в залежності від жорсткості буфера ($S = 0,25L$)

$C_6, \text{Н/м}$	Динамические перемещения, мм			$h, \text{мм}$	$P_6, \text{Н}$
	x_1	x_7	y_8		
$1 \cdot 10^5$	27,58	4,06	2,39	422,33	42233
$1 \cdot 10^6$	44,72	4,49	6,84	206,95	206950
$1,5 \cdot 10^6$	47,65	6,98	8,14	173,67	260505
$2,5 \cdot 10^6$	80,33	13,89	10,14	137,81	344525
$5,0 \cdot 10^6$	87,74	15,32	14,63	99,39	496950
$7,5 \cdot 10^6$	86,62	19,33	16,73	79,38	595350
$1 \cdot 10^7$	88,71	23,09	17,62	66,10	661000

Якщо візок знаходиться в чверті прольоту, тоді статичний прогин

$$y_{8,ст} = \frac{G_m g}{2} \delta_{8,8} = 8,096 \text{ мм},$$

де $\delta_{8,8} = 0,1798 \cdot 10^{-7} \text{ м/Н}$.

При перевищенні вертикальними динамічними переміщеннями y_6 і y_8 значень статичного прогину головних балок починається відрив коліс вантажного візка від рейки, що при експлуатації крана є вкрай небажаним, так як при цьому можливе сходження візка з рейки.

Так, згідно з даними табл. 2.1 і 2.2, відрив коліс вантажного візка починається при жорсткості буфера $C_6 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. У зв'язку з цим, оптимальне значення жорсткості буфера буде меншим, ніж $C_6 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

Значення максимальних динамічних напружень, що виникають в розрахункових перетинах крана, зазначених на рис. 2.2, наведені в табл. 2.3. Всі ці напруження складаються ще з напружень від власної ваги елементів

конструкції крана. Розрахунки показали, що сумарні напруження в розрахункових перетинах досить великі, але при всіх C_6 не перевищують значень границі плинності матеріалу.

На рис. 2.4 і 2.5 показано зміну в часі динамічних переміщень наведених мас u_9 і y_6 , зазначених на рис. 3.1, і максимальних динамічних напружень в перетинах 1 і 5, для випадку, коли вантажний візок знаходиться посередині прольоту ($S = 0,5L$). Тут прийнято, що $C_6 = 5,0 \cdot 10^6$ Н/м.

Для зменшення віддачі при зворотному ході буфера, в розрахунках враховувались дії гідравлічних буферів односторонньої дії. Жорсткість буфера C_6 в розрахунках варіювалася, а коефіцієнт пропорційності ϕ , який визначав зусилля в буфері, вважався постійним і приймався рівним $\phi = 5,0 \cdot 10^6$ Н·с/м. Значення максимальних динамічних переміщень і напружень, що виникають в цьому випадку, наведені в табл. 2.3 і 2.4. Для випадку, коли вантажний візок знаходиться посередині прольоту, $C_6 = 5,0 \cdot 10^6$ Н/м і $\phi = 5,0 \cdot 10^6$ Н·с/м. на рис. 2.6 і 2.7 показано, як змінюються в часі зазначені вище динамічні переміщення наведених мас (u_9 и y_6) і максимальні динамічні напруження в розрахункових перетинах моста ($\sigma_{1,\max}$ и $\sigma_{5,\max}$).

Таблиця 2.3 - Пружинний буфер. Максимальні динамічні напруження в розрахункових перетинах балок моста в залежності від жорсткості буфера

$C_b, \text{Н/м}$	Напряжения в сечениях, МПа							
	$S = 0,25L$				$S = 0,5L$			
	1	2	5	6	1	2	5	6
$1 \cdot 10^5$	35,16	35,66	11,12	21,48	30,11	20,77	25,70	8,54
$1 \cdot 10^6$	70,29	60,60	26,60	49,68	65,68	46,28	59,12	21,58
$1,5 \cdot 10^6$	72,42	63,87	30,85	55,47	69,65	47,71	68,27	24,83
$2,5 \cdot 10^6$	85,42	87,74	38,78	69,30	96,59	64,51	85,73	30,29
$5,0 \cdot 10^6$	106,08	99,88	49,10	86,38	144,09	96,00	102,06	38,28
$7,5 \cdot 10^6$	134,89	103,22	55,13	91,17	172,26	113,20	100,21	39,61
$1 \cdot 10^7$	154,25	104,02	58,45	91,24	190,72	125,83	101,27	40,54

Таблиця 2.4 - Односторонній гідравлічний буфер. Максимальні динамічні переміщення в залежності від жорсткості буфера
($\varphi = 5,0 \cdot 10^6 \text{ Н·с/м}$)

$C_b, \text{Н/м}$	Максимальные динамические перемещения, мм					
	$S = 0,25L$			$S = 0,5L$		
	x_1	x_7	y_8	x_1	x_5	y_6
$1,5 \cdot 10^6$	37,81	9,59	8,09	1,73	16,28	14,53
$2,5 \cdot 10^6$	31,26	9,25	9,43	1,89	22,59	16,58
$5,0 \cdot 10^6$	25,72	14,66	11,51	2,04	34,68	19,94
$7,5 \cdot 10^6$	33,59	19,33	12,95	1,42	42,78	21,66
$1 \cdot 10^7$	20,64	23,09	14,00	1,02	46,27	22,45

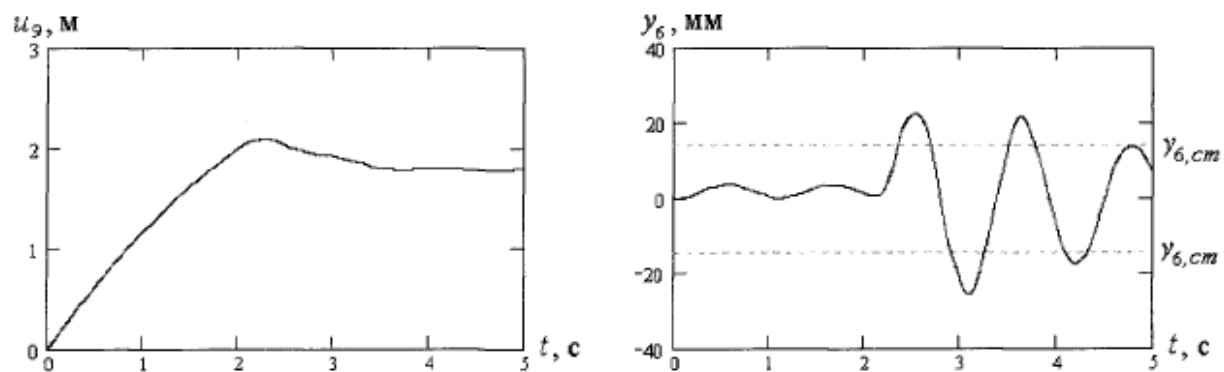


Рисунок 2.4 – Пружинний буфер $C_6 = 5,0 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$. Зміна в часі динамічних переміщень наведених мас ($S = 0,5L$)

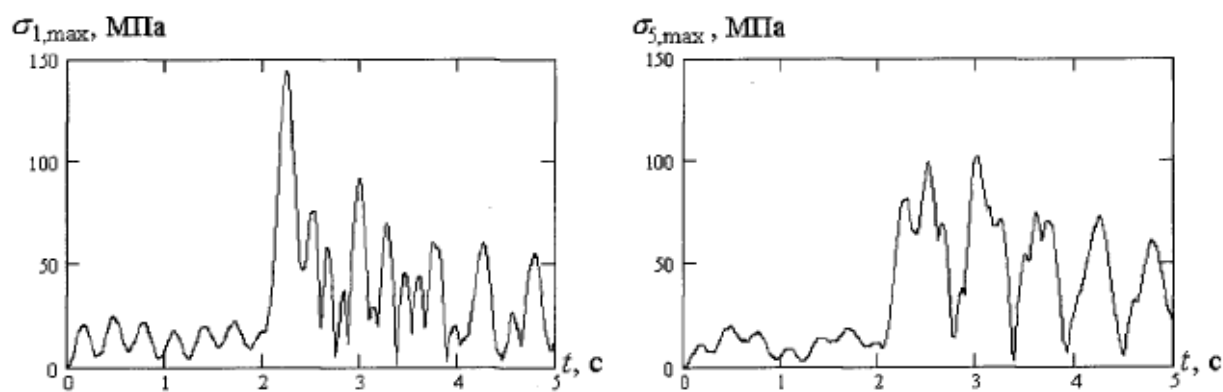


Рисунок 2.5 – Пружинний буфер $C_6 = 5,0 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$. Зміна в часі максимальних динамічних напружень ($S = 0,5L$)

Таблиця 2.5 - Односторонній гідравлічний буфер. Максимальні динамічні напруження в залежності від жорсткості буфера ($\varphi = 5,0 \cdot 10^6 \text{ Н·с/м}$)

$C_6, \text{ Н/м}$	Напруження в сеченнях, МПа							
	$S = 0,25L$				$S = 0,5L$			
	1	2	5	6	1	2	5	6
$1,5 \cdot 10^6$	71,73	57,68	29,36	53,64	69,65	47,71	59,17	22,15
$2,5 \cdot 10^6$	72,57	57,34	34,57	58,66	96,59	64,51	63,21	26,05
$5,0 \cdot 10^6$	106,08	68,47	39,89	64,51	144,09	96,00	85,48	33,54
$7,5 \cdot 10^6$	134,85	81,59	49,86	69,05	172,18	113,21	100,85	37,76
$1 \cdot 10^7$	152,81	89,46	58,55	73,39	189,03	124,82	109,74	39,09

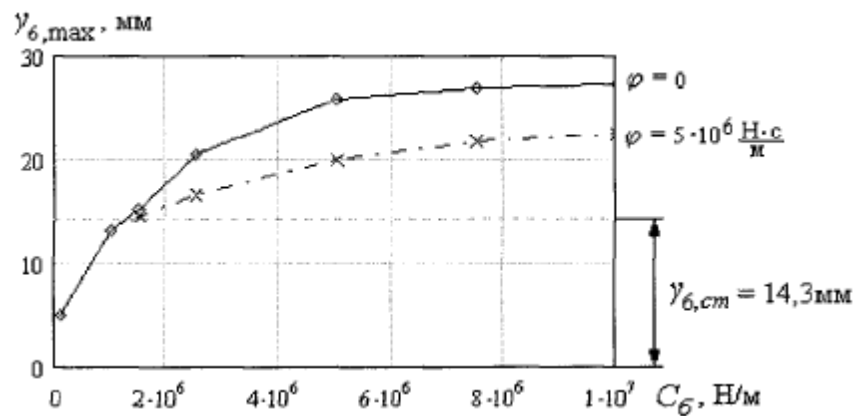


Рисунок 2.6 - Зміна $y_{6,max}$ в разі використання односторонніх гідравлічних ($\varphi = 5 \cdot 10^6 \text{ Н·с/м}$) і пружинних ($\varphi = 0$) буферів ($S = 0,5L$)

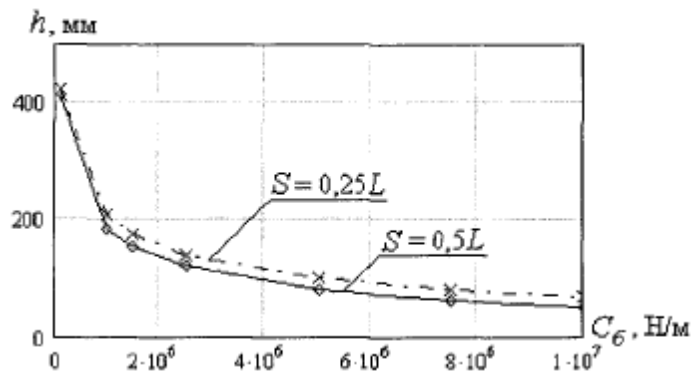


Рисунок 2.7 – Залежність ходу пружинного буфера від його жорсткості

На рис. 2.6 показано зміна максимальних динамічних переміщень головних балок $y_{6,max}$ в разі використання гідравлічних буферів (при $\varphi = 1 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$) і без них ($\varphi = 0$) для випадку розташування вантажного візка посередині прольоту. Розрахунки показали, що переміщення $y_{6,max}$ при віддачі зменшуються незначно, тобто використання односторонніх гідравлічних буферів в даному випадку неефективно.

Отже, основним фактором, що визначає нормальну роботу буферного пристрою залишається C_6 . Однак зменшення жорсткості C_6 пов'язано зі збільшенням ходу пружин (рис. 2.7), а це тягне за собою збільшення розмірів буферного пристрою. Збільшення числа робочих витків в пружинах буфера пропорційно зменшується C_6 , але при цьому збільшується хід буфера, необхідний для плавного безударного гальмування. Отже, зменшення жорсткості C_6 можливо тільки за рахунок зменшення діаметра дроту d , якого виготовляється пружина. Але при малому d і малому числі витків важко забезпечити умову рівності ходу буфера h і максимальної осадки пружини λ_{max} .

У зв'язку з вище сказаним, для даного крана проводився вибір оптимального значення C_6 . В табл. 6 наведені розрахункові дані, отримані для п'яти варіантів C_6 . Враховуючи можливість відриву коліс вантажного візка в

разі, якщо $C_6 > 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, далі розглядалися тільки такі варіанти, в яких $C_6 < 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. Задаючись різними значеннями діаметра проволочи і приймаючи, що діаметр пружин $D = 6d$, а число робочих витків буферних

$$C_{np} = \frac{Gd^4}{8D^3i}$$

пружин $i=5$, визначалась жорсткість однієї пружини за формулою

(де G - модуль пружності другого роду). Вважаючи, що в кожному буфері

встановлено по дві пружини, отримуємо $C_6 = 2 C_{np}$.

Проводячи інтегрування рівнянь руху для отриманих значень C_6 наведених в четвертому стовпці табл. 6, визначалися значення необхідних буферних пристроїв $h = u_9 - L_{\text{д}}$. Якщо прийняти, що відстань між витками пружин у вільному стані дорівнює діаметру дроту d , то при $i = 5$ максимально можлива осадка пружини дорівнюватиме $\lambda_{\text{max}} = 5d$. Якщо ця величина виявиться менше необхідного ходу буфера, то буде відбуватися посадка витків і далі жорсткість буфера стане нескінченно великою.

З даних табл. 2.6 випливає, що 4 і 5 варіанти пружин мають $h > 5d$, тобто через нестачу можливої усадки ці пружини не забезпечують плавного загальмовування. Навпаки, два перші варіанти мають запас по усадці пружин (у них $5d > h$), однак пружини цих варіантів занадто жорсткі. Виготовлення їх складніше, вони мають великі розміри і, головне, при їх використанні за рахунок збільшення C_6 в балках моста виникають великі динамічні напруження. Таким чином, найбільш вдалим є третій варіант, при якому $C_6 = 740740 \text{ Н/м}$, $h = 0,206 \text{ м}$, а можлива усадка пружин $5d = 0,2 \text{ м}$.

Таблиця 2.6 – Вибір оптимальних параметрів пружинного буфера
($S = 0,5L$)

№	d , мм	D , мм	C_{δ} , Н/м	h , м	$\lambda_{\max}$, м	P_{np} , Н	$\tau_{\max}$, МПа	Примечание
1	60	360	1111200	0,174	0,3	96674	410	$h < \lambda_{\max}$
2	50	300	925800	0,188	0,25	87025	532	$h < \lambda_{\max}$
3	40	240	740740	0,206	0,20	76296	729	$h \approx \lambda_{\max}$
4	30	180	554000	0,233	0,15	64541	1096	$h > \lambda_{\max}$
5	24	144	444000	0,255	0,12	56610	1502	$h > \lambda_{\max}$

В табл. 6 наведені також максимальні зусилля ($P_{np} = hC_{np}$), які виникали б у розглянутих пружинах при найбільших ходах буферних пристроїв, і підраховані відповідно дотичні напруження $\tau_{\max} = \frac{8P_{np}D}{\pi d^3}$. Враховуючи, що допустимі напруження для сталей марок [60С2, 60С2Н2А, 50ХФА], з яких виготовляється дріт для пружин, $[\tau] = 750$ МПа, можливо помітити, що пружини малої жорсткості не витримують за умов міцності.

Аналогічним чином проводився розрахунок гідравлічних буферів двосторонньої дії. За результатами інтегрування рівнянь руху були отримані значення максимальних динамічних переміщень (табл. 2.7) і напружень (табл. 2.8). На рис. 2.8 і 2.9 показано як змінюються в часі розглянуті вище переміщення і напруження, в разі розташування вантажного візка в середині прольоту при $\varphi = 5,0 \cdot 10^5$ Н·с/м.

Розрахунки показали, що основним параметром при роботі буферів даного типу є його коефіцієнт φ , який дозволяє виключити віддачу при ударі об буфер і зменшити вплив ударного навантаження на значення динамічних напружень. З табл. 2.7 видно, що при занадто великому значенні φ ($1,0 \cdot 10^6$ Н·с/м и более) відбувається відрив вантажного візка від рейки.

Таблиця 2.7 - Двосторонній гідравлічний буфер. Максимальні динамічні переміщення і хід буфера в залежності від коефіцієнта φ

$\varphi, \text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$	Максимальные динамические перемещения и ход буфера, мм							
	$S = 0,25L$				$S = 0,5L$			
	x_1	x_7	y_8	h	x_1	x_5	y_6	h
$1 \cdot 10^5$	27,89	3,22	2,21	326,88	0,79	7,70	5,42	327,4
$2,5 \cdot 10^5$	35,96	6,79	4,08	214,09	0,71	14,79	8,02	203,8
$5,0 \cdot 10^5$	37,19	11,35	6,31	142,43	0,71	23,14	10,86	125,5
$7,5 \cdot 10^5$	34,02	14,71	7,86	108,62	0,71	28,80	13,11	94,22
$1 \cdot 10^6$	28,59	17,26	9,01	87,97	0,71	32,82	14,71	79,69

Таблиця 2.8 - Двосторонній гідравлічний буфер. Максимальні динамічні напруження в залежності від коефіцієнта φ

$\varphi, \text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$	Напряжения в сечениях, МПа							
	$S = 0,25L$				$S = 0,5L$			
	1	2	5	6	1	2	5	6
$1 \cdot 10^5$	35,90	36,40	12,63	20,46	31,99	22,47	27,27	9,51
$2,5 \cdot 10^5$	55,17	47,61	22,02	32,70	58,17	38,51	43,29	14,58
$5,0 \cdot 10^5$	86,91	56,51	31,72	43,68	90,62	59,65	54,60	19,69
$7,5 \cdot 10^5$	110,19	70,06	39,43	48,92	114,33	74,08	64,63	22,71
$1 \cdot 10^6$	127,80	80,84	45,02	52,41	131,93	85,44	74,11	27,34

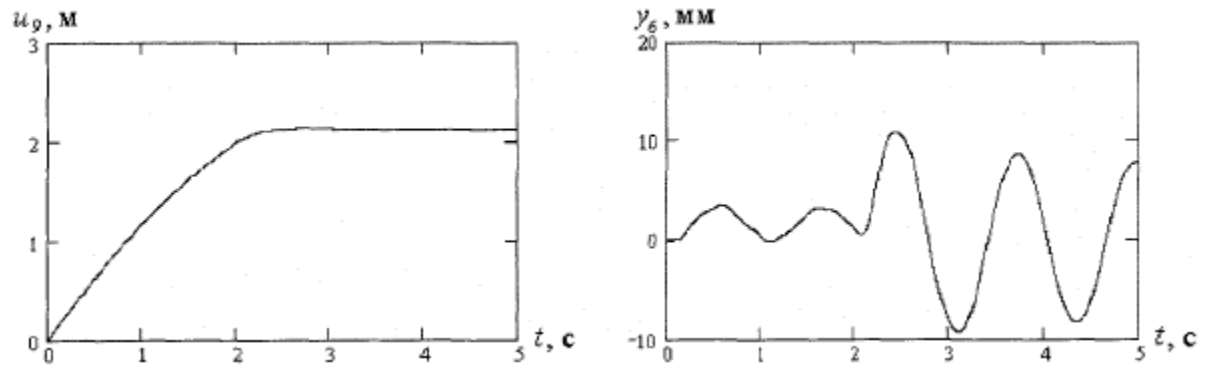


Рисунок 2.8 – Гідравлічний буфер двосторонньої дії $\varphi = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$.
 . Зміна в часі динамічних переміщень ($S = 0,5L$)

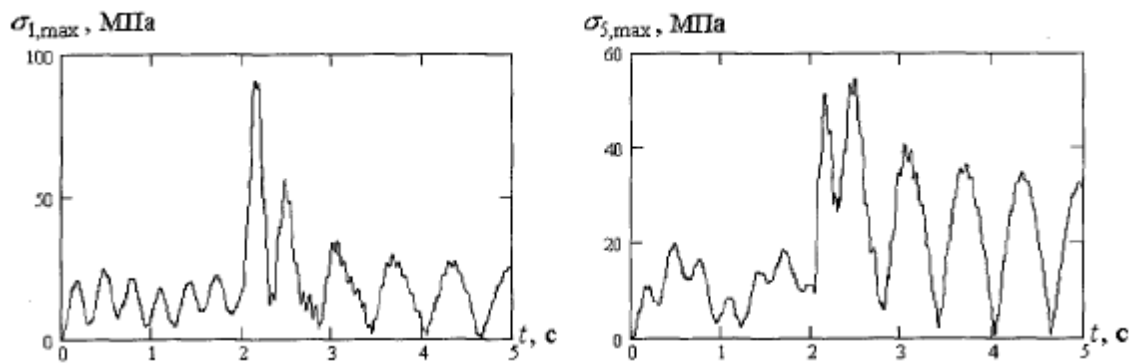


Рисунок 2.9 – Гідравлічний буфер двосторонньої дії $\varphi = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$.
 . Зміна в часі максимальних динамічних напружень ($S = 0,5L$)

Висновки

1. Основним параметром, що визначає задовільну роботу пружинного і одностороннього гідравлічного буферного пристрою, є жорсткість буферних пружин.

2. При використанні пружин великої жорсткості можливий відрив коліс вантажного візка від підвізкової рейки, що знаходиться на найближчій до буферу головної балки моста.

3. Розрахунки показали, що застосування гідравлічних буферів односторонньої дії, що включаються при віддачі для запобігання відриву коліс вантажного візка від рейки, виявляється мало ефективним.

4. Жорсткість буфера C_6 повинна вибиратися з умови рівності ходу буфера, який визначається з рішення системи рівнянь руху у вигляді $h = u_9 - L_{\lambda}$, і максимально можливої усадки пружини $\lambda_{\max}$, відповідно умові посадки витків.

5. Застосування двосторонніх гідравлічних буферів дозволяє виключити віддачу при ударі. Однак при великих значеннях коефіцієнта $\varphi (1,0 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{с/м и более})$, що визначає зусилля в буфері, можливий відрив вантажного візка від рейки.

6. При наїзді на буфер, незалежно від положення вантажного візка і виду буферного пристрою, найбільші динамічні напруження виникають в перетинах 2 і 1 кінцевої балки (в місцях з'єднання її з головною). Максимальні динамічні напруження в головних балках виникають в перетині 6, при розташуванні вантажного візка чверті прольоту моста, і в перетині 5, якщо візок знаходиться в середині прольоту. Розрахунки показали, що значення їх ніде не перевищують межі текучості.

2.2 Визначення динамічних навантажень, які виникають при наїзді штанги крана на упор

2.2.1 Рівняння руху крана

При проектуванні та експлуатації мостових кранів з жорстким підвісом вантажу завжди необхідно враховувати можливість наїзду нижнього кінця підвісу на жорсткий упор (стінку колодязя, штабель злитків і т. п.). Відомо, що в цьому випадку виникають великі горизонтальні навантаження, які через шахту і раму візка передаються на балки моста крана і можуть викликати відрив ходових коліс візка від рейки однієї з головних балок. Далі цей поворот вантажного візка щодо рейки, розташованого на іншій головній балці, будемо називати перекиданням, а реверсивний рух моста крана після наїзду на упор - зворотнім ходом. При перекиданні в балках моста крана можуть виникнути такі напруження, які приведуть до пластичних деформацій. Крім того, при зворотному ході крана візок може зійти з рейок, відбудеться удар.

Дослідження динаміки крана при наїзді нижнього кінця підвісу на жорсткий упор проводилося для двох варіантів розташування вантажного візка, як в чверті ($L/4$), так і в середині ($L/2$) прольоту моста. При обґрунтуванні динамічних моделей було показано, що в разі розташування вантажного візка посередині прольоту власні частоти коливань чотирьохмасових і шестимасових динамічних моделей крана практично однакові. У зв'язку з цим, далі для спрощення аналізу, у разі розташування вантажного візка посередині прольоту, використовувалася спрощена динамічна модель, яка представлена на рис. 2.10.

При цьому розглядалися горизонтальні переміщення (x_1 , x_3 і u_5) і одне вертикальне - u_4 . Вертикальні переміщення кінцевих балок (y_2 і y_6) в силу їх малості не враховувалися.

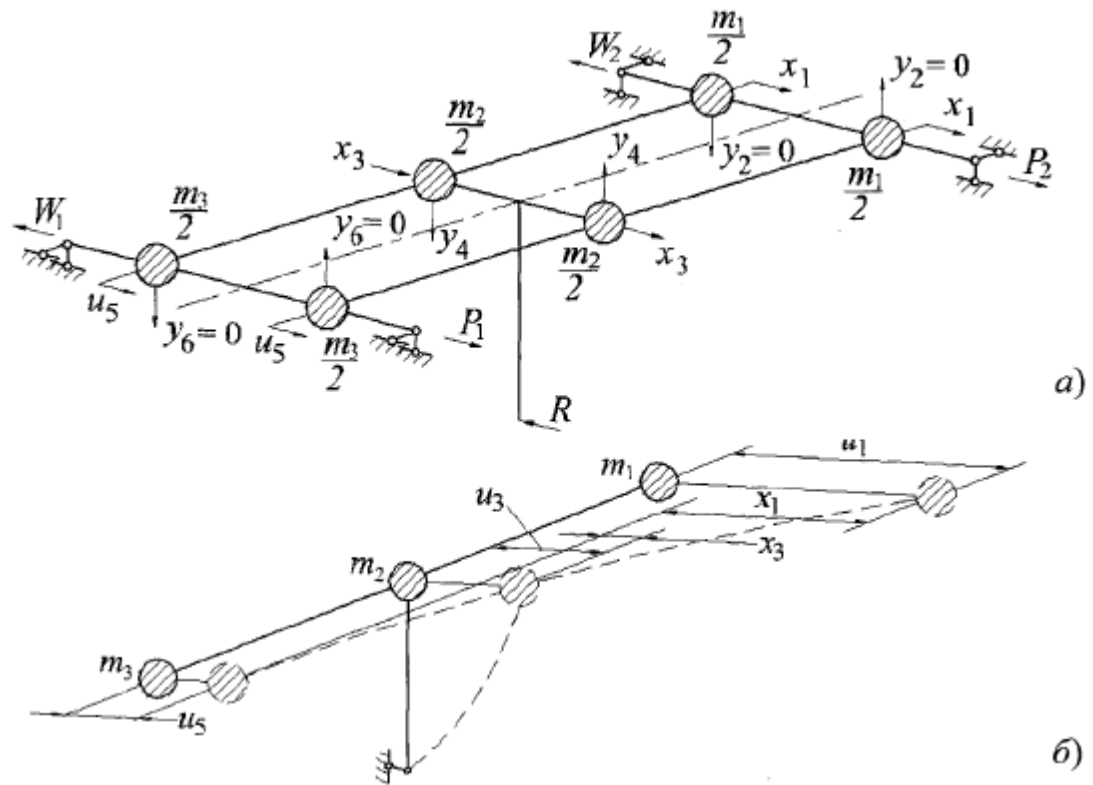


Рисунок 2.10 – Динамічна модель крана до перекидання

В точці контакту нижнього кінця колони з жорстким упором виникає реактивна сила R , яка дорівнює

$$R = \left(u_5 + x_3 + \frac{2H}{K} y_4 \right) / \delta_{7,7}, \quad (2.7)$$

де $\delta_{7,7}$ - податливість шахти з колоною при згині її щодо рами вантажного візка.

Диференціальні рівняння руху наведених мас:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{u}_1 + m_2 \ddot{u}_3 + m_3 \ddot{u}_5 - P_1(\dot{u}_5) - P_2(\dot{u}_1) + W_1 + W_2 + R = 0; \\ x_1 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{1,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{1,3} - R \delta_{1,7} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{1,1} = 0; \\ x_3 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{3,3} - R \delta_{3,7} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{3,1} = 0; \\ y_4 = - \left(\frac{m_2^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4 \right) \delta_{4,4} - R \delta_{4,7}, \end{cases} \quad (2.8)$$

де $\delta_{i,j}$ – податливість системи; P_1 і P_2 – рушійні сили, які створені електродвигунами, розташованими на кінцевих балках; W_1 і W_2 - сили опору пересуванню крана; $\alpha_1 \dot{x}_1, \alpha_3 \dot{x}_3, \alpha_4 \dot{y}_4$ - сили внутрішнього тертя і

конструкційного демпфірування. Сили P_1 і P_2 , відповідно до механічних характеристик електроприводів, приймалися лінійно залежними від швидкостей пересування відповідних кінцевих балок.

Інтегрування системи рівнянь (2.8) проводилися при наступних початкових умовах ($t = 0$):

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= 0; & x_3 &= 0; & y_4 &= 0; & u_5 &= 0; \\ \dot{x}_1 &= 0; & \dot{x}_3 &= 0; & \dot{y}_4 &= 0; & \dot{u}_5 &= v_n, \end{aligned} \right\}$$

де v_n – швидкість крана в момент наїзду на упор.

При наїзді крана на упор з великими швидкостями виникають такі реактивні сили R , що починається пробуксовка ходових коліс. Зусилля, що розвиваються електродвигунами при пробуксовці $P_{проб}$, визначалися з умови

$$(G_{кр} + G_m)gf \frac{n_{np}}{n_0} = P_1 + P_2 = 2P_{проб} \quad (2.9)$$

де $G_{кр}$ – маса крана; G_m – маса вантажного візка; g – прискорення вільного падіння; f – коефіцієнт зчеплення; n_{np} – число приводних коліс крана; $n_{заг}$ – загальне число коліс.

Система диференціальних рівнянь (2.8) описувала рух наведених мас крана тільки до відриву ходових коліс візка від рейки. В зв'язку з цим, система рівнянь (2.8) інтегрувалася до початку перекидання або до зупинки крана (коли $\dot{u}_1 = 0$ или $\dot{u}_5 = 0$). Враховуючи, що до наїзду на упор обидві головні

балки мали статичний прогин від ваги вантажного візка $y_{4,ст} = \frac{G_m g}{2} \delta_{4,4}$, а при наїзді одна балка додатково переміщалася вниз, а інша піднімалася на ту ж величину y_4 вгору, то при значенні $y_4 = y_{4,ст}$ прогин однієї з головних балок становить рівним нулю. У цей момент починався другий етап руху моста крана, пов'язаний з перекиданням вантажного візка.

На другому етапі всі вертикальні і горизонтальні навантаження від вантажного візка передавалися тільки на одну головну балку. Починався поворот вантажного візка відносно однієї рейки на кут ψ . При цьому навантаженні металоконструкція моста переставала бути кососиметричною

відносно її поздовжньої вісі. Переміщення двох головних балок у вертикальному і горизонтальному напрямках ставали різними. Змінювалися всі податливості. Далі будемо називати правою головну балку, на яку на другому етапі спирався вантажний візок, а балку, на яку не спиралися ходові колеса візка - лівою.

На цьому етапі руху використовувалася динамічна модель, представлена на рис. 2.11, де вводилися нові переміщення: x_3^R и y_4^R для правої головної балки, x_3^L и y_4^L - для лівої, які відповідали руху наведених мас $m_2^R = m_2^L = m_2^*/2$. Повні горизонтальні переміщення цих мас визначалися, як і на першому етапі, у вигляді сум:

$$u_3^R = u_5 + x_3^R; \quad u_3^L = u_5 + x_3^L.$$

При перекиданні вантажного візка, на відміну від першого етапу, необхідно враховувати відновлюючий момент від ваги вантажного візка і від інерційних навантажень рами візка, шахти і колони.

При визначенні переміщень центрів тяжіння мас рами, шахти і до колони можна знехтувати їх складовими від шахти з колоною (в силу їх малості в порівнянні з іншими переміщеннями).

Горизонтальні і вертикальні проекції повних прискорень рами вантажного візка $\ddot{u}_p$, шахти $\ddot{u}_u$ і колони $\ddot{u}_\kappa$ визначалися з залежностей:

$$\begin{cases} \ddot{u}_{p_x} = \ddot{u}_5 + \ddot{x}_3^R + \ddot{\psi} K/2 \sin \psi; & \ddot{u}_{p_y} = \ddot{y}_4^R + \ddot{\psi} K/2 \cos \psi + g; \\ \ddot{u}_{u_x} = \ddot{u}_5 + \ddot{x}_3^R - \ddot{\psi} (H_u \cos \psi - K/2 \sin \psi); & \ddot{u}_{u_y} = \ddot{y}_4^R + \ddot{\psi} (H_u \sin \psi + K/2 \cos \psi) + g; \\ \ddot{u}_{\kappa_x} = \ddot{u}_5 + \ddot{x}_3^R - \ddot{\psi} (H_\kappa \cos \psi - K/2 \sin \psi); & \ddot{u}_{\kappa_y} = \ddot{y}_4^R + \ddot{\psi} (H_\kappa \sin \psi + K/2 \cos \psi) + g, \end{cases} \quad (2.10)$$

де H_u и H_κ - відстань від точки опори вантажного візка до центра тяжіння шахти і колони відповідно (рис.2.11,б).

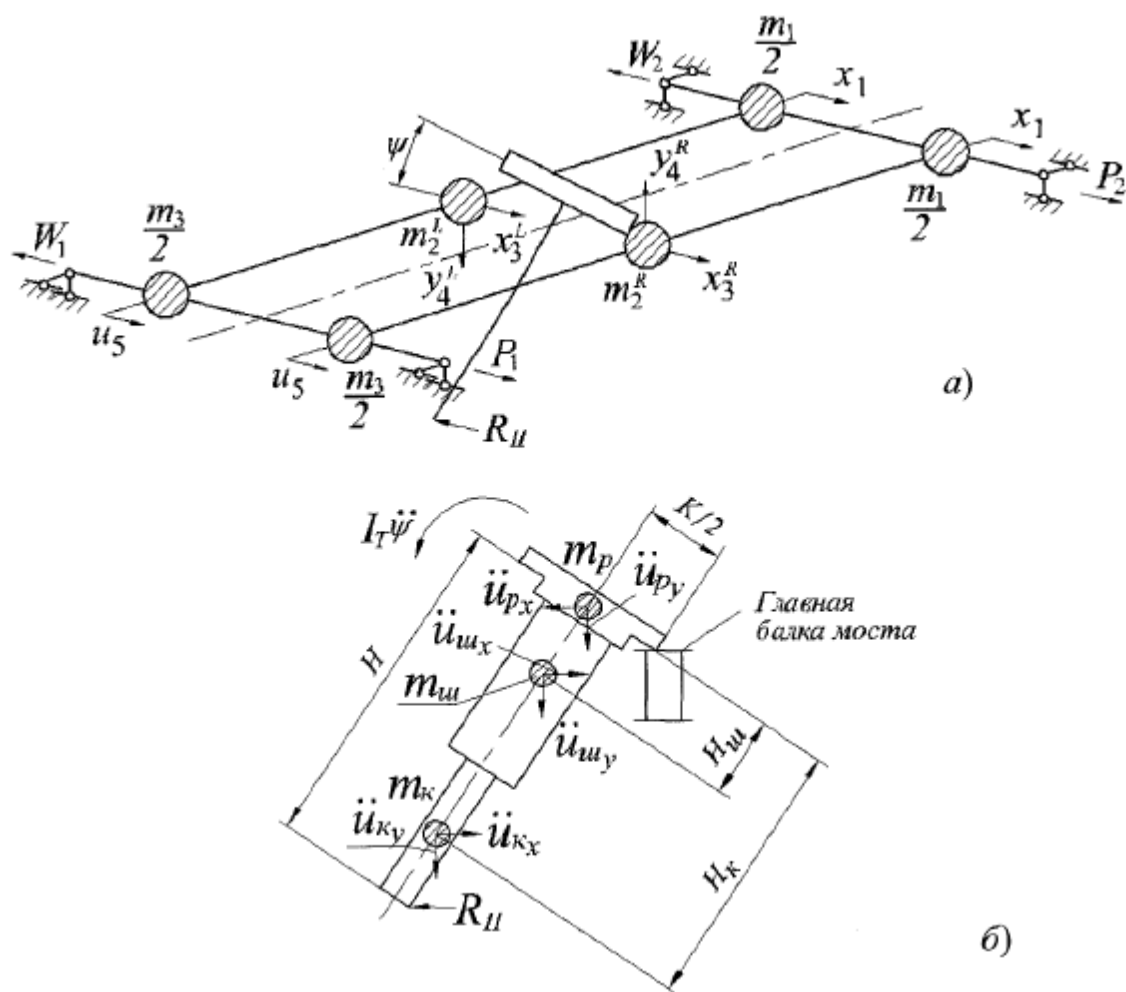


Рисунок 2.11 – Динамічна модель крана з перекинутим візком

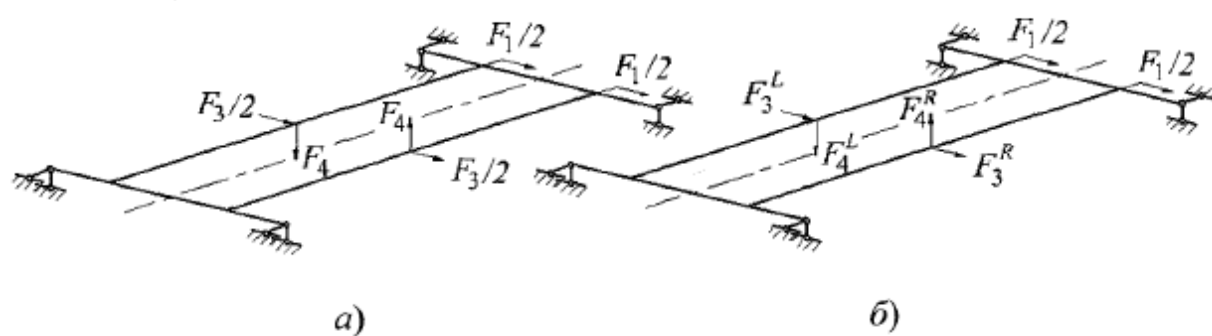


Рисунок 2.12 – Динамічні навантаження, які діють на міст крана до (а) та після (б) перекидання

Рівняння руху наведених мас представлялися у вигляді:

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{u}_1 + m_2^L \ddot{u}_3^L + m_2^R \ddot{u}_3^R + m_p \ddot{u}_{p_x} + m_u \ddot{u}_{u_x} + m_\kappa \ddot{u}_{\kappa_x} + m_3 \ddot{u}_5 - \\
 - P_1(\dot{u}_5) - P_2(\dot{u}_1) + W_1 + W_2 + R_{II} = 0; \\
 x_1 = -(m_1 \dot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{1,1} - (m_2^L \dot{u}_3^L + \alpha_3^L \dot{x}_3^L) \delta_{1,3L} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{1,1} - \\
 - (m_2^R \dot{u}_3^R + \alpha_3^R \dot{x}_3^R + m_p \dot{u}_{p_x} + m_u \dot{u}_{u_x} + m_\kappa \dot{u}_{\kappa_x} + R_{II}) \delta_{1,3R}; \\
 x_3^R = -(m_1 \dot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3R,1} - (m_2^L \dot{u}_3^L + \alpha_3^L \dot{x}_3^L) \delta_{3R,3L} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{3R,1} - \\
 - (m_2^R \dot{u}_3^R + \alpha_3^R \dot{x}_3^R + m_p \dot{u}_{p_x} + m_u \dot{u}_{u_x} + m_\kappa \dot{u}_{\kappa_x} + R_{II}) \delta_{3R,3R}; \\
 x_3^L = -(m_1 \dot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3L,1} - (m_2^L \dot{u}_3^L + \alpha_3^L \dot{x}_3^L) \delta_{3L,3L} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{3L,1} - \\
 - (m_2^R \dot{u}_3^R + \alpha_3^R \dot{x}_3^R + m_p \dot{u}_{p_x} + m_u \dot{u}_{u_x} + m_\kappa \dot{u}_{\kappa_x} + R_{II}) \delta_{3L,3R}; \\
 y_4^R = -(m_2^R \ddot{y}_4^R + \alpha_4^R \dot{y}_4^R + m_p \ddot{u}_{p_y} + m_u \ddot{u}_{u_y} + m_\kappa \ddot{u}_{\kappa_y}) \delta_{4R,4R} + (m_2^L \ddot{y}_4^L + \alpha_4^L \dot{y}_4^L) \delta_{4R,4L}; \\
 y_4^L = (m_2^R \ddot{y}_4^R + \alpha_4^R \dot{y}_4^R + m_p \ddot{u}_{p_y} + m_u \ddot{u}_{u_y} + m_\kappa \ddot{u}_{\kappa_y}) \delta_{4L,4R} - (m_2^L \ddot{y}_4^L + \alpha_4^L \dot{y}_4^L) \delta_{4L,4L}; \\
 I_T \ddot{\psi} + m_p g \frac{K}{2} \cos \psi + m_u g (H_u \sin \psi + \frac{K}{2} \cos \psi) + m_\kappa g (H_\kappa \sin \psi + \frac{K}{2} \cos \psi) = \\
 = R_{II} (H \cos \psi + \frac{K}{2} \sin \psi)
 \end{cases} \quad (2.11)$$

де m_p, m_u, m_κ - маси рами вантажного візка, шахти і колони; I_T – момент інерції вантажного візка (рами, шахти і колони) при повороті його відносно рейки правої головної балки.

При інтегруванні системи рівняння (2.11) використовувалися наступні початкові умови:

$$\begin{cases}
 \dot{x}_1 = \dot{x}_{1,I}; \quad \dot{x}_3^R = \dot{x}_3^L = \dot{x}_{3,I}; \quad \dot{y}_4^R = \dot{y}_4^L = \dot{y}_{4,I}; & \dot{u}_5 = \dot{u}_{5,I}; \quad \dot{\psi} = 0; \\
 x_1 = x_{1,I}; \quad x_3^R = x_3^L = x_{3,I}; \quad y_4^R = y_{4,I} - y_{4,cm} = -2y_{4,cm}; & u_5 = u_{5,I}; \quad \psi = \frac{2|y_{4,cm}|}{K} = \frac{2|y_{4,I}|}{K}, \\
 & y_4^L = y_{4,I} + y_{4,cm} = 0;
 \end{cases}$$

де індекс «I» показує, що початкове значення швидкості та переміщення відповідало кінцю першого етапу. Кут ψ відрховується від горизонталі, тому його початкове значення залежить від $|y_{4,cm}|/K$.

Реакція R_{II} , яка входить в рівняння (2.11) на другому етапі визначалася залежністю

$$R_{II} = \left[u_5 + x_3^R + \frac{2H}{K} (y_4^R + 2|y_{4,cm}|) - \psi H \right] / \delta_{77}, \quad (2.12)$$

в якому доданок $2|y_{4,cm}|$ забезпечує безперервність зміни значень реакцій R і R_{II} в кінці першого і на початку другого етапів.

Інтегрування рівнянь (2.11) закінчувалося при зупинці двигунів (якщо $\dot{u}_1$ или $\dot{u}_5$ дорівнювали нулю). Але при великих швидкостях наїзду на упор зупинці крана передував період пробуксовки двигунів. При цьому використовувалися рівняння руху (2.11), а зусилля, що розвиваються електродвигунами при пробуксовці $P_1=P_2=P_{\text{проб}}$, визначалися відповідно до залежності (2.9).

В результаті інтегрування систем рівнянь (2.8) і (2.11) виходили залежності від часу переміщень, швидкостей і прискорень наведених мас, які використовувалися для визначення динамічних навантажень.

На першому етапі ці навантаження визначалися (рис. 2.12, а) у вигляді:

$$F_1 = -m_1 \ddot{u}_1 + P_2(\dot{u}_1) - W_2; \quad F_3 = -m_2 \ddot{u}_3 - R; \quad F_4 = -\frac{m_2^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_4 - R \frac{H}{K}, \quad (2.13)$$

де реакція R знаходилась із залежності (2.7).

На другому етапі визначалися сили, показані на рис. 2.1, б:

$$\begin{cases} F_1 = -m_1 \ddot{u}_1 + P_2(\dot{u}_1) - W_2; \\ F_3^R = -m_2^R \ddot{u}_3^R - m_p \ddot{u}_{p_x} - m_{ш} \ddot{u}_{ш_x} - m_{\kappa} \ddot{u}_{\kappa_x} - R_{II}; & F_3^L = -m_2^L \ddot{u}_3^L; \\ F_4^R = -m_2^R \ddot{y}_4^R - m_p \ddot{u}_{p_y} - m_{ш} \ddot{u}_{ш_y} - m_{\kappa} \ddot{u}_{\kappa_y}; & F_4^L = -m_2^L \ddot{y}_4^L, \end{cases} \quad (2.14)$$

де реакція R_{II} знаходилась відповідно до виразу (2.12), а $\ddot{u}_{p_x}, \ddot{u}_{ш_x}, \ddot{u}_{\kappa_x}$ і $\ddot{u}_{p_y}, \ddot{u}_{ш_y}, \ddot{u}_{\kappa_y}$ з залежностей (2.10).

Значення сил, які отримані з виразів (2.13) і (2.14), представлялися векторами, що відповідали двом етапам навантаження

$$F_I = [F_1, F_3, F_4]^T \text{ и } F_{II} = [F_1, F_3^R, F_3^L, F_4^R, F_4^L]^T.$$

Згинальні і крутні моменти в розрахункових перетинах (рис. 2.2) виходили у вигляді добутку матриць $S_1 F_1$ і $S_{11} F_{11}$, де S_1 і S_{11} - матриці одиничних внутрішніх силових факторів в розрахункових перетинах балок моста, які були знайдені при визначенні податливостей. Матриця S_1 відповідала першому етапу навантаження, а матриця S_{11} - другому. За цими значеннями обчислювалися нормальні і дотичні напруження, за якими потім визначалися максимальні значення еквівалентних напружень.

Для знаходження повних напружень на першому етапі отримані значення динамічних напружень треба було скласти з напруженнями від статичних навантажень (ваги металоконструкцій мосту і ваги вантажного візка). На другому етапі вага вантажного візка враховувалися при визначенні динамічних напружень, тому для знаходження повних напружень треба було додати тільки напруження від ваги моста крана.

Для випадку, коли вантажний візок розташовувався в чверті прольоту моста крана, використовувалися більш складні динамічні моделі, які представлені на рис. 2.13.

До перекидання вантажного візка (рис. 2.13, а) наведені маси системи мали п'ять горизонтальних $(x_1, x_3, x_5, x_7, u_9)$ і п'ять вертикальних $(y_2, y_4, y_6, y_8, y_{10})$ переміщень. Після перекидання (рис. 2.13, б) наведені маси, розташовані в чверті і середини прольоту, мали різні вертикальні і горизонтальні переміщення, тому замість горизонтальних переміщень x_3, x_5, x_7 тут використовувалися $x_3^R, x_3^L, x_5^R, x_5^L, x_7^R, x_7^L$, а замість вертикальних y_4, y_6, y_8 - $y_4^R, y_4^L, y_6^R, y_6^L, y_8^R, y_8^L$. Для урахування нахилу вантажного візка, як і раніше для спрощеної моделі, вводилася нова узагальнена координата - кут ψ .

Далі аналогічно виразам (2.7), (2.8), (2.11) і (2.12) записувалися вирази для реакції, що виникають в місці контакту колони з жорстким упором, і рівняння руху.

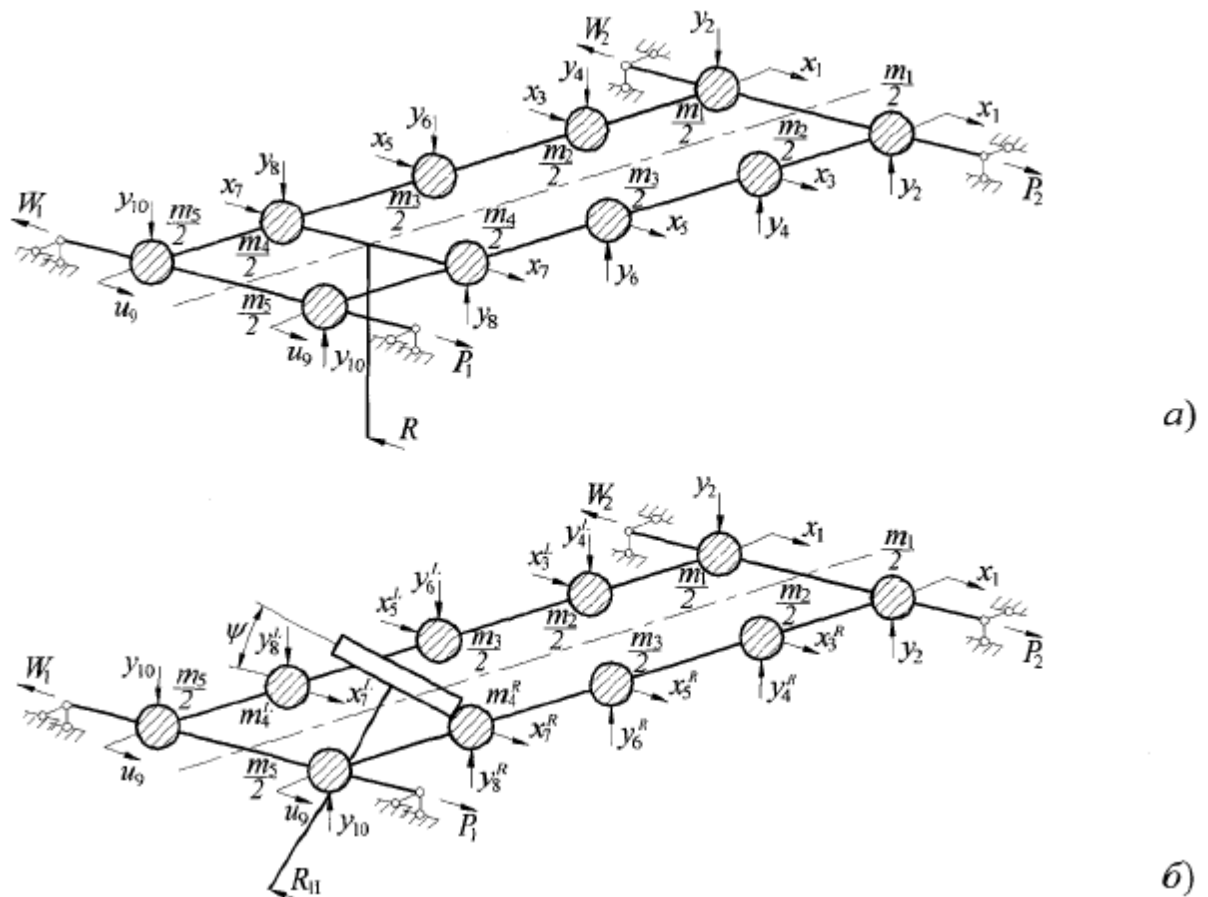


Рисунок 2.13 – П'ятимасова модель крана до (а) і після (б) перекидання

2.2.2 Приклад розрахунку

Оцінка динамічних переміщень та напружень проводилася на прикладі коловозного крана вантажопідйомністю $Q = 16/20\text{т}$ з прольотом $L = 30\text{м}$.

В результаті інтегрування систем рівнянь (2.8) і (2.11) були отримані значення прискорень, швидкостей і переміщень наведених мас, а також значення реакції до і після перекидання (R_I і R_{II}).

На рис. 2.14 і 2.15 для $V_n = 0,4\text{ м/с}$ показано зміну пружних переміщень і реакції в точці контакту колони з жорстким упором в залежності від часу до і після перекидання. З рисунків видно, що величина реакції до перекидання R_I зростає (рис. 2.14), а після перекидання R_{II} (рис. 2.15) продовжує коливатися відносно той величини, яка була досягнута до моменту перекидання.

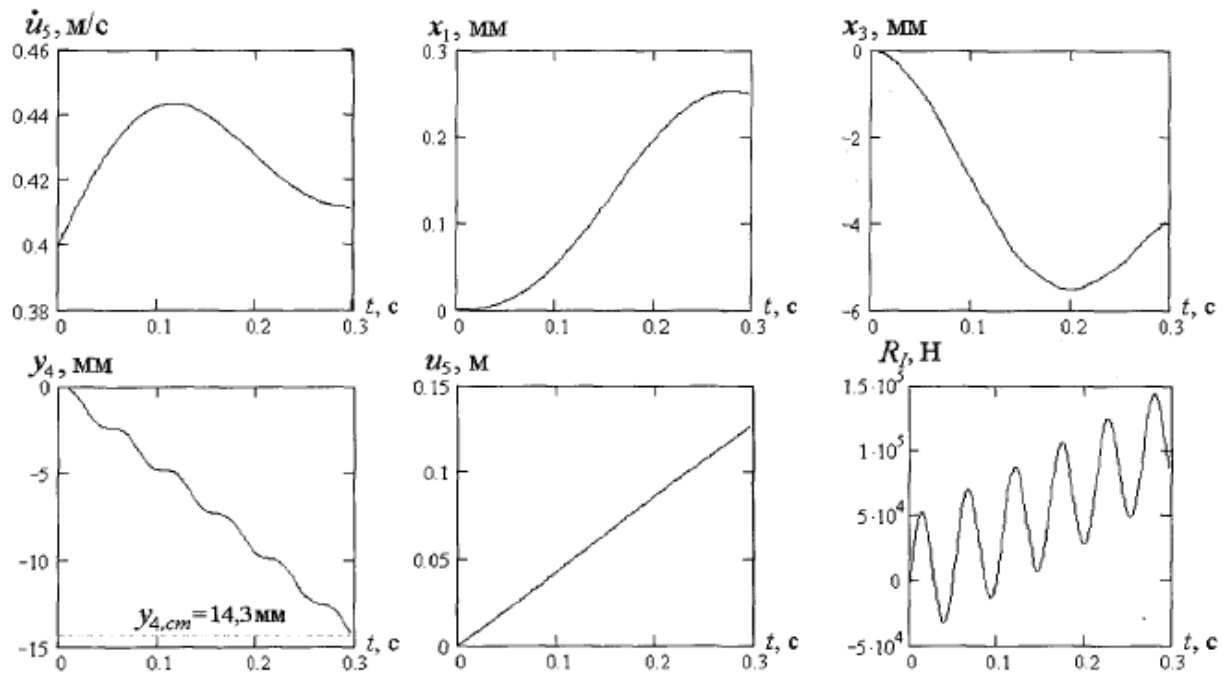


Рисунок 2.14 - Трьохмасова модель до перекидання. Залежність пружних переміщень і реакції в точці контакту від часу

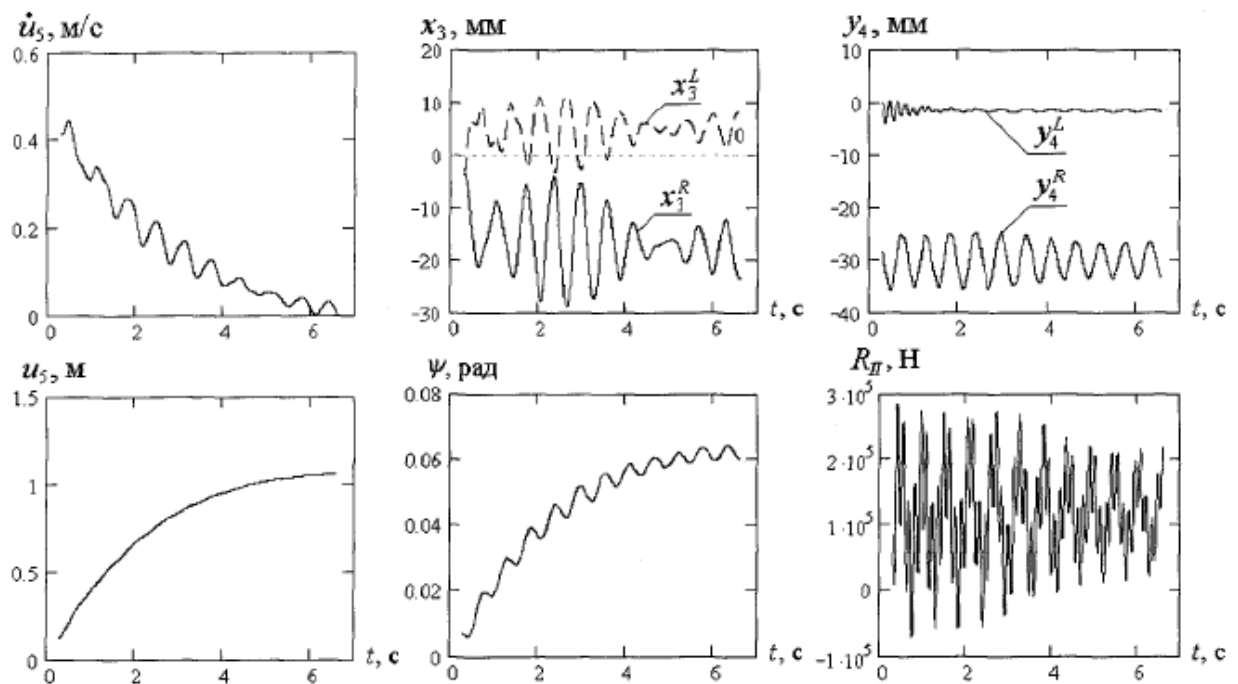


Рисунок 2.15 - Трьохмасова модель після перекидання. Залежність пружних переміщень і реакції в точці контакту від часу

В зв'язку з тим, що при перекиданні візка реакція починала передаватися тільки на праву головну балку, горизонтальні переміщення x_3^R по модулю відразу різко зростали, залишаючись по знаку такими ж, як на першому етапі. Ліва головна балка різко розвантажувалася, і за рахунок цього її переміщення x_3^L починали відбуватися незалежно і в протифазі з коливаннями x_3^R .

В табл. 2.9 і 2.10 представлені максимальні значення пружних переміщень і реакцій ($R_{i,max}$ і $R_{II,max}$), а також вказано час I-ого і II-ого етапів (t_1 і t_2) в залежності від швидкості наїзду на упор. В даних таблицях подано результати розрахунку тільки для відносно невеликих швидкостей наїзду ($v_n = 0,2-0,4$ м/с). Проведені розрахунки показали, що при більш високих швидкостях наїзду на упор (з урахуванням пробуксовки) час до повної зупинки крана становить понад 10с. В реальних умовах кранівник зможе зупинити кран раніше.

На рис. 2.16, а показано, як змінювалися максимальні вертикальні переміщення головних балок ($y_{4,max}^R$ и $y_{4,max}^L$) в кінці другого етапу руху крана в залежності від швидкості наїзду крана на упор v_n . Для випадку, коли вантажний візок розташовувався посередині прольоту

$$y_{4,cm} = \frac{G_m g}{2} \delta_{4,4} = 0,0143 \text{ м.}$$

. З рис. 2.16, а слід, що найбільші вертикальні переміщення головних балок мало залежать від швидкості наїзду крана на упор.

Графік зміни найбільшого кута нахилу візка ψ в залежності від V_n представлений на рис. 2.16, б. Розрахунки показали, що при швидкості $V_n=0,4$ м/с і вище починалася пробуксовка ходових коліс.

Таблиця 2.9 - Трьохмасова модель до перекидання. Максимальні переміщення

$v_H, \text{ м/с}$	Максимальные перемещения, мм			$R_{I,max}, \text{ кН}$	$t_1, \text{ с}$
	x_1	x_3	u_5		
0,2	0,272	7,035	133	128,87	0,498
0,4	0,252	5,532	126	143,97	0,297

Таблиця 2.10- Трьохмасова модель після перекидання. Максимальні переміщення

$v_H, \text{ м/с}$	Максимальные перемещения, мм						$\psi, \text{ рад}$	$R_{II,max}, \text{ кН}$	$t_2, \text{ с}$
	x_1	x_3^R	x_3^L	y_4^R	y_4^L	u_5			
0,2	0,437	24,54	11,77	33,38	3,32	854	0,053	201,57	8,98
0,4	0,614	28,79	11,20	35,82	4,12	1064	0,064	282,77	6,3

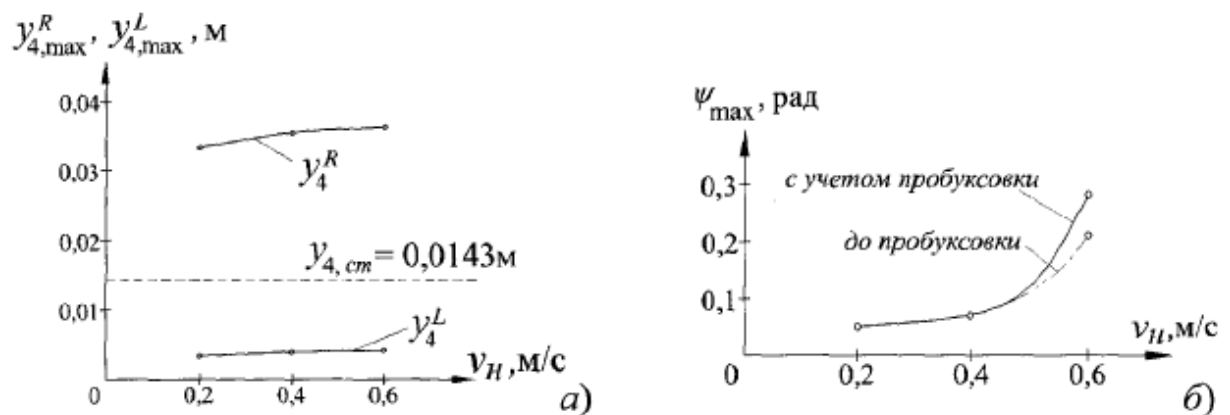


Рисунок 2.16 - Трьохмасова модель. Залежність максимальних переміщень $y_{4,max}^R$ і $y_{4,max}^L$ (а) і найбільшого кута ψ_{max} (б) від швидкості наїзду на упор.

Таблиця 2.11 - Трьохмасова модель. Різниця переміщень головних балок при зворотному ході

Вид обратного движения	Скорость наезда на упор v_n , м/с	Разность перемещений глав- ных балок в момент касания тележки рельса ($x_3^R - x_3^L$), мм
Пуск двигателей в обратном направлении	0,2	5,6
	0,4	15,4
	0,6	49,0
Движение с включенными тормозами $T = \text{const}$	0,2	21,5
	0,4	20,9

Далі розглядався зворотний хід крана, який здійснювався або реверсом двигунів, або відбувався при вимкнених двигунах і включених механічних гальмах. Потенційна енергія, накопичена металоконструкцією при наїзді на упор, виявлялася настільки великою, що механічні гальма не могли утримати кран в деформованому стані.

Розрахунки показали, що при зворотному русі крана в момент торкання ходового колеса лівої головної балки різниця переміщень ($x_3^R - x_3^L$) досягає такої величини, що візок сходить з рейок. У табл. 2.11 наведені значення цих різниць, отримані при різних швидкостях наїзду на упор і при двох варіантах зворотного руху.

На рис. 2.17 представлені залежності максимальних значень динамічних напружень в двох розрахункових перетинах балок моста (перетину 2(а) і 5(б), згідно з рис. 2.2) до і після перекидання. У табл. 2.12 наведені максимальні значення розрахункових напружень в перетинах 1, 2 і 5 при двох швидкостях наїзду v_n . Як згадувалося вище, для знаходження повних напружень на першому етапі отримані значення динамічних напружень необхідно скласти з напруженнями від ваги металоконструкцій моста і ваги

вантажного візка. На другому етапі вага вантажного візка вже враховувалася при визначенні динамічних навантажень, і тут для знаходження повних напружень треба було тільки додати напруження від ваги моста крана.

На рис. 2.18, *a* показано, зміна максимальних напружень в середньому поперечному перерізі головної балки ($\sigma_{5,max}$) в залежності від швидкості наїзду на упор. Розрахунки показали, що при зворотному русі крана максимальні напруження в перетинах моста зберігаються на тому ж рівні, що і при наїзді з перекиданням вантажного візка. Графіки зміни максимальних напружень в перерізі 2 кінцевої балки ($\sigma_{2,max}$) в залежності від V_n показані на рис. 2.18,б. З рис. 2.18 випливає, що найбільші напруження, що виникають при перекиданні вантажного візка, мало залежать від швидкості наїзду крана на упор.

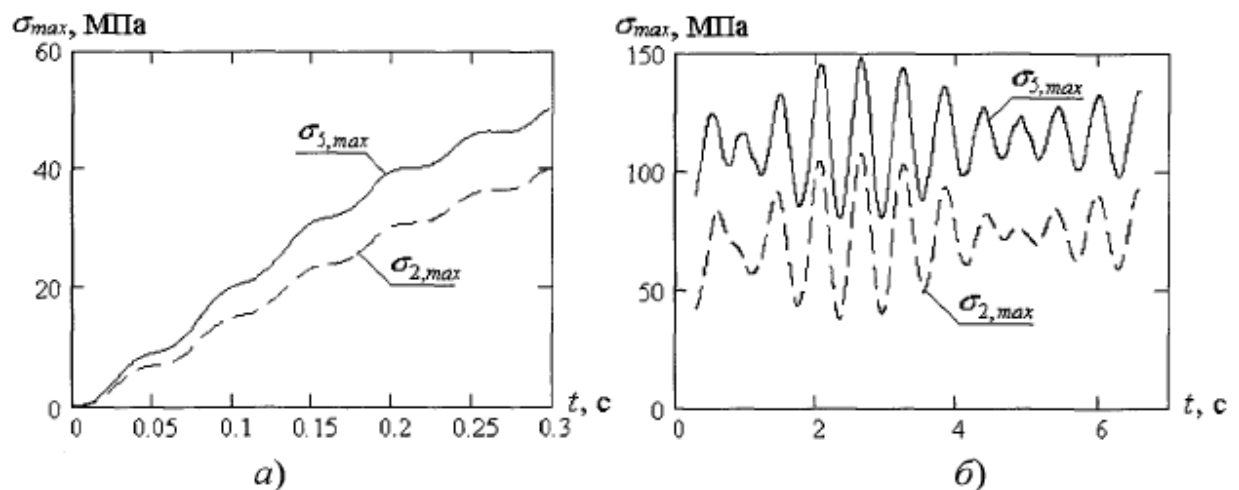


Рисунок 2.17 - Трьохмасова модель. Залежність максимальних динамічних напружень від часу до (а) і після (б) перекидання

Таблиця 12 - Трьохмасова модель. Максимальні динамічні напруження

$v_H, \text{ м/с}$	Напруження в сеченнях, МПа					
	До опрокидывания			После опрокидывания		
	1	2	5	1	2	5
0,2	39,02	43,28	56,35	73,74	93,70	134,00
0,4	29,79	40,47	50,38	72,83	107,40	148,23

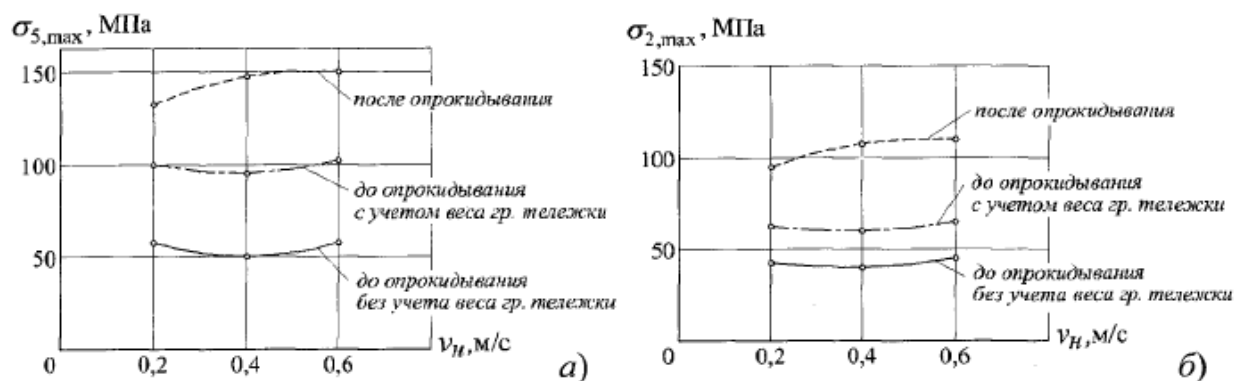


Рисунок 2.18 - Трьохмасова модель. Залежність максимальних напружень в перетинах 5(а) і 2(б)

Оцінюючи значення динамічних коефіцієнтів по напруженням і переміщенням у разі $V_H = 0,4 \text{ м/с}$, отримаємо:

$$\mu_{y_4} = \frac{y_{4, \max}}{y_{4, \text{ст}}} = \frac{0,0358}{0,0143} = 2,5; \quad \mu_{\sigma_5} = \frac{\sigma_{5, \max}}{\sigma_{5, \text{ст}}} = \frac{148}{43,8},$$

де $\sigma_{5, \text{ст}} = 43 \text{ МПа}$ - напруження в перетині 5 головної балки від ваги вантажного візка.

При $v_H = 0,2 \text{ м/с}$, відповідно:

$$\mu_{y_4} = \frac{0,0333}{0,0143} = 2,33; \quad \mu_{\sigma_5} = \frac{134}{43,8} = 3,06.$$

Динамічні коефіцієнти для напруження виявляються великими, так як напруження $\sigma_{5, \max}$ визначаються не тільки від вертикальних, але і від горизонтальної динамічних навантажень.

Для випадку розташування вантажного візка в чверті прольоту, дослідженого за допомогою п'ятимасової моделі (рис. 2.13), вертикальний статичний прогин дорівнював $y_{8,ст} = 8,096$ мм. В табл. 2.13 і 2.14 для цього випадку представлені максимальні значення пружних переміщень і реакцій ($R_{I,max}$ і $R_{II,max}$), а також вказані тривалості етапів (t_1 і t_2) в залежності від швидкості наїзду на упор. На рис. 2.19 і 2.20 для $V_n=0,4$ м/с показано зміна пружних переміщень в залежності від часу до і після перекидання. З порівняння даних табл. 2.11 і 2.15 видно, що в разі розташування вантажного візка в чверті прольоту різницю горизонтальних переміщень $(x_7^R - x_7^L)$ в момент торкання вантажного візка і лівої головної балки при зворотному ході менше.

Значення максимальних динамічних напружень в залежності від швидкості наїзду на упор до і після перекидання вантажного візка представлені в табл. 2.16, а залежність їх від часу для $v_n = 0,4$ м/с - на рис. 2.21. Як і в разі розташування вантажного візка посередині прольоту, сумарні напруження п'ятимасової моделі, отримані шляхом додавання динамічних напружень зі статичними, мають досить високе значення, але не перевищують границі текучості.

Таблиця 2.13 – П'ятимасова модель до перекидання. Максимальні переміщення

$v_n, \text{ м/с}$	Максимальные перемещения, мм			$R_{I,max}, \text{ кН}$	$t_1, \text{ с}$
	x_1	x_7	u_9		
0,2	21,80	1,16	72,97	111,57	0,34
0,4	7,87	1,96	74,52	115,79	0,186

Таблиця 2.14 - П'ятимасова модель після перекидання. Максимальні переміщення

$v_n, \text{ м/с}$	Максимальные перемещения, мм						$\psi, \text{ рад}$	$R_{II, \text{max}}, \text{ кН}$	$t_2, \text{ с}$
	x_1	x_7^R	x_7^L	y_8^R	y_8^L	u_9			
0,2	50,38	6,12	14,00	19,41	2,58	790	0,047	203,47	10,8
0,4	52,77	6,79	12,89	20,00	3,28	1001	0,060	232,57	6,87

Таблиця 2.15 - П'ятимасова модель. Різниця переміщення головних балок при зворотному ході

Вид обратного движения	$v_n, \text{ м/с}$	Разность перемещений ($x_7^R - x_7^L$) в момент касания тележки рельса, мм
Пуск двигателей в обратном направлении	0,2	5,75
	0,4	4,62
Движение с включенными тормозами $T = \text{const}$	0,2	10,79
	0,4	11,57

Таблиця 2.16 - П'ятимасова модель. Максимальні динамічні напруження

$v_n, \text{ м/с}$	Напряжения в сечениях, МПа							
	До опрокидывания				После опрокидывания			
	1	2	5	6	1	2	5	6
0,2	35,91	36,27	26,51	42,87	64,37	97,11	63,47	112,19
0,4	22,73	26,54	23,36	41,82	64,86	92,13	62,67	103,52

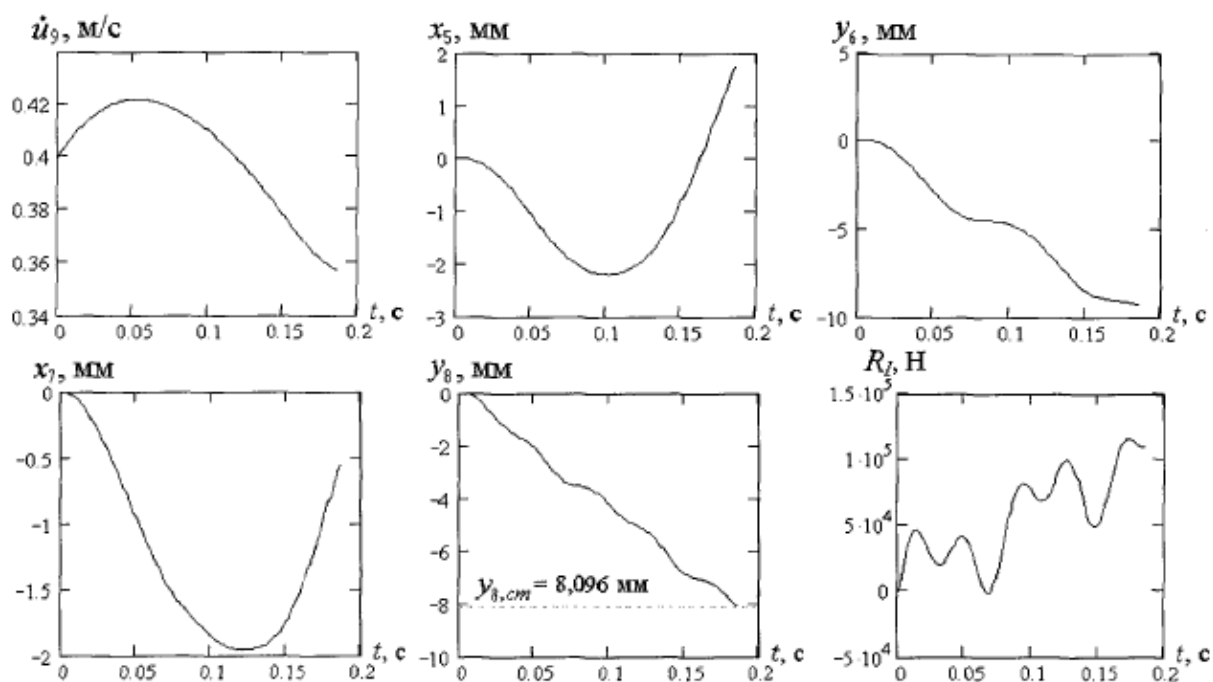


Рисунок 2.19 - П'ятимасова модель до перекидання. Залежність пружних переміщень і реакції в точці контакту від часу

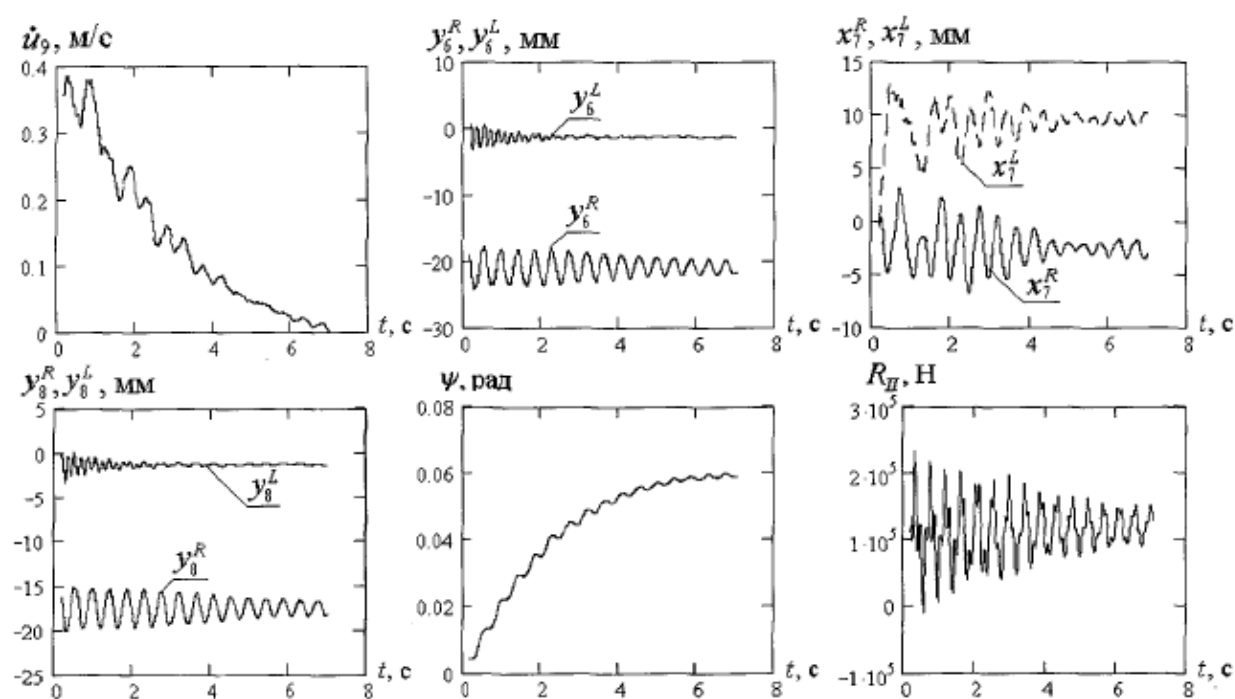


Рисунок 2.20 - П'ятимасова модель після перекидання. Залежність пружних переміщень і реакції в точці контакту від часу

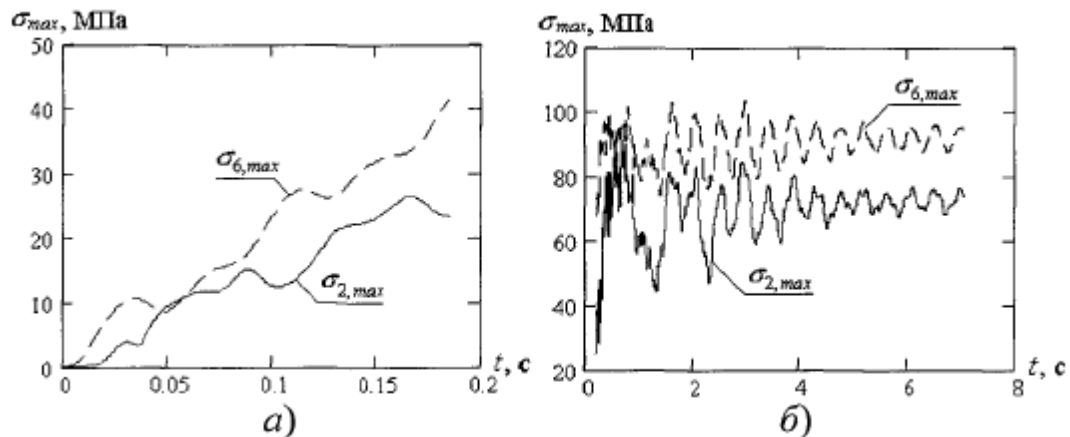


Рисунок 2.21 - П'ятимасова модель. Залежність максимальних динамічних напружень від часу до (а) і після (б) перекидання

Висновки

1. При наїзді нижнього кінця колони крана з жорстким підвісом вантажу на упор відбувається перекидання вантажного візка.

2. Після перекидання, в разі розташування вантажного візка посередині прольоту, завжди можливе сходження ходових коліс візка з рейки, яке відбувається через різні величини горизонтальних переміщень головних балок. Різниця в величині горизонтальних переміщень двох головних балок після перекидання візка змінюється в часі і носить випадковий характер, але її найбільші значення зростають зі збільшенням швидкості наїзду крана на упор (v_n). Якщо вантажний візок знаходиться в чверті прольоту, то при малих швидкостях при зворотному русі сходу ходових коліс вантажного візка з рейки, як правило, не відбувається.

3. Найбільші напруження в металоконструкціях кранів при наїзді на упор виникають в кінцевих балках в перетинах, де вони з'єднуються з головними. Максимальні напруги в головних балках виникають в місцях розташування вантажного візка. Найбільші напруження в середньому перетині головної балки навіть при швидкості наїзду на упор $V_n=0,2\text{м/с}$ в 3 рази більше статичних напружень від ваги вантажного візка, а максимальні прогини головних балок при цьому збільшуються в 2,33 рази. При швидкостях

наїзду $V_n \geq 0,8 \text{ м/с}$ в найбільш навантажених перетинах виникають пластичні деформації.

4. В зв'язку з небезпекою сходу візка з рейок необхідне проведення досліджень різних способів, що виключають його перекидання.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ В ПЕРІОД НОРМАЛЬНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КРАНА ТА ВПЛИВ ЇХ НА ВИТРИВАЛІСТЬ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

3.1 Розгін та гальмування

3.1.1 Рівняння руху крана при розгоні

Для дослідження процесу несталоного руху при розгоні кранів з жорстким підвісом вантажу використовувалася шестімасова динамічна модель, яка представлена на рис. 3.1, аналогічна застосованій раніше при дослідженні наїзду крана на буферні упори. Розглядалося три варіанти розташування вантажного візка: посередині, в чверті прольоту і у кінцевій балці. Індксація наведених мас відповідає описаному вище випадку наїзду крана на буферні упори.

Повні горизонтальні переміщення наведених мас визначалися відповідно до виразів (2.1), (2.2) і (2.3), в залежності від положення вантажного візка.

Рівняння руху наведених мас мали вигляд аналогічний (2.4). Зовнішніми навантаженнями при розгоні були зусилля P_1 і P_2 , створювані електродвигунами, які змінювалися відповідно за механічними характеристиками використовувавши електроприводи (рис. 3.2), а також сили опору пересуванню крана W_1 і W_2 .

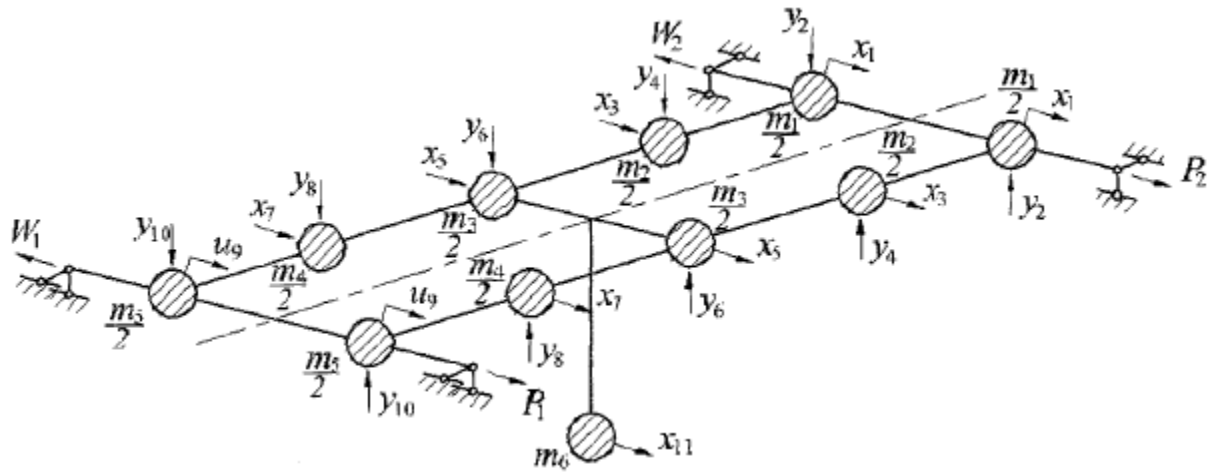


Рисунок 3.1 – Динамічна модель для дослідження динаміки крана при розгоні

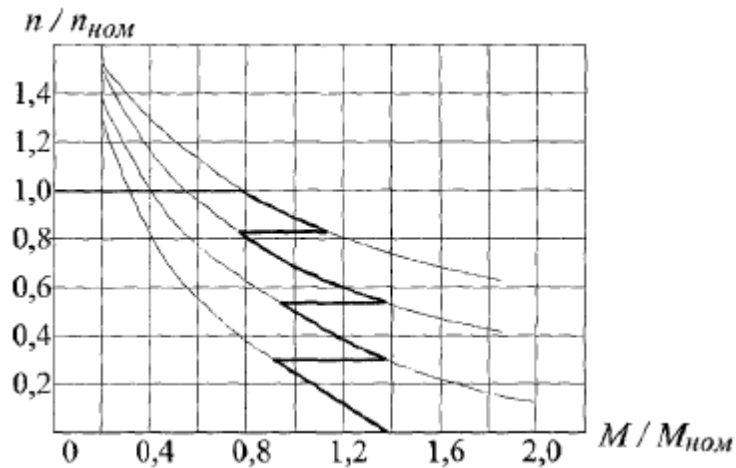


Рисунок 3.2 – Механічні характеристики двигуна

Рушійні сили, створювані електродвигунами, відповідно [26], визначаються за формулами:

$$P_1 = \frac{2M_1 u \eta \kappa}{D_k}; \quad P_2 = \frac{2M_2 u \eta \kappa}{D_k}, \quad (3.1)$$

де M_1 і M_2 - моменти електродвигунів; κ - число електродвигунів на одній стороні моста; u - передаточне число механізму пересування; D_k - діаметр ходового колеса; η - ККД механізму пересування.

Моменти, що розвиваються електродвигунами на кожному ступені командоконтролера, приймалися лінійно залежними від частоти обертання.

Швидкості пересування кінцевих балок пов'язані з частотами обертання електродвигунів n_1 і n_2 залежностями

$$\dot{u}_9 = \frac{\pi D_K n_1}{60u}; \quad \dot{u}_1 = \frac{\pi D_K n_2}{60u}; \quad (3.2)$$

Вирази (3.1) та (3.2) дозволяють встановити зв'язок між рушійними силами P_1 і P_2 і відповідними швидкостями пересування кінцевих балок $\dot{u}_9$ и $\dot{u}_1$.

У разі розташування вантажного візка посередині прольоту динамічні навантаження, що діють на міст крана (рис. 2.2), визначалися у вигляді:

$$\begin{aligned} F_1 &= -m_1 \ddot{u}_1 + P_2(\dot{u}_1) - W_2; & F_2 &= -\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2; & F_3 &= -m_2 \ddot{u}_3; \\ F_4 &= -\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4; & F_5 &= -m_3 \ddot{u}_5 - m_6 \ddot{u}_{11}; & F_6 &= -\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 - m_6 \ddot{u}_{11} \frac{H}{K}; \\ F_7 &= -m_4 \ddot{u}_7; & F_8 &= -\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8; & F_{10} &= -\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10}. \end{aligned}$$

Якщо вантажний візок знаходився в чверті прольоту, то залежності для обчислення деяких динамічних навантажень змінювалися:

$$F_5 = -m_3 \ddot{u}_5; \quad F_6 = -\frac{m_3}{2} \ddot{y}_6; \quad F_7 = -m_4 \ddot{u}_7 - m_6 \ddot{u}_{11}; \quad F_8 = -\frac{m_4^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_8 - m_6 \ddot{u}_{11} \frac{H}{K}.$$

При розташуванні вантажного візка у кінцевій балці:

$$F_5 = -m_3 \ddot{u}_5; \quad F_6 = -\frac{m_3}{2} \ddot{y}_6; \quad F_{10} = -\frac{m_5^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_{10} - m_6 \ddot{u}_{11} \frac{H}{K}.$$

Помноживши значення динамічних навантажень $F_1, F_2, \dots, F_8, F_{10}$, обчислюючи для кожного моменту часу, на величини згинаючих і крутних моментів, отриманих при визначенні податливостей, від відповідних одиничних сил, знаходили дійсні внутрішні силові фактори для розрахункових перетинів, показаних на рис. 2.2.

3.1.2 Дослідження гальмування крана

При дослідженні процесу гальмування крана використовувалася та ж динамічна модель, що і при розгоні (рис. 3.1), але рушійні сили P_1 і P_2 змінювалися на гальмівні зусилля $(-T_1)$ і $(-T_2)$.

Вантажний візок, як і при розгоні, розташовувався в середині або чверті прольоту моста, а також у кінцевій балці. Розглядалися три способи гальмування: механічне, динамічне з наступним накладенням механічних гальм і динамічне з загальмуванням противотоком.

При механічному гальмуванні зовнішніми навантаженнями були гальмівні сили T_1 і T_2 , що визначалися по гальмівним моментам, зазначеними в технічних характеристиках кранів

$$T_1 = \frac{2M_{1Тик}}{\eta D_k}; \quad T_2 = \frac{2M_{2Тик}}{\eta D_k},$$

де $M_{1Т}$ и $M_{2Т}$ - гальмівні моменти на валах електродвигунів механізмів пересування.

Для оцінки гальмівних зусиль, що діють на ходові колеса кранів, при гальмуванні динамічному і противотоком використовувалися механічні характеристики електроприводу, представлені на рис. 3.3. Для динамічного гальмування передбачається характеристика 1', одержувана шунтуванням якоря. За допомогою цієї характеристики визначалися гальмівні зусилля до тих пір, поки не змінювався знак моменту, створюваного електродвигуном. Згідно рис. 3.3, це відповідало відношенню $n/n_{ном} = 0,4$. Далі у другому варіанті гальмування передбачалося включення механічних гальм, що створювали такі ж зусилля, що були при механічному гальмуванні. При третьому способі гальмування після зниження числа обертів двигуна до $n/n_{ном} = 0,4$, відповідно до характеристики 1', вироблялося перемикання його на характеристику противключення 1Т (рис. 3.3). При цьому гальмівний

момент знову збільшувався, і число обертів двигуна знижувалося далі. При проведенні розрахунків зазначені нелінійні характеристики $1'$ і $1T$ замінювалися кусочно-лінійними функціями.

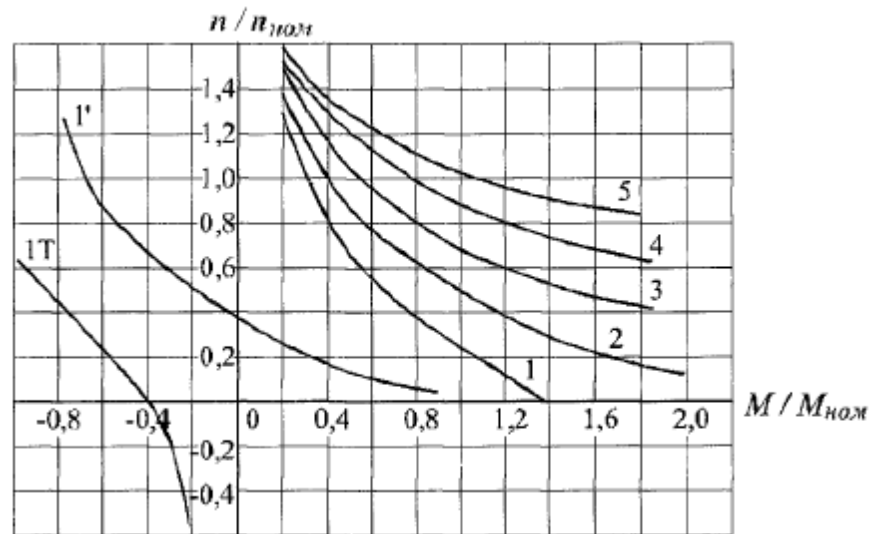


Рисунок 3.3 – Механічні характеристики електропривода

Висновок

Проведене дослідження динамічних навантажень і спричинених ними напружень в металоконструкціях кранів з жорстким підвісом вантажу в періоди несталого руху при розгоні і гальмуванні дозволило виявити наступне:

1. Розподіл мас шахти і колони, здійснюване при визначенні наведених мас, не робить істотного впливу на значення динамічних напружень в металоконструкції крана.

2. При розгоні і всіх видах гальмування, незалежно від положення вантажного візка, найбільші динамічні напруження виникають в перетинах 2 і 1 кінцевої балки (в місцях з'єднання її з головною). Максимальні динамічні напруження в головних балках виникають в перетині 6, при розташуванні вантажного візка чверті прольоту моста, і в перетині 5, якщо візок знаходиться в середині прольоту.

3. Найбільші динамічні напруження в головних і кінцевих балках моста виникають при механічному гальмуванні. Величина їх практично не

змінюється в разі наявності початкового зниження швидкості за рахунок динамічного гальмування.

4. При динамічному гальмуванні з наступним загальмовуванням протivotоком найбільші динамічні напруження в кінцевих балках знижуються на 10 ~ 20%.

5. При динамічному гальмуванні шлях і час гальмування збільшуються в два рази в порівнянні з тим, що має місце при механічному гальмуванні.

6. При визначенні динамічних напружень в разі розташування вантажного візка посередині прольоту можна використовувати чотирьохмасові моделі крана. Похибка в результаті при цьому в порівнянні з шестимасовими моделями виходить менше 5%.

В зв'язку з вищевикладеним, для кранів з жорстким підвісом вантажу, у яких шлях і час гальмування можуть бути збільшені, доцільно рекомендувати динамічне гальмування з загальмуванням протivotоком. Останнє знизить найбільші динамічні напруження, що дозволить дещо збільшити термін служби металоконструкцій цих кранів.

3.2 Вплив динамічних навантажень на довговічність металоконструкцій крана

3.2.1 Особливості розрахунку металоконструкції крана на витривалість

Розрахунок кранових металоконструкцій на довговічність, як розрахунок будь-яких деталей машин, проводиться за методикою, розробленою на лінійній гіпотезі додавання пошкоджень. Вихідним матеріалом є гістограма розподілу напружень в небезпечній точці розрахункового перерізу за цикл роботи крана. В якості розрахункових розглядаються ті перетини, в яких виникають найбільші напруги, а також ті, де є небезпечні концентратори.

На відміну від розрахунку деталей машин, особливістю розрахунку металоконструкцій є те, що всі напруження, що виникають протягом циклу роботи крана, спочатку приводяться до симетричного циклу, а потім порівнюються з межами витривалості реальних вузлів, що мають задані концентратори напружень.

Відповідно до методу розрахунку за граничними станами [11, 30], розрахункова довговічність балок кранових мостів може бути забезпечена, якщо виконується умова

$$\sigma_{np} \leq R\gamma_c, \quad (3.3)$$

де

$$\sigma_{np} = \sqrt[m]{\sum_1^p \sigma_{-1K_i}^m \frac{Z_i}{\sum Z_i}} \quad (3.4)$$

- наведене напруження стаціонарного симетричного циклу, еквівалентне нестаціонарним напруженням гістограми напружень при загальній кількості змін напружень $\sum Z_i$ (σ_{-1K_i} - наведене до симетричного циклу напруження i -го рівня, що повторюється в наведеному циклі роботи крана Z_i раз; m - показник ступеня кривої втоми; p - число враховуючих рівнянь графіку напружень); R - розрахунковий опір матеріалу; γ_c - коефіцієнт умов роботи.

Враховуючи, що в балках, як і в інших елементах кранових металоконструкцій, від дії зовнішніх навантажень виникають напруження з різними коефіцієнтами асиметрії циклів r , для можливості підсумовування їх в залежності (3.4) вони приводяться до симетричних циклів за формулою

$$\sigma_{-1K_i} = \frac{\sigma_{-1K}}{\sigma_{rik}} \sigma_{\gamma_i}, \quad (3.5)$$

де σ_{-1K} - межа витривалості вузла при симетричному циклі з ефективним коефіцієнтом концентрації напружень K ; σ_{rik} - межа витривалості того ж вузла при циклі з коефіцієнтом асиметрії r ; σ_{γ_i} - еквівалентне напруження, що

враховує можливість зміни номінального навантаження крана при його експлуатації.

Розрахунковий опір матеріалу R визначається за формулою

$$R = \frac{K_0}{K_M} \sigma_{-1K}, \quad (3.6)$$

де $K_0 = 0,9$ - коефіцієнт однорідності по втомному випробувані, що враховує розкид результатів втомних випробувань; K_M - коефіцієнт безпеки по матеріалу (залежить від марки сталі: $K_M = 1,05$ для маловуглецевої сталі; $K_M = 1,1$ для низьколегованої сталі).

Межа витривалості σ_{-1K} вибирається з таблиць, наведеними в [11, 30], в залежності від K . Він знаходиться на підставі експериментальних даних при базовому числі циклів N_6 . При цьому для $K < 2,0$ приймаємо $N_6 = 2 \cdot 10^6$ циклів, а при $K \geq 2,0$ - $N_6 = 5 \cdot 10^6$ циклів.

Якщо число змін напружень, наведених до симетричного циклу ΣN за термін служби крана виявляється менше N_6 , то необхідно обмежити час роботи крана, і в формулу (3.6) замість σ_{-1K} підставляється межа обмеженої витривалості, яка знаходить вигляд

$$\sigma_{-1K/O} = \alpha \sigma_{-1K}, \quad (3.7)$$

де $\alpha = \sqrt[m]{N_6 / \Sigma N}$ (тут $\Sigma N = \Sigma Z_i \lambda$; λ - число циклів роботи крана за термін служби T).

Розрахунковий опір матеріалу в цьому випадку

$$R_o = \frac{K_0}{K_M} \sigma_{-1K/O}.$$

Якщо розрахунковий графік напружень має ступені, напруга в яких $\sigma_{-1K_i} > \sigma_{-1K}$, то визначається знижена межа витривалості

$$\sigma_{-1K}^* = \varphi_c \sigma_{-1K} = \sigma_{-1K} \sqrt[m]{1 - \sum_1^p \left(\frac{\sigma_{-1K_i}}{\sigma_{-1K}} \right)^m \frac{Z_i}{\sum Z_i}},$$

причому враховуються ступені, напруження яких $\sigma_{-1K_i} > 0,6\sigma_{-1K}$ границі витривалості.

Відповідно визначається знижена межа обмеженої витривалості

$$\sigma_{-1K/O}^* = \alpha \sigma_{-1K}^*.$$

Розрахунковий опір матеріалу по необмеженій і обмеженій зниженій межі витривалості визначаються відповідно як

$$R^* = \frac{K_0}{K_M} \sigma_{-1K}^* \quad \text{или} \quad R_o^* = \frac{K_0}{K_M} \sigma_{-1K/O}^*.$$

Висновок

1. В кранах з жорстким підвісом вантажу найбільший вплив на довговічність надають динамічні напруження, що виникають при розгоні і гальмуванні моста, що змінюються по симетричному циклу. У цих кранах вага вантажного візка істотно більше ваги вантажу. Напруження від ваги вантажу, відповідні пульсуючому циклу, після приведення їх до симетричного циклу виявляються нехтовно малими.

2. Зменшення динамічних напружень при використанні динамічного гальмування крана в поєднанні з противотоком дозволяє збільшити довговічність металоконструкції ~ на 20 %.

3. В залежності від параметрів нерівностей підкранових колій, що входять у вираз спектральної щільності, довговічність металоконструкції зменшується до 1,5 разів.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз потенційних небезпек.

В магістерській роботі передбачено знаходження навантажень на елементи колодязного крана, який встановлено у колодязному цеху ВАТ «Запоріжсталь». При роботі даного обладнання можуть виникнути наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- Можливість отримання удару кліщовим механізмом або вантажем;
- Зрив вантажу з механізму захоплення зливків;
- Отримання травми при зриві вантажних канатів у разі не дотримання правил безпеки при використанні вантажних кранових канатів;
- Зміщення крана з рейок та його падіння на ділянку цеху;
- Недостатнє освітлення;
- Можливість ураження електричним струмом;
- Підвищений рівень шуму та вібрації;
- Незадовільні параметри повітряного середовища в конструкторському бюро;
- Психо – фізіологічне навантаження.

Також можливо визначити фактори, які завдають шкоди навколишньому середовищу, так як об'єктом виробництва є ВАТ «Запоріжсталь», то має місце:

- Забруднення повітря відпрацьованими газами;
- Забруднення води за рахунок викидів відпрацьованої води з цехів, де вода є технологічним інструментом.

Оскільки тема магістерської роботи «Теоретичні дослідження навантажень на елементи колодязного крана», тому нижче розглянемо заходи з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки при

експлуатації, ремонті, монтажі даного крана у колодязному цеху ВАТ «Запоріжсталь».

4.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

Розглядається кран кліщовий колодязний, вантажопідйомністю $Q = 16/20\text{т}$, який використовується для перевантаження зливків зі сталі у колодязному цеху ВАТ «Запоріжсталь», спроектованого за НПАОП 0.00 – 1.01 – 07 «Правила устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів».

Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт відокремлюються за ГОСТ 12.3.009 – 79. Згідно з цим стандартом навантажувально-розвантажувальні роботи слід виконувати механізованим способом за допомогою підйомно-транспортного обладнання згідно з проектами проведення робіт, або іншими нормативно-технічними документами.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт забезпечені знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76. При переміщенні вантажу підйомно-транспортним обладнанням персоналу забороняється знаходитись на вантажі, чи в зоні його можливого падіння. Переміщення вантажу над приміщеннями чи транспортними засобами де знаходяться люди забороняється.

Персонал, задіяний на проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт, забезпечений санітарно побутовими приміщеннями і якісною питною водою.

Легкодоступні рухомі частини механізмів, котрі можуть стати причиною нещасного випадку, закриті металевими огороженнями.

Огородженню підлягають:

- зубчасті, ланцюгові та черв'ячні передачі;
- з'єднувальні муфти, з виступаючими болтами, шпонками, а також всі муфти розташовані поблизу місць проходу обслуговуючого персоналу.

Ходові колеса пристрою оснащені щитками, котрі виключають попадання під колесо сторонніх предметів. Зазор між рейкою та щитком повинен перевищує 10 мм.

Неізольовані частини електрообладнання, що проводять струм, розташовані в місцях можливого дотику до них, є огороженими.

Все електрообладнання, що розташоване на пристрої є заземленим.

4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Всі виробничі приміщення, устаткування, технологічні процеси відповідають вимогам забезпечення здорових і безпечних умов праці. Перелік рівнів концентрації і інших параметрів, що допускаються стандартами (санітарними нормами), небезпечних і шкідливих виробничих чинників, властивих виробничим процесами, містить норми виробничої санітарії, що запобігають виникненню професійних захворювань працівників.

Згідно до ДСП 173 – 96 ВАТ «Запоріжсталь» належить до I класу виробництва та повинна мати санітарно – гігієнічну зону у 1000 метрів.

У кабіні оператора та приміщенні цеху забезпечуються оптимальні параметри мікроклімату згідно ДСН 3.3.6 – 042 – 99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Для приміщення цеху (категорія робіт Пб): температура повітря - 17 – 19° С для холодного періоду року та 20 – 22° С для теплого періоду року, забезпечується кондиціонерами (перший клас кондиціонування) та настінними електричними обігрівачами; вологість повітря – 40 – 60%, забезпечується ультразвуковими охолоджувачами; швидкість руху повітря не більше 0.2м/с. Для кабіні оператора: температура – 22 – 24° С, які забезпечуються спеціально налаштованим кондиціонером (другий клас кондиціонування) та електричним обігрівачем; вологість повітря – 40 – 60%, забезпечується ультразвуковим охолоджувачем; швидкість руху повітря не більше 0.1м/с. Чистота повітря забезпечується системою вентиляції з природним побудженням та системою фільтрів.

У приміщенні цеху та кабіні керування крана відповідно до ДБН В.2.5 – 28 – 2006 «Природне та штучне освітлення» забезпечується 2 види виробничого освітлення: природне та штучне. Природне освітлення цеху забезпечується використанням вікон по обидві сторони цеху. Природне освітлення кабіни забезпечується використанням вікон у 30% площі корпусу кабіни навпроти оператора. Робоче штучне освітлення кабіни забезпечується двома газорозрядними лампами, розташованими під стелею кабіни. Робоче штучне освітлення цеху забезпечується комплексом цехових світильників ЖТУ 21 з лампами типу ДНАТ 250 Вт (натрієві лампи високого тиску), розташованих під стелею цеху у два ряди. Така схема розташування світильників та обраний вид ламп забезпечує світловий потік у 25 лк. Аварійне та евакуаційне освітлення забезпечується лампами розжарювання, які встановлені у найважливіших точках цеху та евакуаційних шляхах. Для аварійного освітлення забезпечується світловий потік у 2лк, для евакуаційного – 0.5лк. Охоронне та чергове освітлення забезпечується рядом галогенових ламп, які забезпечують світловий потік у 0,5лк.

Таблиця 4.1 - Норми освітлюваності робочих місць ДБН В.2.5 – 28 – 2006 «Природне та штучне освітлення»

Характеристика роботи	Розміри об'єкту розрізнення, мм	Розряд зорових робіт	Освітлення загальне
Груба	>5	6	150

Захист від шуму виробничого персоналу забезпечується наступним шляхом: для захисту кабіни керування крана використовується звукоізоляційний матеріал, який є вбудованим у конструкцію кабіни керування; для захисту виробничого персоналу використовуються спеціальні звукопоглинаючі навушники. Для захисту від вібрації кабіна крана обладнана системою демпфування, яка дозволяє знизити рівень вібрації від роботи крана

до допустимих значень, та виключити можливість виникнення резонансу від коливань металоконструкції.

З боку дії на навколишнє середовище викиди комбінату підрозділяються на 3 види:

- Викиди відпрацьованих газів у повітря через димоходи;
- Викиди відпрацьованої води;
- Викиди твердих відходів металургійних процесів.

Захист навколишнього середовища від викидів газів забезпечується спеціальною системою газоочистки, яка затримує шкідливі речовини. Захист водних ресурсів від викидів комбінату забезпечується системою фільтрів та очисним комплексом, який знижує рівень зараження відпрацьованої води до рівня граничної допустимої концентрації за кожною зі сполук. Також у системі фільтрації передбачені фільтри, які виводять з відпрацьованої води залишки важких металічних сполук з послідуємим їх виведенням у контейнери та утилізацією.

Зона цеху забезпечена усіма необхідними санітарно побутовими приміщеннями, а саме:

- Гардеробна закритого типу;
- Умивальні (40% розташовані безпосередньо поряд з робочими місцями);
- Туалет (розташований поряд з приміщенням цеху);
- Кімнати для куріння (розташовуються поряд з туалетами);
- Медичний пункт охорони здоров'я.

Розташування цих приміщень відповідає усім нормам СНиП 2.09.04 – 87 «Санитарно – бытовые помещения».

Після проведення аналізу матеріалів, які використовуються при виробництві у цеху було з'ясовано, що колодязний цех належить до категорії Г вибухової, вибухопожежної та пожежної небезпеки згідно СНиП 2.09.02 – 85 «Нормы проектирования. Виробничі будівлі промислових підприємств».

Відповідно до ДБН В.1.1.7 – 2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва» та категорії виробництва з пожежної безпеки визначаємо, що даний цех належить до II ступені вогнестійкості.

У цеху передбачені шляхи евакуації робітників на випадок пожежі. Евакуаційні переходи спроектовані згідно ДБН В.1.1.7 – 2002 без перепадів висот та обладнання, яке не зменшує нормований поперечний перетин переходу. Евакуаційні переходи облаштовані також вогнестійкими рамами, які є перепорою до поширення вогню у переходи. Сходові маршрути спроектовані згідно правил: ширина сходової площадки дорівнює 2.3 метри, що є більше допустимого; ухил сходів визначений як 1:1, що допускається за технічними нормами; ширина сходів дорівнює 0.5 метра, а висота сходу – 0,25 метри. Евакуаційні виходи спроектовані за вимогами правил вищезазначеного ДБН. Цех має 2 евакуаційних виходи, які розташовані з коротких сторін цеху. Ширина та висота просвітів евакуаційних виходів нормується за НД та визначена, як 2,35 та 1.2 метри відповідно. Двері евакуаційних виходів відчиняються у сторону виходу людей з будівлі. Максимальне віддалення від найвіддаленішого робочого місця до евакуаційного виходу – 40 метрів.

4.4 Заходи з пожежної безпеки

Пожежна безпека ділянки забезпечується системами запобігання пожежі і протипожежному захисту, зокрема організаційно-технічними заходами.

Об'єкти мають системи пожежної безпеки, направлені на запобігання дії на людей небезпечних чинників пожежі, зокрема їх вторинних проявів на необхідному рівні.

Необхідний рівень забезпечення пожежної безпеки людей за допомогою вказаних систем підтримується на рівні не менше 0,999999 запобігання дії небезпечних чинників в рік з розрахунку на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не більше 10^{-6} дії

небезпечних чинників пожежі, що перевищують гранично допустимі значення, в рік з розрахунку на кожную людину.

Обладнання пристрою, освітлювальні та силові мережі цілком відповідають вимогам пожежної безпеки. Легкозаймисті частини пристрою (кранові канати, електродвигуни) відповідають вітчизняним стандартам пожежної безпеки. Силові мережі, максимально захищені від можливості загоряння у відповідності до вітчизняних стандартів.

Для виявлення пожежної небезпеки у приміщенні цеху використовується спеціальні системи. У цеху з крановим обладнанням під стелею цеху встановлені уловлювачі диму (прикріплені до стелі на рівні колон). При виявленні пожежного диму датчики уловлювачів посиляють сигнал на систему сигналізації про пожежу. У цеху встановлені пожежні сигналізації (над еваковиходами) та використані масивні сигналізатори цехового планування зі світловим та звуковим оповіщенням.

З огляду на пожежну небезпеку виробництва передбачена наступна система протипожежних заходів: у проекті будівлі передбачено пожежне водопостачання та також встановлені вогнегасники, ящики з піском та пожежні щити. Протипожежний водопровід об'єднується з господарсько-питним або виробничим водопроводом. Вільний натиск в мережі протипожежного водопроводу низького тиску при пожежогасінні складає не менше 10 м. Норма витрати води на внутрішню пожежогасінню приймається з розрахунку двох пожежних струменів продуктивністю не менше 2,5 л/сек кожна. В будівлі встановлено 4 пожежних кранів з рукавами та брансбойтами.

На ділянці цеху прийнято:

- вогнегасник ОП – 4 – 6 шт.;
- ящик з піском 0,5 м – 2шт;
- пожежний щит з лопатою, багром, відром та ін. – 2 шт.

Підходи до вододжерел, місць розташування пожежного інвентаря і устаткування знаходяться в місцях, що забезпечують вільний доступ до них. Заборонено користування відкритим вогнем, куріння.

Види і кількість первинних засобів пожежогасінні визначаються відповідно до фізико-хімічних та електро-хімічних вогнебезпечними властивостями наявних горючих речовин, їх взаємодією з вогнегасними речовинами, розмірами виробничих, службових, адміністративних і інших приміщень, території і установок. Кількість первинних засобів пожежогасіння необхідно визначати окремо для кожного поверху установки.

На випадок виникнення пожежі, передбачена пожежна сигналізація, що спрацьовує у випадку якщо температура в районі датчика перевищує гранично допустиму. Отже, з метою оперативного реагування на виникнення вогнищ спалаху, датчики розвішені за всією площею приміщення в припотолочній зоні.

4.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях

Розглянемо порядок дій робітників і службовців промислового об'єкта та непрацюючого населення при радіаційних аваріях і радіоактивному зараженні місцевості.

Радіоактивне зараженою може виявитися місцевість не тільки після ядерного вибуху, а й внаслідок аварії на атомній електростанції, на інших об'єктах, що виробляють або використовують розщеплені матеріали.

Характерна особливість радіоактивного зараження місцевості після ядерного вибуху - швидкий спад рівнів радіації через безперервний розпад радіоактивних речовин. Так, через 7 год після вибуху рівень радіації на місцевості зменшується у 10 разів, через добу - приблизно у 40 разів, через 49 годин - у 100 разів. Найдужче спадають рівні радіації у першу добу, яка становить найбільшу небезпеку для людей.

У тих населених пунктах і районах, де виявлено радіоактивне зараження, усі мешканці повинні надягнути респіратори, протипилові тканинні маски, ватно-марлеві пов'язки або протигази, взяти документи, запас їжі і води, медикаменти, предмети першої необхідності й піти до захисної

споруди. Цього не було зроблено у Прип'яті, Чорнобилі та в навколишніх населених пунктах після аварії на ЧАЕС у 1986 р. Якщо обставини змусили когось сховатись у квартирі або виробничому приміщенні, потрібно, не гаючи часу, зачинити вікна і двері, завісити їх щільною тканиною, затулити всі щілини.

Якщо ж люди опинилися в зоні зараження або їм потрібно залишити її, кожна людина повинна прийняти радіозахисний засіб. Складною і дуже відповідальною проблемою в таких умовах є харчування. Готувати їжу найкраще на незараженій території. В разі крайньої потреби можна готувати на відкритій місцевості з рівнем радіації не вищим 1Р/год, а якщо рівень радіації - до 5Р/год, то у наметах. Коли радіація вища за 5Р/год - лише у закритих герметичних і дезактивованих приміщеннях або у захисних спорудах.

Слід пам'ятати, що і після зняття обмежень треба додержувати заходів перестороги, оскільки частина радіоактивних речовин (в основному ізомери цезію-137 і стронцію-90) надовго залишається на ґрунті, рослинності, у воді, на поверхні будівель. Вони можуть потрапити до організму з їжею і водою. Тому для приготування їжі придатні тільки ті продукти, що зберігалися у погребях, підстілях, холодильниках, кухонних столах, шафах, закритому скляному посуді, були загорнуті в пилонепроникні матеріали.

Щоб запобігти масовому радіаційному опроміненню (чи хоча б знизити його дози до допустимих норм), штаби ЦО у цих зонах запроваджують режими радіаційного захисту, тобто визначають час безперервного перебування людей у захисних спорудах, тривалість перебування у будинках і на відкритій місцевості. Якщо підприємство і в цих умовах продовжує свою діяльність, то для кожного цеху встановлюється час роботи, час відпочинку в захисних спорудах або житлових приміщеннях. Вибір режиму залежить від рівнів радіації, захисних властивостей сховищ, наявності протирадіаційних укриттів та інших умов.

Нині розроблено і рекомендовано вісім типових режимів захисту для різних категорій населення: режими 1-3 - для непрацюючого населення, режими 4-7 - для робітників і службовців, режим 8 - для особового складу невоєнізованих формувань.

Кожний режим радіаційного захисту ділиться на три етапи: перший - перебування у захисних спорудах; другий - перебування у захисних спорудах і будинках; третій - перебування у приміщеннях та обмежений час перебування на відкритій місцевості.

Передбачені в колодязному цеху ВАТ «Запоріжсталь» заходи з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки відповідають вимогам ГОСТ, ДБН, ДСН, СНИП та інших нормативних документів, а також забезпечують безпечні та комфортні умови праці персоналу.

Передбачені заходи з цивільної оборони забезпечують стійку роботу промислового об'єкта при виникненні радіаційної аварії та ради активному зараженні місцевості, а також безпеку персоналу в умовах надзвичайної ситуації.

ВИСНОВОК

1. Розроблено метод визначення динамічних переміщень та напружень в металоконструкції крана з жорстким підвісом вантажу при наїзді нижнього кінця підвісу на упор, що дозволяє враховувати відрив коліс вантажного візка від рейки.

2. Показана можливість відриву коліс вантажного візка від рейки при наїзді крана на буферні упори. Дано рекомендації по створенню буферних пристроїв, що дозволяють виключити сход візка з рейки.

3. Досліджено вплив різних способів гальмування на динамічні напруги в балках моста і довговічність металоконструкції.

4. Досліджено вплив випадкових нерівностей підкранових колій у вертикальній площині на динамічні напруги в балках моста і довговічність металоконструкції. Встановлено найбільш небезпечний випадок розподілу нерівностей.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Александров М. П. Грузоподъемные машины. - М.: Высшая школа, 1985. - 519с.
2. Балашов В. П. Исследование динамических характеристик металлоконструкций мостовых кранов // Тр. ВНИИПТмаша. - 1969. - Вып. 7 (94). Исследование крановых металлоконструкций. - С. 91-127.
3. Балашов В. П. Боковые силы в кранах мостового типа в периоды пуска и торможения // Тр. ВНИИПТмаша. - 1970. - Вып. 5 (100). - С. 45-59.
4. Балашов В. П. Моделирование сил перекоса мостового крана // Тр. ВНИИПТмаша. - 1970. - Вып. 8 (103). - С. 25-30.
5. Богданов Дж., Козин Ф. Вероятностные модели накопления повреждений. - М.: Мир, 1989. - 344 с
6. Богинский К. С., Зотов Ф. С., Николаевский Г. М. Мостовые и металлургические краны. - М.: Машиностроение, 1970. - 300 с.
7. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. - М.: Стройиздат, 1984. - 312 с.
8. Будиков Л. Я., Ефремов Л. Д., Климчук А. С. Определение горизонтальных инерционных нагрузок металлоконструкций мостовых кранов с учетом механических характеристик привода // Конструирование и производство транспортных машин. Респ. межвед. темат. науч.-тех. сб. (Харьков). - 1977. - Вып. 10. - С. 106-110.
9. Будиков Л. Я. Исследование периода разгона мостового крана // Конструирование и производство транспортных машин. Респ. межвед. темат. науч.-тех. сб. (Харьков). - 1979. - Вып. 11. - С. 116-119.
10. Будиков Л. Я., Неженцев А. Б., Нгуен Ньят Куанг Динамические нагрузки при торможении грузоподъемных кранов // Конструирование и производство транспортных машин. Респ. межвед. темат. науч.-тех. сб. (Харьков) - 1980. - Вып. 12. - С. 116-120.

11. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1976. - 456 с.
12. Гохберг М. М., Вершинский А. В. Строительная механика и металлоконструкции кранов. - Л.: Машиностроение, 1984. - 336 с.
13. Гусев А. С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. - М.: Машиностроение, 1989. - 248 с.
14. Надежность механических систем и конструкций при случайных воздействиях / Гусев А. С., Карунин А. Л., Крамской Н. А., Стародубцева С. А. - М.: МГТУ "МАМИ", 2000. - 284 с.
15. Дроздов Н. Г., Житницкий С. П., Конкин Б. Н. Увеличение долговечности кранов с жестким подвесом груза // Конструирование и эксплуатация подъемно - транспортных машин. Сб. науч. тр. ТулПИ. - Тула: ТулПИ. 1985.
16. Зерцалов А. И. Краны с жестким подвесом груза. - М.: Машиностроение, 1979. - 192 с.
17. Зубков А. С. Статистический анализ поперечных сил, возникающих при движении мостового крана: Автореф. дис. ... канд. тех. наук. - М.: МИСИ, 1967. - 18 с.
18. Коновалов Л. В., Спицына Д. Н., Поликарпов К. В. Оценка долговечности металлоконструкций кранов с жестким подвесом груза // Вестник машиностроения. - 2001. - № 12. - С. 33-39.
19. Липатов А. С. Исследование случайных нагрузок на реборды колес мостовых кранов: Автореф. дис. ... канд. тех. наук. - М.: МВТУ, 1982. - 16 с.
20. Лобов Н. А. Расчет динамических нагрузок мостового крана при его передвижении // Вестник машиностроения. - 1976. - № 1. - С. 44-48.
21. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов. - М.: Машиностроение, 1987. - 157 с.

22. ОСТ 24.090.72-83. Нормы расчета стальных конструкций мостовых и козловых кранов / МВТУ. -М., 1983. - 39 с.
23. Петухов П. З., Ксюнин Г. П., Серлин Л. Г. Специальные краны. - М.: Машиностроение, 1985. - 350 с.
24. Пустовой В. Н. Metalлоконструкции грузоподъемных машин. Разрушение и прогнозирование остаточного ресурса. - М.: Транспорт, 1992. - 256 с.
25. Расчеты металлургических кранов / С. А. Казак, В. Н. Котов, П. З. Петухов, В. Н. Суторихин. - М.: Машиностроение, 1973. - 264 с.
26. РД 24.010.34-88. Методы расчета стальных конструкций мостовых кранов с жестким подвесом груза / МВТУ. -М., 1988. - 82 с.
27. РТМ 24.090.14-76. Краны грузоподъемные мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета. - М: ВНИИПТмаш, 1976. - 21 с.
28. РТМ 24.090.27-77. Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки. - М: ВНИИПТмаш, 1977. - 39 с.
29. РТМ 24.090.52- 79. Краны грузоподъемные. Материалы для сварных металлических конструкций / ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. - М., 1980. - 20 с.
30. РТМ 24.090.53- 79. Краны грузоподъемные. Выносливость стальных конструкций. Метод расчета / ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. - М., 1981. - 20 с. 156
31. РТМ 24.190.07-85. Нормы расчета стальных конструкций мостовых кранов грузоподъемностью свыше 50т / МВТУ. - М., 1986. - 102 с.
32. Соболев В. М. Горизонтальные нагрузки при свободном движении мостового крана в период пуска // Вестник машиностроения. - 1975. - № 10. - С. 21- 24.
33. Соколов С. А. Местные напряжения в верхнем поясе коробчатой балки с рельсом посередине // Тр. ЛПИ. - 1975. - №347. - С. 36 - 45.
34. Соколов С. А. Методологические основы прогнозирования долговечности металлических конструкций грузоподъемных машин:

- Автореф. дис. ... д-ра. тех. наук. - СПб.: СПбГТУ, 1995. - 32 с.
35. Соколов С. А., Юшкевич В. И. Усталостная прочность сварных балок в зоне местного воздействия подвижной нагрузки // Прочность сварных соединений и конструкций при переменных нагрузках. Материалы Всесоюзного семинара. - Челябинск, 1974. - С. 89-91.
 36. Спицына Д. Н. Исследования затухания колебаний крановых мостов // Тр. ВНИИПТмаша. - 1959. - № 23. Исследования и расчеты крановых металлоконструкций и канатов. - С. 39.
 37. Спицына Д. Н. Динамика металлоконструкций мостов колодцевых и стрипперных кранов: Дис. ... канд. тех. наук. - М: МВТУ, 1960. - 208 с.
 38. Спицына Д. Н. Динамика металлоконструкций мостов колодцевых и стрипперных кранов // Тр. ВНИИПТмаша. - 1960. - Вып.3. - С. 113-124.
 39. Спицына Д. Н., Аноскин И. В. Исследование на ЭВМ динамических нагрузок и напряжений в кранах с жестким подвесом груза // Вестник машиностроения. - 1993. - № 8. - С. 22-26.
 40. Спицына Д. Н., Поликарпов К. В. Исследование динамики кранов с жестким подвесом груза при движении их по неровным путям // Подъемно-транспортные машины на рубеже веков: Программа и тезисы научно-технической конференции с международным участием, посвященной 75-летию образования кафедры "Подъемно-транспортные системы". - М., 1999. - С. 94.
 41. Спицына Д. Н., Поликарпов К. В. Оценка влияния неровностей подкрановых путей на напряжения в кранах с жестким подвесом груза // Вестник машиностроения. - 2000. - № 12. - С. 3-11.
 42. Спицына Д. Н., Поликарпов К. В. Торможение кранов с жестким подвесом груза // Подъемно-транспортное дело. - 2000. - № 3. - С. 19-25.
 43. Спицына Д. Н., Поликарпов К. В. Оценка параметров буферных устройств для кранов с жестким подвесом груза // Тр. ТулГУ. Подъемно-

- транспортные машины и оборудование. - 2001. - Вып. 3. - С. 194-202.
44. Спицына Д. Н., Поликарпов К. В. Защита кранов с жестким подвесом груза от аварий в случае наезда на упор // Вестник машиностроения. - 2002. - № 3. - С. 3-10.
 45. Суторихин В. Н. Исследование работы металлоконструкций шахт коловцевых кранов: Дис. . " канд. тех. наук. - Свердловск: УПИ, 1957. - 32 с.
 46. Суторихин В. Н. Динамические нагрузки в конструкциях металлургических кранов с шахтами // Черная металлургия. - 1967. - № 6. - С. 157-161.
 47. Суторихин В. Н. Основы расчета металлоконструкций кранов с жесткой подвеской груза: Автореф. дис. ... д-ра. тех. наук. - Свердловск: УПИ, 1968. - 40 с.
 48. Суторихин В. Н. Определение нагрузок, действующих на металлоконструкции кранов с шахтами и колоннами при наезде на буферы // Тр. Всесоюзной конф. по расчетам на прочность металлургических машин. - М., 1968. - Сб. 23. - С. 42-48.
 49. Суторихин В. Н. Приближенное определение динамических нагрузок, действующих на металлоконструкции мостов кранов с жесткой подвеской груза // Тр. УПИ. - 1970. - № 188. - С. 112-118.
 50. Суторихин В. Н. Приближенное определение динамических нагрузок, действующих на металлоконструкции шахт кранов с жесткой подвеской груза // Тр. УПИ. - 1970. - № 188. - С. 118-122.
 51. Цехнович Л. И., Сарандачев В. И., Литвинова И. С. Пружинно-гидравлическое устройство для электромагнитных металлургических кранов // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 1972. - №2. - С. 62-65.