

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ

І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (НИ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Конструювання машин і обладнання

(назва кафедри)

Ловейкін В.С.

(підпис)

(ПБ)

2022 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: Оптимізація режиму пуску механізму переміщення мостового крана для переміщення довгомірних матеріалів

Спеціальність (напрямок підготовки): 133 «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Керівники магістерської роботи

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Ловейкін В.С.

(підпис)

(ПБ)

к.т.н., ст. викладач

(науковий ступінь та вчене звання)

Ляшко А.П.

(підпис)

(ПБ)

Виконав

Потеряйко Н.О.

(підпис)

(ПБ студента)

КИЇВ – 2022

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Конструювання машин і обладнання

д.т.н., професор _____ Ловейкін В.С.

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

“ ” _____ 202_ р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Пархоменко Ніні Олександрівні

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність (напрямок підготовки): 133 «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Тема випускної бакалаврської роботи (дипломного проекту бакалавра):

Оптимізація режиму пуску механізму переміщення мостового крана для переміщення довгомірних матеріалів.

затверджена наказом ректора НУБіП України від “25” листопада 202_ р. № 1855 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру _____ 2021.11.10

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра: Технологічна схема, Продуктивність

Перелік питань, які потрібно розробити: Актуальність розробки, розробка конструкції мостового крана, моделювання динаміки руху мостового крана, динамічний аналіз механізму переміщення, оптимізація режиму пуску механізму переміщення мостового крану, охорона праці, економічна ефективність розробки.

Перелік графічних документів (за потреби)

Дата видачі завдання “02” грудня 2020 р.

Керівники дипломного проекту бакалавра

(підпис)

Ляшко А.П.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Потеряйко Н.О.

(прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. Актуальність розробки	7
1.1. Загальні відомості про мостові крани.....	7
1.2. Актуальність роботи.....	14
РОЗДІЛ 2. Розробка конструкції та розрахунок мостового крана	16
2.1. Розрахунок механізму підйому вантажу.....	16
2.2. Розрахунок механізму переміщення візка.....	35
2.3. Розрахунок механізму переміщення крана.....	49
РОЗДІЛ 3. Динамічний аналіз механізму підйому вантажу мостового крана	57
3.1. Визначення вихідних параметрів механізму підйому вантажу.....	57
3.2. Побудова кінематичної схеми механізму підйому вантажу мостового крана.....	58
3.3. Побудова динамічної моделі вантажопідйомного механізму.....	63
3.4. Побудова математичної моделі механізму підйому вантажу.....	67
3.5. Результати дослідження динаміки руху механізму підйому вантажу.....	69
РОЗДІЛ 4. Оптимізація режиму руху механізму підйому вантажу	75
4.1. Основні положення оптимізації режиму руху мостових кранів.....	75
4.2. Визначення оптимального режиму руху механізму підйому вантажу.....	76
РОЗДІЛ 5. Охорона праці	85
5.1. Коротка характеристика будівлі і приміщення виконавальної роботи, робочого місця і навколишнього середовища.....	85
5.2. Аналіз існуючих небезпечних і шкідливих факторів.....	85
5.3. Заходи захисту від небезпечних і шкідливих факторів.....	86
5.4. Інструкція для кранівників (машиністів) з безпечної експлуатації мостових кранів.....	87
РОЗДІЛ 6. Економічна частина	93
6.1. Розрахунок витрат на базову техніку.....	93
6.2. Визначення розміру капітальних вкладень.....	94
6.3. Розрахунок затрат на нову техніку.....	95

6.4. Визначення собівартості одиниці продукції	96
6.5. Розрахунок річного економічного ефекту	99
6.6. Розрахунок строку окупності капітальних вкладень	99
6.7. Визначення коефіцієнту ефективності капіталовкладень	99
6.8. Визначення росту продуктивності праці	99
ВИСНОВКИ	101
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	102
ДОДАТКИ	105

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Підвищення продуктивності вантажно-розвантажувальних робіт, усунення ручної праці при виконанні основних та допоміжних операцій в

технологічних процесах сільськогосподарського виробництва, комплексна механізація та автоматизація виробничих процесів неможливі без використання підйомно-транспортних техніки і, зокрема, мостових кранів.

Мостові крани присутні, практично, у всіх цехах при виконанні технологічних процесів сільськогосподарського виробництва. Вони не займають робочого простору цеху, оскільки розміщуються на значній висоті від підлоги.

Мостовий кран переміщується по рейках, які монтуються на колонах біля стелі. Мостові крани можуть переміщувати вантажі в будь-яке місце цеху, оскільки вони можуть здійснювати рухи у трьох взаємно-перпендикулярних площинах.

В магістерській роботі необхідно розробити конструкцію і провести необхідні розрахунки мостового крана при переміщенні довгомірних конструкцій сільськогосподарських машин в ремонтному виробництві.

Під час роботи механізмів мостового крану при транспортуванні довгомірних конструкцій в його елементах та приводних механізмах виникають значні динамічні навантаження, тому виникає потреба в дослідженні цих навантажень. Для цього необхідно провести моделювання динаміки руху механізму переміщення крана з довгомірним вантажем. На основі складеної

динамічної моделі складається математична модель, розрахунок математичної

моделі мостового крана дасть можливість виявити і дослідити в елементах конструкції діючі динамічні навантаження. Для суттєвого зменшення цих навантажень пропонується вибрати відповідні режими руху приводних

механізмів. Оскільки найбільші динамічні навантаження в механізмах крану виникають під час перехідних процесів

(пуск, гальмування), тому є потреба в оптимізації режиму руху механізму переміщення мостового крану на ділянці пуску.

В магістерській роботі також передбачається розробити заходи з охорони праці та провести економічні розрахунки з приводу доцільності розробки нової конструкції мостового крана для переміщення довгомірних конструкцій.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ

НУБІП України

1.1. Загальні відомості про мостові крани

Крани - це вантажопідйомні пристрої, які використовуються для вертикального і горизонтального переміщення вантажів на великі відстані.

Мостові крани поділяються на кабельні, козлові, консольні, настінні, естакадні та відповідно мостові.

Оскільки мостові крани за своєю конструкцією не займають виробничих площ, це дає можливість забезпечувати подачу вантажу в будь-яку точку обслуговуючої зони, що й визначило їх переважне поширення в якості основної вантажопідйомної машини у цехах ремонтних підприємств та виробничих цехах будівельної індустрії.

Конструкція спеціальних мостових кранів досить різноманітна. Такі крани можуть поступально переміщатися по кранових рейках або обертатися навколо вертикальної осі. До обертальних кранів відносяться хордові, радіальні і поворотні.

Мостові крани загального призначення, використовуються для роботи з різноманітними вантажами. В якості вантажозахоплювальних органів мостові крани загального призначення, які також називають гаковими, оснащуються грейферами, магнітами, захватами для контейнерів. Підйомники спеціального призначення виробляють з поворотним візком або стрілою. Статичними дослідженнями встановлено, що гакові крани становлять близько 2/3 усіх експлуатаційних мостових кранів.

За результатами спостереження роботи кранів, було виявлено, що останнім часом інтенсивність використання кранів збільшилась більше ніж вдвічі. При цьому час роботи механізмів без вантажу рівна часу роботи їх з вантажем, а час, затрачений на навантаження і розвантаження гаку вантажем становить при ручній строповці від 30 до 50% часу повного циклу. У зв'язку з цим кількість циклів не перевищує 10-20 за годину. Оскільки крани загального призначення застосовуються на підприємствах і складах зі

зміщаними вантажопотоками, то їх продуктивність значно збільшується при обладнанні кранів автоматичними вантажозахватними пристроями, які навішуються на гак.

При необхідності переміщення малих штучних вантажів, сипких матеріалів або рідини, на гак навішуються контейнери, ящики, ковші і т.д.

Мостовий кран включає дві основні частини: міст і вантажний візок. Міст складається із металевої конструкції, яка перекриває робочий проїзд виробничого приміщення чи складу і механізму переміщення, за допомогою якого кран переміщається вздовж підкранового шляху.

Вантажний візок складається із рами, механізму підйому вантажу і механізму переміщення. За допомогою механізму переміщення візок переміщається по рейках вздовж моста. Механізм підйому вантажу (рис.1) складається з електродвигуна 1, зубчастої з'єднувальної муфти 2 з проміжним валом 3, колодкового гальма 4, горизонтального циліндричного редуктора 5 і барабана 6. Кінець вихідного вала редуктора виконаний у вигляді зубчастої напівмуфти, яка входить в зачеплення з іншою напівмуфтою, закріпленою за допомогою шпильок на барабані.

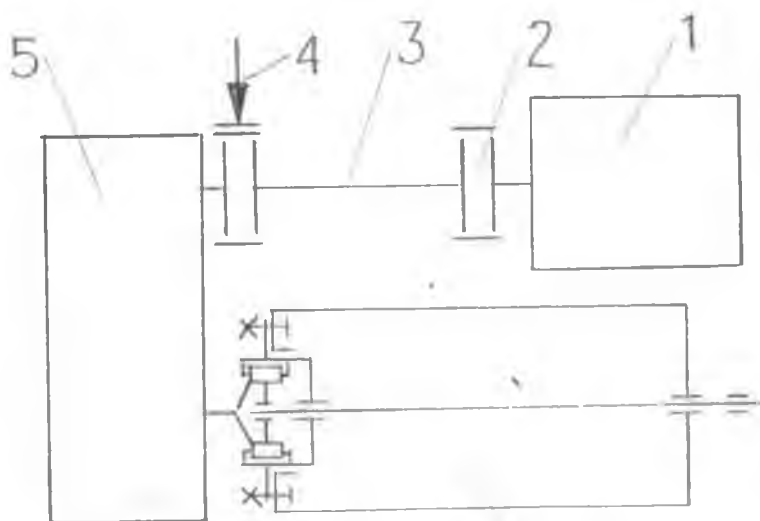


Рис. 1: Кінематична схема механізму підйому вантажу.

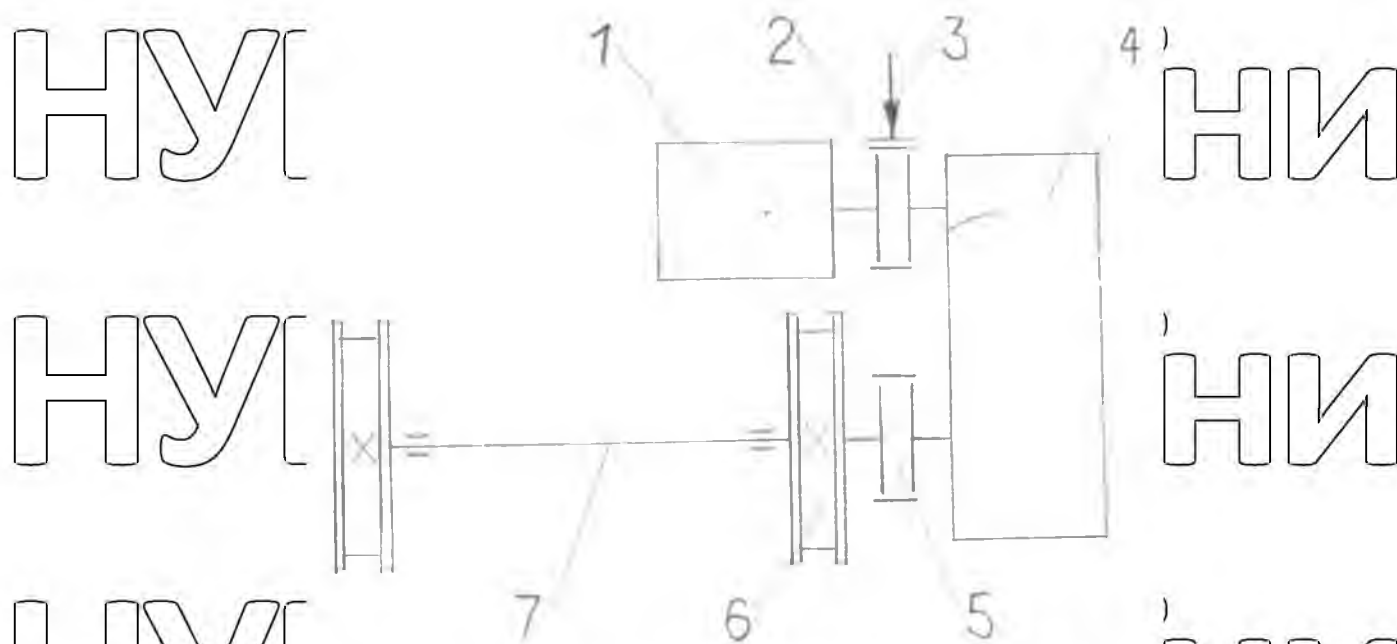


Рис. 2: Кінематична схема механізму підйому переміщення візка.

Механізм переміщення візка (рис. 2) складається з електродвигуна 1, зубчастої муфти з гальмівним шківом 2, колодкових гальм 3, вертикального циліндричного редуктора 4, зубчастої муфти 5, приводних коліс 6 и трансмісійного вала 7.

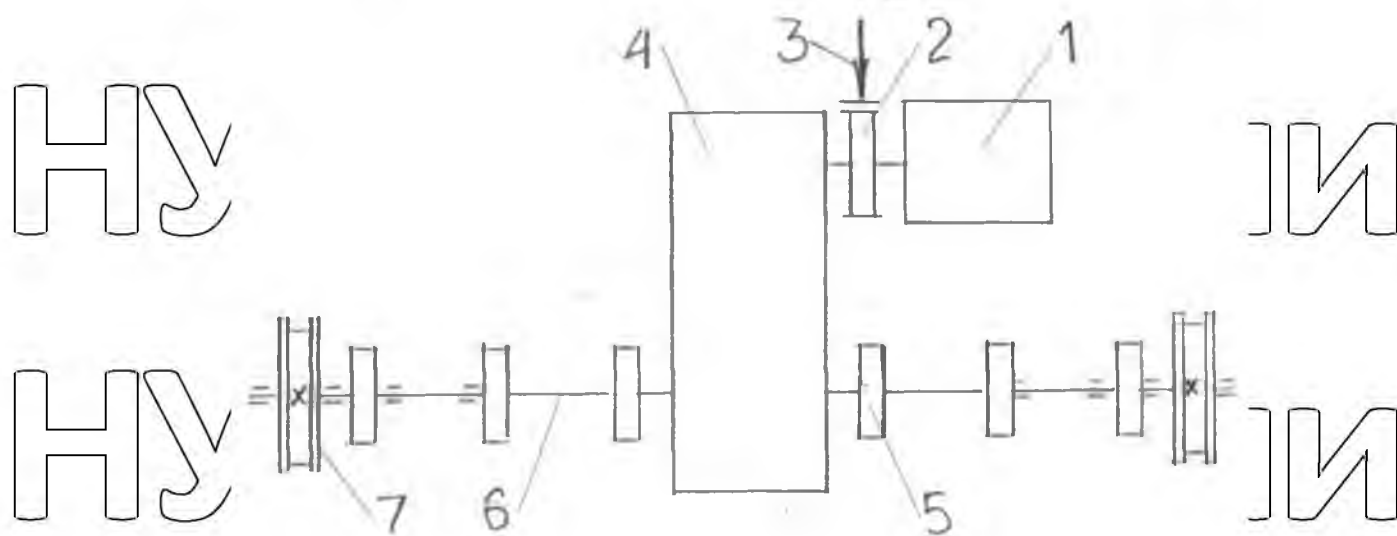


Рис. 3: Кінематична схема механізму переміщення крана.

Механізм переміщення крана (рис. 3) складається з електродвигуна 1, зубчастої муфти із гальмівним шківом 2, колодкових гальм 3, горизонтального

циліндричного редуктора 4, зубчастих муфт 5, трансмісійних тихохідних валів 6 і ходових коліс 7.

Мостові крани загального призначення використовуються в якості монтажних в складальних цехах, в машинних залах, в котельних і димососних відділах електростанцій. При роботі на відкритому повітрі (склади, контейнерні площадки і т.д.) вони переміщуються по шляхам, покладених на спеціальних естакадах.

На одному підкрановому шляху можуть працювати декілька кранів. У випадку, якщо вага вантажу перебільшує вантажопідйомність крана, для підймання використовують два крани зі спеціальними траверсами.

Безпека роботи кранів забезпечується обмежуванями вантажопідйомності, висота підйому, переміщення крана в зсу, а також буферними пристроями.

Крани мостові опорні

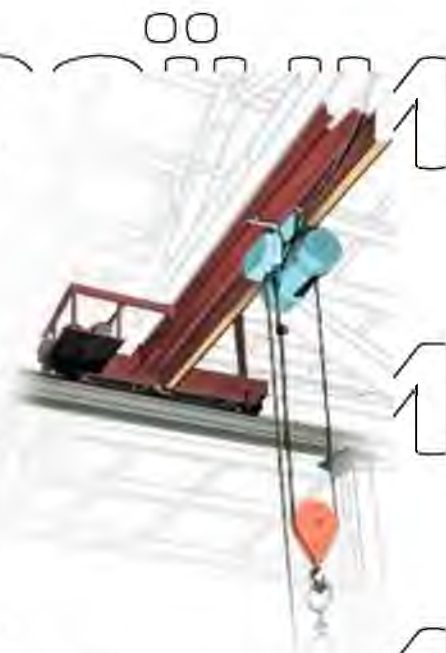
Мостові крани являються основним вантажопідйомним обладнанням виробничих цехів (закритих і відкритих) загального призначення з електричним приводом.

До кранів загального призначення відносяться також крани з гнучким підвісом вантажу. Також однобалочні крани, що мають в якості вантажного візка самохідну електричну

таль (кран-балки), можуть бути опорними і підвісними, режим роботи ЗК, для роботи при

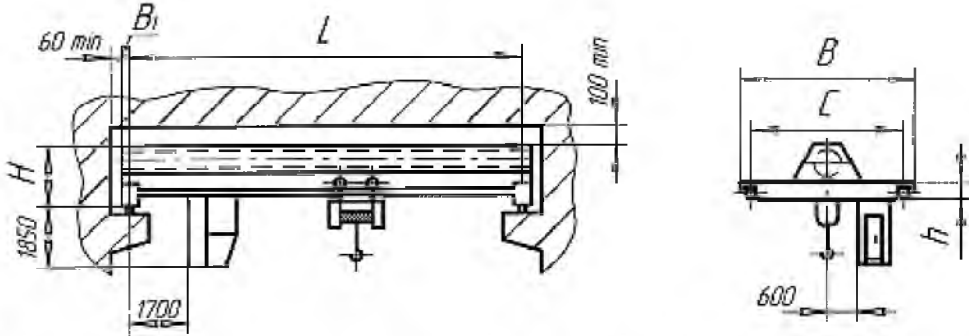
температурі від -25 до +40 градусів по Цельсію, які виготовились в кліматичному виконанні У і Т. В якості головного токоровода використовується кабельна підвіска (або тролей).

- Кран мостовий однобалочний електричний опорний виготовлюється по ГОСТу 22045-89, вантажопідйомність - 1,0...10 т, проліт - 4,5...28,5 м, управління - з підлоги.



- Кран мостовий однобалочний електричний опорний виготовлюється по ГОСТу 22045-89, вантажопідйомність - 5,0 т, проліт - 4,5...22,5 м, управління - з кабіни.

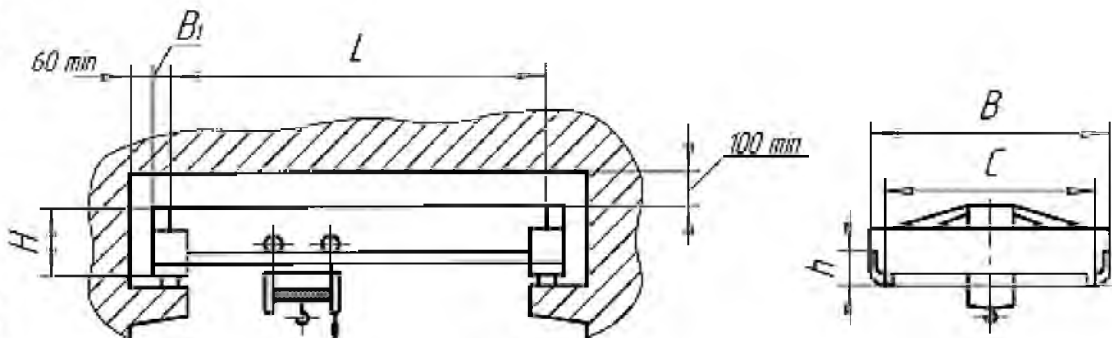
Кран мостовий однобалковий опорний з управлінням з кабіни.



Технічні дані

Проліт крана L, м	Висота підйому H, м	Швидкість м/хв			Вантажопідйомність — 5 т						
		підйому	перем. талі	перем. крана	C мм	B мм	B1 мм	H мм	h мм	Тиск коліс на рел.	Маса крана
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4,5	6	8	20	20	1500	2150	180	970	370	25,2	1,87
7,5					2000	2650				30,8	2,7
10,5					2600	3300	960			32,6	3,26
13,5	12	8	20	20	2600	3300	230	1650	370	33,9	3,6
16,5	18				4000	4650				42,34	6,58
19,5	18				4000	4650	230			1650	45,33
22,5	18	8	20	20	4000	4650	230	1650	370	45,33	6,1

Кран мостовий одно балковий опорний, управління з підлоги



Технічні дані

Проліт крана L, м	Висота підйому H, м	Швидкість м/хв			Вантажопідйомність — 1 т							Вантажопідйомність — 2 т						
		підйому	перем. талі	перем. крана	С мм	В мм	В1 мм	Н мм	h мм	тиск коліс на релес.	Маса крана	С мм	В мм	В1 мм	Н мм	h мм	тиск. коліс на релес.	Маса крана
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
4,5	6	8	20	20	1500	2150	180	970	350	7,8	1,26	1500	2150	180	970	350	12,4	1,35
7,5					8,5	1,41				13,5	1,57							
10,5					9,4	1,85				2000	2650						14,7	2,03
13,5					10,5	2,27				2600	3300						16,4	2,63
16,5					18	200	1580	11,6		2,68	4000	4650	17,8				2,88	
19,5					18,5			4,03		23,13			4,14					
22,5					19,5			4,30		24,63			4,34					

Технічні дані

Проліт крана L, м	Висота підйому H, м	Швидкість, м/хв			Вантажопідйомність — 1 т							Вантажопідйомність — 2 т						
		підйому	Переміщення талі	Переміщення крана	С мм	В мм	В1 мм	Н мм	h мм	Тиск коліс	Маса крана	С мм	В мм	В1 мм	Н мм	h мм	Тиск коліс	Маса крана
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
4,5	6	8	20	20	1500	2150	180	970	350	7,8	1,26	1500	2150	180	970	350	12,4	1,35
7,5					8,5	1,41				13,5	1,57							
10,5					9,4	1,85				2000	2650						14,7	2,03
13,5					10,5	2,27				2600	3300						16,4	2,63
16,5					18	200	1580	11,6		2,68	4000	4650	17,8				2,88	
19,5					18,5			4,03		23,13			4,14					
22,5					19,5			4,30		24,63			4,34					

НУБІП України

					Вантажопідйомність — 3,2 т							Вантажопідйомність — 5 т							Вантажопідйомність — 8-10 т				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	13	14	15	16	17
4,5					150	212				18,	1,5						25,2	1,8					
7,5					0	0			940	20,	1,8						28,5	2,1					
10,5	6				200	265	18			21,	2,2	200	265	18			30,8	2,7	2600	3160	170	840	
13,5	1		2	2	260	322			35	23,	2,3						32,6	3,2					350
16,5	1				0	0			100	24,	3,2						33,9	3,6					
19,5					400	465	23		160	30,	4,5						42,3	5,5					
22,5					0	0	0		160	31,	4,9						45,3	6,1	4000	4500	210	1067	
									5	2	7												

Крани мостові уніфіковані двобалкові

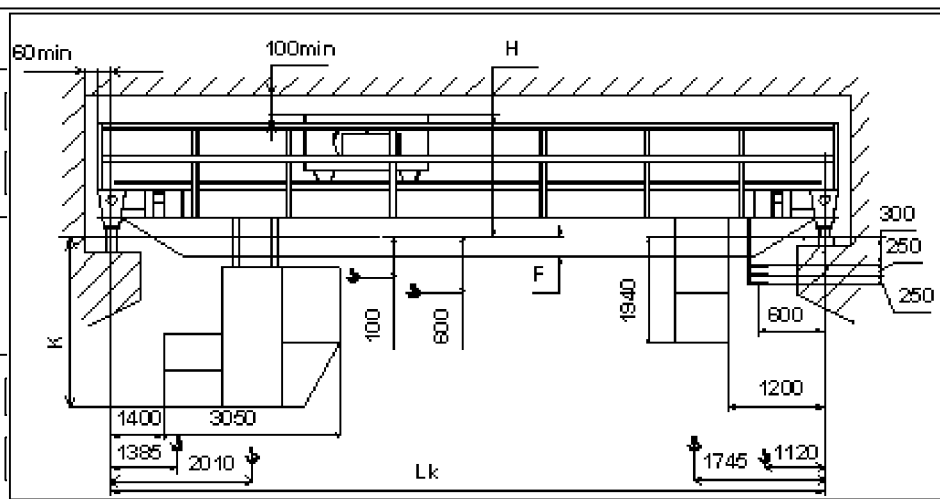
- Мостові електричні гакові крани вантажопідйомність яких сягає 5; 10; 16; 16/3,2; 20; 20/5 і 32/5 т - призначені для підйому і переміщення різних вантажів у виробничих і складських приміщеннях, зокрема на відкритих площадках.

- Крани цих типів виготовляються для легкого, середнього і важкого режимів роботи.

По бажанню заказників крани можуть поставлятися з відкритою або закритою кабіною, керуванням з підлоги або по радіоканалу.

Технічні характеристики						
вантажопідйомність, т	5	10	16	16/3,2	20	20/5
Проліт Lк, м	10,5; 13,5; 16,5; 19,5; 22,5; 25,5; 28,5; (31,5); 34,5					
Висота підйому, м						
Головного	16	16	16	16	12	12
Допоміжного				16		14
Швидкість, м/с						
Підйому	0,045	0,16	0,125	0,125/0,32	0,16	0,16/0,32
Переміщення						
візка	0,25	0,3	0,63	0,63	0,63	0,63
крану	0,4	0,45	1,25	1,25	1,25	1,25

Тип підкранового рельса	P38:P43: P50:P65: KP70:KP80: Квадрат50;60	P38:P43: P50:P65: KP70:KP80: Квадрат60	P43:P50: KP70	P43:P50: KP70	P43:P50: KP70	P43:P50: KP70
Необхідна сумарна потужність, кВт, не більше	17,6	21,6	58,5	58,5	57	73
H, мм	1740	2100	2200 (пр-т до 25,5м) 2310 (пр-т до 34,5м)	2200 (пр-т до 25,5м) 2310 (пр-т до 34,5м)	2200 (пр-т до 25,5м) 2310 (пр-т до 34,5м)	2200 (пр-т до 25,5м) 2310 (пр-т до 34,5м)
навантаження на колесо при роботі, кН	47,8-84,1	80,8-123,8	126-199	128-205	139-227	140-229
Конструктивна маса, т						
Візка крану	2,12 7,9-21,7	2,77 9,4-23,5	4,8 14,5-39,9	5,1 15,6-42,0	5,2 16,7-44,7	5,5 17,4-45,5
Можлива поставка кранів спеціальних: грейферних, магнітних, магнітно-грейферних.						



1.2. Актуальність роботи

У випадках, коли є пересування системи транспорту або сейсмічні/робочі поштовхи, проявляється взаємодія тіл системи з шляхом або фундаментом, що викликає проблему динаміки.

В першу чергу, до такого типу систем відносяться крани мостового типу.

Вантажопідіймальні крани є невід'ємною частиною технологічного комплексу і суттєво впливають на продуктивність та ефективність робіт. При розробці кранів немає можливості створення дослідного зразка, який можна досліджувати в реальних умовах експлуатації, аж до аварійних ситуацій.

Аналіз існуючих публікацій даної теми дав зрозуміти, що шляхом оптимізації режимів руху кранових механізмів вдасться зменшити рівень динамічних навантажень в механізмах мостового крана, підвищити його ефективність та надійність, зокрема у багатьох випадках дасть змогу зменшити навантаження на машиніста.

Надзвичайно важливим є створення математичних моделей кранів. Особливістю моделей є те, що їх маса і пружність розподілені по вузлах конструкції, в результаті чого процес пружної деформації загалом описується диференціальними рівняннями.

Метою даного дослідження є оптимізація режимів руху механізмів мостового крана та їх впливу на динамічні характеристики мостового крана.

Для досягнення поставленої цілі необхідно поставити та вирішити та задачу оптимального керування рухом механізму підйому вантажу мостового крана.

Для проведення оптимізації режиму руху механізму підйому вантажу потрібно:

- провести динамічний аналіз механізму підйому вантажу мостового крана;
- провести оптимізацію режиму руху механізму підйому вантажу;
- провести експериментальні дослідження динаміки руху механізму підйому вантажу;
- визначити основні положення оптимізації режиму руху мостових кранів;
- визначити оптимальний режим руху механізму підйому вантажу.
- провести аналіз техніко-економічної ефективності використання оптимального режиму руху механізму підйому вантажу.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІ ТА РОЗРАХУНОК МОСТОВОГО КРАНА

1.1. Розрахунок механізму підйому вантажу

Вихідні дані для розрахунку механізму підйому вантажу:

Вантажопідйомність мостового крана	10т;
Максимальна висота підйому вантажу краном	16м;
Швидкість підйому вантажу мостовим краном	0,25 м/с;
Група режимів роботи механізмів крана	5М;
Строк служби мостового крану	20 років;

Відносна тривалість роботи крана 40%.

Включення електрообладнання

Виходячи з умов роботи і вантажопідйомності мостового крана в механізмі підйому вантажу запропонований двократний поліспастр.

Вибір канату поліспастрової системи мостового крану.

Вага номінального вантажу і гакової підвіски визначається такою залежністю:

$$G = (m_{гр} + m_n) g, \quad (2.1)$$

де $m_{гр}$ - маса вантажу, кг;

m_n - маса гакової підвіски, кг

В результаті проведених розрахунків маємо

$$G = (10000 + 350)9,81 = 101530 \text{ (Н)}.$$

Зусилля в канаті, що набігає на приводний барабан при підйомі вантажу при відсутності обвідних блоків визначається наступною залежністю

$$S_{max} = \frac{G}{z \cdot u_n \cdot \eta_n}, \quad (2.2)$$

де z - кількість поліспастрів в механізмі підйому вантажу, $z = 2$;

u_n - кратність поліспаства, $u_n = 2$;

η_n - ККД поліспаства;

ККД поліспастрової системи визначається такою залежністю

$$\eta_n = \frac{1}{u_n} * \frac{1 - \eta_{бл}}{1 - \eta_{бл}^n}, \quad (2.3)$$

де $\eta_{\text{бл}}$ - ККД одного блоку поліспастиної системи.

ККД блоку приймає таке числове значення $\eta_{\text{бл}} = 0,97$, оскільки використані підшипники кочення і блок працює при підвищеній температурі.

Тоді в результаті проведених розрахунків ККД поліспасти приймає наступне значення:

$$\eta_{\text{бл}} = \frac{1 \cdot (1 - 0,941)}{2 \cdot (1 - 0,97)} = 0,98.$$

Після чого розраховано максимальне значення зусилля в канаті, яке дорівнює:

$$S_{\text{max}} = \frac{101500}{2 \cdot 2 \cdot 0,98} = 24770 \text{ (Н)}.$$

Розрахункове розривне зусилля канату визначається наступною залежністю:

$$F \geq S_{\text{max}} \cdot k, \quad (2.4)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності, який для режиму роботи 5М приймає значення $k = 6,0$.

Після чого визначимо числове значення розрахункового зусилля в канаті:

$$F \geq 24770 \cdot 6,0 = 148620 \text{ (Н)}.$$

В результаті проведених числових розрахунків вибираємо типорозмір канату.

Канат 18,0-Г-1ЛК-Р-1960 по ГОСТ 2688-80 конструкції ЛК-Р 6х19 (1+6+6/6)+1 о.с., який має лінійний дотик дротів і різні діаметри дротів у верхньому шарі прядки.

Випишемо параметри вибраного канату поліспасти:

$$F_p \cong 198000 \text{ Н};$$

$$d_k = 18,0 \text{ мм};$$

$$F_k = 124,73 \text{ мм}^2;$$

Призначення канату – вантажне;

Марка дроту – 1;

Маркувальна група – 1960 МПа;

Поєднання напрямків плетіння елементів – хрестове;

Спосіб плетіння – такий, що не розкручується; напрямок витка – правий.

Фактичний запас міцності визначається такою залежністю:

$$k_f = \frac{F}{S_{max}} = \frac{198000}{32158} = 6,16 > 6,0 \quad (2.5)$$

Необхідний діаметр барабану по середній лінії навитого канату визначається такою формулою $D \geq d_k * e$

При діаметрі канату $d_k = 18,0$ мм і коефіцієнті $e = 30$ (машинний привід при режимі роботи 5М) діаметр барабана приймає наступне числове значення $D \geq 18 * 30 = 540$ мм.

Згідно з діючих стандартів допускається приймати діаметр барабана на 15% менший, ніж знайдений за наведеною формулою, тобто приймаємо $0,851 * D = 459$ мм по середній лінії навитого канату, що задовольняється проведеним розрахунком.

Вибір електродвигуна за необхідною статичною потужністю. Максимальна статична потужність електродвигуна визначається наступною залежністю:

$$N_{ст. max} = G * \eta_{max}, \quad (2.6)$$

де η_{max} - ККД механізму підйому вантажу, яке визначається за такою формулою і приймає наступне числове значення $\eta_{max} = \eta_{tr} \eta_b \eta_{tr}^2 \eta_{tr}^2 = 0,98 * 0,97 * 0,98 * 0,99^2 = 0,89$.

В приводі механізму підйому вантажу встановлюємо електродвигун МТБ 611-10, який має при ПВ = 40% номінальну потужність $N_{ном} = 36,0$ кВт і частоту обертання ротора $n = 581$ об/хв.; його момент інерції дорівнює $J_{р.дв} = 4,46$ кг * м², а маса $m_{дв} = 860$ кг.

Вибір редуктора механізму підйому вантажу.

Частота обертання барабану визначається наступною залежністю:

$$n_6 = 60 \frac{v_{tr}}{\pi D_{роз}}, \quad (2.7)$$

де $D_{\text{роз}}$ - розрахунковий діаметр приводного барабану, який приймає значення $D_{\text{роз}} = 518$ мм. Тоді числове значення частоти обертання барабана приймає значення

$$n_6 = 60 \frac{0,25 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,518} = 18,4 \text{ (об/хв)}.$$

Тоді передавальне число приводу механізму підйому вантажу визначається залежністю і приймає значення

$$u = \frac{n}{n_6} = \frac{581}{18,4} = 31,6. \quad (2.8)$$

Розрахунковий еквівалентний момент сили на тихохідному валу редуктора визначається такою залежністю:

$$T_{\text{р.е.}} = \frac{n}{n_6} T_{\text{р}}, \quad (2.9)$$

де $T_{\text{р}}$ - розрахунковий крутний момент на тихохідному валу редуктора при підйомі номінального вантажу.

Коефіцієнт довговічності визначається наступною залежністю

$$k_d = k_Q k_t, \quad (2.10)$$

де k_d - коефіцієнт довговічності; k_Q - коефіцієнт зміни навантаження;

k_t

- коефіцієнт строку служби; $k_Q = \sqrt{k}$ - коефіцієнт навантаження.

Для його обчислення використаємо усереднений графік навантажень механізмів підйому вантажу кранів (за даними «ВНИИТМАШ») для важкого режиму роботи (рис. 2.1).

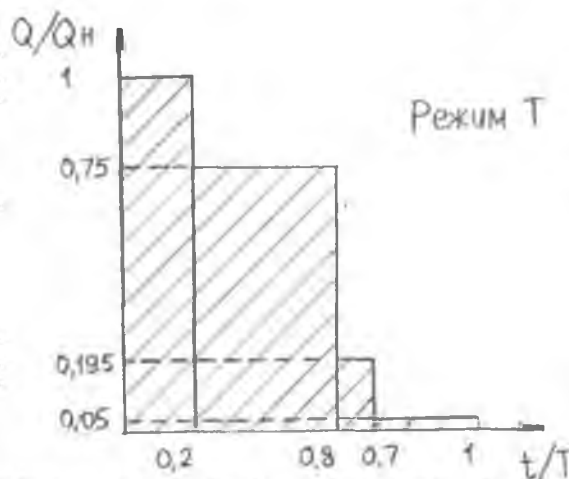


Рис. 2.1. Графік навантажень механізмів підйому вантажу крану.

Коефіцієнт k визначається наступною залежністю і приймає значення

$$k = \sum \left(\frac{P_t}{P_{max}} \right)^3 \frac{t_t}{\sum t_t}; \quad (2.11)$$

$$k = 1^3 * 0,2 + 0,75^3 * 0,4 + 0,195^3 * 0,1 + 0,05^3 * 0,3 = 0,37.$$

Приймаємо клас навантаження В3. Йому при заданій групі режиму роботи 5М відповідає клас використання А4. Коефіцієнт навантажень приймає наступне значення:

$$k_Q = \sqrt{0,37} = 0,72.$$

Машинний час роботи механізму підйому вантажу визначається наступною залежністю:

$$T_{роб} = t_c * n_{дн} * t_{к.сп.} \quad (2.12)$$

де t_c - середньодобовий час роботи механізму підйому вантажу для класу використання; А4 дорівнює 6 год; $n_{дн}$ - кількість робочих днів протягом року, при безперервному виробництві; $n_{дн} = 360$; $t_{к.сп.}$ - строк служби крана до списання, $t_{к.сп.} = 20$ років.

$$T_{роб} = 6 * 30 * 20 = 43200 \text{ год} - \text{тривалість роботи крана в год.}$$

Частота обертання тихохідного вала редуктора приймає наступне значення: $n_m = n_s = 18,4$ (об/хв). Кількість циклів навантаження на

тихохідному валу редуктора визначається за наступною формулою і приймає таке значення: $Z_t = 60 n_m T_{роб} = 60 * 18,4 * 43200 = 47,69 * 10^6$.

Базове число тихохідного вала редуктора припускаємо близьким до значення $u_t = 5$, тоді сумарне значення циклів контактних напружень зуба шестерні тихохідної ступені визначається за наступною формулою і приймає таке значення:

$$Z_f = Z_t u_t = 47,69 * 10^6 * 5 = 238,46 * 10^6.$$

Базова кількість циклів контактних напружень для типових редукторів приймає значення $Z_0 = 125 * 10^6$.

Коефіцієнт k_t визначається за наступною формулою і приймає значення:

$$k_t = \sqrt{\frac{z_p}{z_0}} = \sqrt{\frac{238,46 \cdot 10^6}{125 \cdot 10^6}} = 1,24;$$

$$k_d = 1,24 - 0,72 = 0,89$$

Розрахунковий крутний момент на тихохідному валу редуктора при підйомі номінального вантажу під час усталеного руху визначається наступною залежністю:

$$T_p = S_{max} * u_{\pi} * r_6, \quad (2.13)$$

де r_6 - радіус барабана, який приймає значення $r_6 = 0,259$ м; $\eta_6 = 0,97$ – ККД барабана;

Числові значення крутних моментів приймають такі значення:

$$T_p = 24770 * 2 * 0,259 / 0,97 = 17173 \text{ (Н*м)},$$

$$T_{p6} = 0,89 * 17173 = 15284 \text{ (Н*м)}.$$

В механізмі підйому вантажу встановлюємо редуктор РМ-650, виконання 3 з передаточним числом ($u_{\pi} = 31,5$). Допустима потужність на швидкохідному валу при важкому режимі роботи і частоті обертання швидкохідного валу $n_6 = 600$ об/хв, $N_6 = 21,5$ кВт (ККД редуктора $\eta_6 = 0,96$).

В нормалі ПО на редуктори даного типу не наводяться номінальні крутні моменти на тихохідному валу. Визначимо розрахунком даний момент

Допустима кутлова швидкість швидкохідного валу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$W_{швидк} = \frac{\pi n_v}{30} = \frac{3,14 * 600}{30} = 62,83 \text{ (рад/с)}.$$

Номінальний крутний момент на швидкохідному валу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_6 = \frac{N_v}{W_{швидк}} = \frac{21,5 * 10^3}{62,83} = 342 \text{ (Н*м)}.$$

Номінальний крутний момент на тихохідному валу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_T = T_6 * n_p * \eta_p = 342 * 31,5 * 0,96 = 10348 \text{ (Н*м)}$$

Отримані числові значення моментів менші розрахункового еквівалентного моменту, тому редуктор необхідно замінити.

Вибираємо редуктор циліндричний двоступінчастий РЦЦ-750, варіант збірки 3, що має при важкому режимі роботи і частоті обертання швидкохідного валу $n_6 - 700$ об/хв номінальний крутний момент на тихохідному валу $T_T = 19500$ Н*м. Передаточне відношення редуктора $u_P = 31,5$. Маса редуктора становить $m_P = 1090$ кг.

Фактична частота обертання барабана визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$n_6^\phi = \frac{n}{u_P} = 18,44 \text{ (об/хв)}.$$

Фактична швидкість підйом вантажу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$V_P^\phi = \frac{\pi D_{\text{розр}} n_6^\phi}{60 u_P} = \frac{3,14 * 0,518 * 18,44}{60 * 2} = 0,249 \text{ (м/с)}.$$

Перевірка гальм

Розрахунковий гальмівний момент визначається наступною залежністю

$$T_{TP} = k_T T_{ст.т},$$

де k_T - коефіцієнт запасу міцності гальмування, за правилами

Держгіпромнагляду при установці двох гальм $k_T = 1,25$;

$T_{ст.т}$ - статинний крутний момент при гальмуванні, що створюється вагою номінального вантажу на валу, на якому встановлено гальмо визначається наступною залежністю:

$$T_{ст.т} = \frac{GD_6 \eta_{max}}{2u_P \eta_{max}}, \quad (2.14)$$

де η_{max} - максимальне значення ККД механізму підйому вантажу на ділянці кінематичного ланцюга від гака до гальма, яке визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$\eta_{max} = \eta_n \eta_{гп} = 0,98 * 0,97 * 0,96 = 0,91,$$

А числове значення крутного моменту приймає значення

$$T_{ст.т} = 101530 * 0,518 * 0,91 / 2 * 2 * 31,5 = 471,6 \text{ (Н*м)}.$$

В механізмі підйому встановлені два гальма ТКГГ – 400М з максимальним гальмівним моментом 1471 Н*м. Гальмо необхідно відрегулювати на розрахунковий гальмівний момент $T_{гр}$.

Перевірка електродвигуна на час розгону.

Час розгону при пуску на підйом визначається наступною залежністю:

$$T_{р\text{ факт}} = \frac{W_{дв} I_{мех.р}}{T_{пср} - T_{ст.р}} \quad (2.15)$$

де $W_{дв}$ - приведений до валу електродвигуна момент інерції при розгоні всіх рухомих частин механізму, включаючи поступально рухомі маси, кг*м²;

$T_{пср}$ - середній пусковий момент електродвигуна, Н*м;

$T_{ст.р}$ - момент статичного опору при розгоні, приведений до валу електродвигуна, який визначається наступною залежністю:

$$T_{ст.р} = \frac{Gr_6}{u_{мвх} \eta_{мвх}}, \quad (2.16)$$

де r_6 - радіус барабана по осі навиваючого канату, який приймає значення $r_6 = 0,259$ м;

$u_{мвх}$ - повне передаточне число механізму підйому вантажу, яке визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$u_{мвх} = u_{п} u_{р} = 2 * 31,5 = 63.$$

При цьому числове значення моменту статичного опору становить

$$T_{ст.р} = \frac{101530 * 0,259}{63 * 0,91} = 569,5 \text{ (Н*м)}.$$

Середній пусковий момент електродвигуна визначається наступною залежністю:

$$T_{н.ср} = T_{дв.н} * \psi_{п.ср} \quad (2.17)$$

де $\psi_{п.ср}$ - кратність середньо пускового моменту електродвигуна, який приймає таке числове значення $\psi_{п.ср} = 1,55$; $T_{дв.н}$ - номінальний крутний момент електродвигуна визначається за формулою і приймає таке числове

значення:

$$T_{дв.н} = \frac{N_{ном}}{W_{дв}} = \frac{36000}{60,81} = 592 \text{ (Н*м)};$$

$$T_{\text{н.сп}} = 592 * 1,55 = 917,6 \text{ (Н*м)}$$

Приведений момент інерції приводу механізму підйому вантажу визначається залежністю

$$I_{\text{мех.р.}} = I_{\text{вр}} + I_{\text{пост.р.}}, \quad (2.18)$$

де $I_{\text{вр}}$ - момент інерції при розгоні всіх обертальних частин механізму підйому вантажу, приведений до валу електродвигуна, який визначається за формулою:

$$I_{\text{вр}} = \gamma I_1,$$

де $\gamma = 1,15$ - коефіцієнт, що враховує моменти інерції обертальних мас, розташованих на другому і третьому валах механізму; I_1 - момент інерції обертальних мас, розташованих на першому валу, який визначається наступною залежністю:

$$I_1 = I_{\text{р.дв.}} + I_{\text{м}} + 2I_{\text{т.ш}},$$

де $I_{\text{р.дв.}}$ - момент інерції ротора електродвигуна, який приймає таке числове значення:

$$I_{\text{р.дв.}} = 4,46 \text{ кг * м}^2;$$

$I_{\text{м}}$ - момент інерції муфти, який приймає таке числове значення

$$I_{\text{м}} = 0,5 \text{ кг * м}^2;$$

$I_{\text{т.ш}}$ - момент інерції гальмівного шківів, який визначається наступною залежністю:

$$I_{\text{т.ш}} = m_{\text{т.ш}} r_{\text{т.ш}}^2 \delta_{\text{т.ш}},$$

де $m_{\text{т.ш}}$ - маса гальмівного шківів, $r_{\text{т.ш}} = 0,2 \text{ м}$; $\delta_{\text{т.ш}}$ - коефіцієнт приводу геометричного радіусу обертання до радіусу інерції, який приймає значення:

$$\delta_{\text{т.ш}} = 0,6;$$

В результаті проведених числових розрахунків маємо такі числові значення моментів інерції:

$$I_{\text{т.ш}} = 48,5 * 0,2 * 0,6 = 5,82 \text{ кг * м}^2;$$

$$I_1 = 4,46 + 0,5 * 5,82 = 16,6 \text{ кг * м}^2;$$

$$I_{\text{вр}} = 1,15 * 16,6 = 19,1 \text{ кг * м}^2.$$

Момент інерції поступально рухомих мас визначається наступною залежністю:

$$I_{\text{пост.р.}} = \frac{m_{\text{пост.р.}} r_0^2}{u_{\text{МВХ}}^2 \rho_{\text{МВХ}}}, \quad (2.19)$$

При цьому маса поступально рухомих мас визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$m_{\text{пост.р.}} = m_{\text{п}} + m_{\text{вр}} = 350 + 10000 = 10350 \text{ (кг)}.$$

Числове значення моменту інерції поступально рухомих мас приймає значення:

$$I_{\text{пост.р.}} = \frac{10350 \cdot 0,259^2}{632 \cdot 0,91} = 0,24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тоді приведений момент інерції механізму підйому вантажу приймає значення $I_{\text{мех.р.}} = 190,1 + 0,24 = 19,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Час розгону при пуску на підйом становить:

$$t_{\text{р.факт}} = \frac{60,81 \cdot 19,25}{917,6 - 569,5} = 3,4 \text{ (с)}$$

Середнє прискорення при пуску визначається наступною залежністю і приймає таке значення

$$a = \frac{U_{\text{під}}}{t_{\text{р.факт}}} = \frac{0,25}{3,4} = 0,07 \text{ м/с}^2.$$

Отримані значення часу розгону і прискорення при пуску незначно відрізняються від рекомендованих стандартами значень.

Перевірка електродвигуна на нагрів. Умови перевірки представляється відношенням:

$$T_3 \leq T_{\text{дв.н}},$$

де T_3 – еквівалентний момент на валу електродвигуна, при роботі з яким його нагрів буде однаковим, як і при роботі з реальними моментами, Н*м.

$T_{\text{дв.н}}$ - номінальний момент електродвигуна.

Еквівалентний момент на валу електродвигуна визначається наступною залежністю:

$$T_3 = \sqrt{\frac{T_{пр.2}^2 \sum t_{р.т} + t_{у.под} \sum T_{ст.под.i}^2 + t_{у.оп} \sum T_{ст.оп.i}^2}{\beta \sum t_{р.т} + \sum t_{у.под} + \sum t_{у.оп}}} \quad (2.20)$$

де $T_{ст.под}$ і $T_{ст.оп}$ - відповідно статичні моменти на валу електродвигуна при підйомі і опусканні і-го вантажу, Н*м;

$t_{р.т}$ - час розгону механізму при роботі з вантажем і-ої ваги, с;

$t_{у.под}$ і $t_{у.оп}$ - відповідно час встановленого руху при підйомі і опусканні, с;

β - коефіцієнт, що враховує погіршення умов охолодження електродвигуна в період пуску.

Статичні моменти на валу електродвигуна при підйомі і опусканні вантажу визначаються наступними залежностями:

$$T_{ст.под.i} = \frac{G_t r_6}{U_{мвх} \eta_{мвх.i}} \quad (2.21)$$

$$T_{ст.оп.i} = \frac{G_t r_6 \eta_{мвх.i}}{U_{мвх}} \quad (2.21)$$

Значення і кількість підйомів і спусків за один робочий цикл приймемо по типовому усередненому графіку для режиму роботи 5М.

При загальній кількості підйомів за цикл, рівному десяти, вантаж вагою

G піднімається і опускається 2 рази, $0,75G$ - 4 рази, $0,195G$ - 3 рази.

Час розгону при підйомі і опусканні визначається наступною залежністю:

$$t_{у.под} = \frac{W_{дв.под} I_{мвх}}{T_{п.ср.} - T_{ст.под}} \quad (2.22)$$

$$t_{у.оп} = \frac{W_{дв.оп} I_{мвх}}{T_{п.ср.} + T_{ст.оп}} \quad (2.22)$$

де $W_{дв.под.}$, $W_{дв.оп.}$ - відповідно кутова швидкість електродвигуна при підніманні і опусканні номінального вантажу.

Допускаючи, що кутова швидкість електродвигуна при роботі в встановленому режимі не залежить від маси вантажу визначається наступною

залежністю:

$$W_{дв.под.} = W_{дв.} \quad \text{і} \quad W_{дв.оп.} = 2W_{с.} - W_{дв.} \quad (2.23)$$

де W_c - синхронна кутова швидкість електродвигуна, рад/с, яка визначається наступною залежністю:

$$W_c = \frac{2\pi f}{p},$$

де f - частота промислового 3х-фазного струму, $f = 10$ Гц; p - кількість пар полюсів електродвигуна, для МТВ 611-10, $p = 5$;

Числові значення кутових швидкостей приймають значення:

$$W_c = \frac{2 * 3,14 * 50}{5} = 62,8 \text{ рад/с};$$

$$W_{\text{дв.под.}} = W_{\text{дв.}} = 60,81 \text{ рад/с};$$

$$W_{\text{дв.оп.}} = 2W_c - W_{\text{дв.}} = 2 * 62,8 - 60,81 = 64,8 \text{ рад/с};$$

$$I_{\text{мех.і}} = J I_1 + I_{\text{гр.і}}$$

Де $I_{\text{гр.і}}$ - момент інерції маси I го вантажу, включаючи такову підвіску, приведену до першого валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, визначається наступною залежністю:

$$I_{\text{гр.і}} = \frac{m_{\text{пост.і}} r_6^2}{u_{\text{мвх}}^2 I_{\text{мвх.і}}} \quad (2.24)$$

Тривалість усталеного руху визначається залежностями:

$$t_{\text{у.под.}} = \frac{H_{\text{ср}}}{U_{\text{под.}}}; \quad (2.25)$$

$$t_{\text{у.оп.}} = \frac{H_{\text{ср}}}{U_{\text{оп.}}}; \quad (2.25)$$

де $H_{\text{ср}}$ - середня висота підйому вантажу, $H_{\text{ср}} = 6 \text{ м}$.

Фактичні швидкості руху вантажу при підйомі і опусканні визначаються такими залежностями:

$$U_{\text{под.}} = \frac{W_{\text{дв.под.}} * r_6}{u_{\text{мвх}}}; \quad (2.26)$$

$$U_{\text{оп.}} = \frac{W_{\text{дв.оп.}} * r_6}{u_{\text{мвх}}}. \quad (2.26)$$

Параметри, необхідні для обчислення T_3 , визначені по вище наведеним формулам, представлені в таблиці 1.1.

Параметр	Значення параметра при							
	G		0.75 G		0.195 G		0,05 G	
	підійм.	опуск.	підійм.	опуск.	підійм.	опуск.	підійм.	опуск.
G_i, H	1015300		76150		19790		5076	
$\eta_{\text{мех.і}}$	0,91		0,86		0,65		0,4	
$T_{\text{ст.і}}, \text{H}$	570	472	452	334	156	66	65	10
$I_{\text{гр.і}}, \text{КГ}\cdot\text{М}^2$	0,24		0,19		0,07		0,03	
$I_{\text{мех.і}}, \text{КГ}\cdot\text{М}^2$	19,25		19,2		19,08		19,04	
$t_{\text{р.і}}, \text{с}$	3,36	0,90	2,51	1,0	1,52	1,26	1,36	1,26
$t_{\gamma}, \text{с}$	24,0	22,52	24,0	22,52	24,0	22,52	24,0	22,52

Підставимо значення параметрів в формулу T_3 . Значення коефіцієнта β

приймемо $\beta = 0,7$, оскільки:

$$t_{\text{р.под}G} \geq \frac{t_{\text{упод}}}{60} \quad (2.27)$$

$$3,36 > 24/60 = 0,4$$

Перевіримо умову $T_3 = 415 \text{ Н} \cdot \text{м} < T_{\text{дв.ном.}} = 592 \text{ Н} \cdot \text{м}$., що вказує на

те, що електродвигун не перегріється.

Розрахунок складальних одиниць механізму підйому вантажу.

Установка барабану механізму підйому вантажу.

Визначення необхідної товщини циліндричної стінки барабану. Барабан

виготовлений із чавуну марки СЧ-18 з допустимою межею міцності $[\sigma_{\text{сж}}] = 88,3$

МПа). Приблизне значення товщини стінки барабана визначається наступною залежністю:

$$\delta = 0,95 \frac{S_{\text{max}}}{t[\sigma_{\text{сж}}]}, \quad (2.28)$$

де S_{max} – найбільший статичний натяг канату,

який приймає числове значення $S_{\text{max}} = 24770 \text{ Н}$;

t – відстань між сусідніми витками канату, яке становить $t = 0,02 \text{ м}$.

Товщина стінки барабана приймає таке значення

$$\delta = 0,95 \frac{24770}{0,02 \cdot 88,3 \cdot 10^6} = 0,017 \text{ м}.$$

Уточнимо отримане значення, для чого визначимо коефіцієнт впливу деформацій стінки барабана і канату, який визначається наступною залежністю:

$$\psi = \left(\frac{1 + E_k F_k}{E_6 \delta t} \right)^{-\frac{1}{2}}, \quad (2.29)$$

де E_k - модуль пружності канату, для шестирядних канатів з органічною серцевиною, який приймає таке числове значення $E_k = 88260$ МПа;

F_k – площа поперечного перерізу всіх дротів канату, яка приймає таке

значення:

$$F_k = 124,73 * 10^{-6} \text{ м}^2;$$

E_6 - модуль пружності стінки барабану, для чугунних барабанів приймає

таке значення:

$$E_6 = 98000 \text{ МПа.}$$

Числове значення коефіцієнту впливу деформацій приймає таке значення:

$$\psi = \left(\frac{1 + 88260 * 10^6 * 124,73 * 10^{-6}}{98000 * 10^6 * 0,017 * 0,02} \right)^{-\frac{1}{2}} = 0,87.$$

Оскільки відношення

$$\frac{L}{D_{6.0}} = \frac{1300}{500} > 2 \quad \text{і} \quad \frac{L}{D_{6.0}} * \frac{d_k}{D_{6.0}} = \frac{133}{500} * \frac{18}{500} = 0,09, \text{ то допустимі напруження}$$

необхідно знизити на певну величину, яка становить:

$$C = \frac{0,09 * 5}{0,1} = 4,5\%.$$

Тоді напруження стиску стінки барабану визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$\sigma_{сж} = 88,3 - \left(\frac{88,3 * 4,5}{100} \right) = 84,3 \text{ МПа.}$$

З урахуванням уточнень необхідна товщина стінки барабану повинна визначатись наступною залежністю і приймає таке значення:

$$\delta = 1,07 * \psi \left(\frac{S_{max}}{t[\sigma_{сж}]} \right) = 1,07 * 0,87 * \left(\frac{32158}{0,02 * 84,3 * 10^6} \right) = 0,018 \text{ м.}$$

Встановлений барабан з товщиною стінки $\delta = 20$ мм відповідає умові міцності і проведеному розрахунку.

Стійкість циліндричної стінки барабану. Для визначення необхідності перевірки стійкості порахуємо номінальне напруження стиснення в стіці барабану, яке визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$\sigma_n = \frac{S_{max}}{\delta t} = \frac{24770 \cdot 10^6}{0,02 \cdot 0,02} = 80,4 \text{ МПа.}$$
 Відношення діаметра барабана до товщини стінки приймає таке значення

$$\frac{D_{6,0}}{\delta} = \frac{500}{20} = 25.$$
 З цих параметрах слідує, що потрібно проводити перевірку стійкості стінки, якщо відношення $\frac{L}{D_{6,0}} > 5$. Для барабану механізму підйому вантажу

маємо відношення $\frac{L}{D_{6,0}} = \frac{1300}{500} = 2,6$, тому перевіряти стійкість барабана не має потреби.

Розрахунок стінки барабана на сумісну дію згину і кручення також не проводимо, оскільки $\frac{L}{D_{6,0}} > 3$.

Кріплення канату до барабану.

Кріплення канату до барабану виконується двома одnobолтовими планками з призматичними пазам, які встановлені з кроком в 60° . Сумарне зусилля розтягування болтів, що притискають канат до барабану визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$P = \frac{2 \cdot 24770}{f \cdot \left(\frac{1}{\sin 40} + 1 \right) \cdot \left(e^{2\pi \cdot 0,1} + 1 \right)^{0,4\pi \cdot 0,1}} = 24490 \text{ Н.}$$
 де f – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном, який приймає таке числове значення $f = 0,1$;

$\sin 40$ – значення синусу кута нахилу бокової грані трапецієвидного витка;

α – кут обхвату барабану недоторканими витками.

Необхідна кількість болтів, виготовлених зі сталі ВСт3сп з межею міцності ($\sigma_m = 230 \text{ МПа}$) визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$Z = \frac{1,3 \cdot k \cdot P}{[\sigma_p] \cdot \frac{\pi d_f^2}{4}} + \frac{P \cdot f_l \cdot l \cdot k}{[\sigma_p] \cdot 0,1 \cdot d_f^3} \quad (2.30)$$
 де $k \geq 1,5$ – коефіцієнт запасу надійності кріплення канату до барабану;

$f_l = \frac{f}{\sin \gamma} = 1.159$ - приведений коефіцієнт тертя між канатом і поверхнею планки; l - відстань від дна канавки на барабані до верхньої площини прижимної планки, яке приймає значення $l = 32$ мм;

Визначимо кількість кріпильних болтів

$$z = \frac{1.3 * 1.5 * 24490}{92 * 10^6 * \left(\frac{3.14 * 1.0185^5}{4} \right)} + \frac{24490 * 1.159 * 0.032 * 1.5}{92 * 10^6 * 0.1 * 0.0182^3} = 1.9$$

Кількість кріпильних болтів приймаємо $z = 2$.

Розрахунок вісі барабану.

Вісь барабану сприймає напруження згину від дії навантажень двох віток канату при зведеному поліспасти, а також від особистої ваги барабану.

Розрахункова схема представлена на рис.2.2.

Опорні реакції визначаються наступними залежностями і приймають

такі значення:

$$R_A = \frac{2Sl}{L} = \frac{2 * 24770 * 800}{1380} = 37800 \text{ (Н)};$$

$$R_B = \frac{2S(L-l)}{L} = \frac{2 * 24770 * (1380 - 800)}{1380} = 27400 \text{ (Н)}.$$

Згинаючий момент в перерізі С визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$M_C = K_A l = 37800 * 0.09 = 3402 \text{ (Н * м)}$$

Згинаючий момент в перерізі D визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$M_D = R_B l_2 = 27400 * 0.29 = 7946 \text{ (Н * м)}$$

Максимальний згинаючий момент діє в перерізі D.

Напруження згину визначається наступною залежністю:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_D}{W}$$

Момент опору в поперечному перерізі D визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$W = 0,1d^3 = 0.1 * 0.09^3 = 72.9 * 10^{-6} \text{ (мм}^3\text{)};$$

$$\sigma = \frac{7946}{72,9 \cdot 10^{-6}} = 100,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 100,3 \text{ МПа}$$

Вісь барабану виготовлена зі сталі 45 по ГОСТ 1050-88. Допустиме напруження згину при симетричному циклі напруження з допустимим значенням $[\sigma_H]=220$ МПа, при цьому міцність вісі по напруженню згину забезпечується.

При розрахунку на статичну міцність при параметрах $k_{T_0} = 2,54$, $k_{\sigma} = 3$.

Міцність не забезпечена. При розрахунку на втомну міцність коефіцієнт запасу усталеної міцності дорівнює $\sigma = 1$, що менше нормального.

Вибираємо матеріал осі барабану сталь 40Х по ГОСТ 4543-71. Термособробка. Гартування до твердості HRC 46...50, при межі міцності на згин $[\sigma_B]=1100$ МПа, $[\sigma_T]=800$ МПа, $[\sigma_H]=900$ МПа, $[\sigma_{-1}]=470$ МПа.

Розрахунок осі барабану на статичну міцність. Запас міцності по нормальним навантаженням.

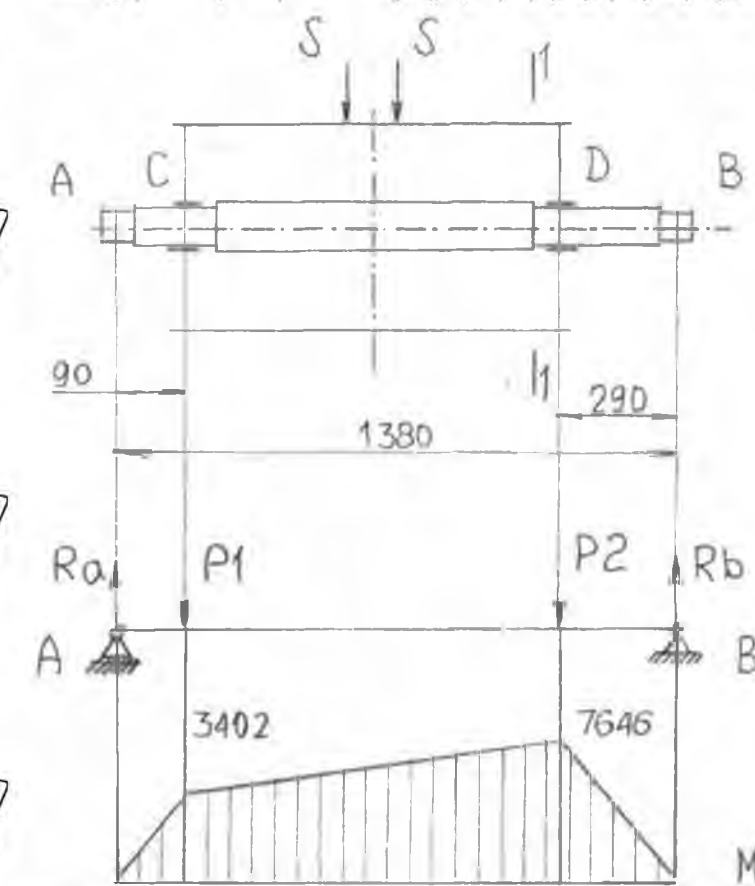


Рис. 2..2: Розрахункова схема осі барабану

Визначимо запас міцності матеріалу осі барабана за такою формулою

$$n_{16} = \frac{\sigma_T}{\sigma} > k_T, \quad (2.31)$$

де k_T - найменший допустимий запас міцності за межею текучості, який становить $k_T = 3$ для сталі 40Х для важкого режиму роботи

визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$\sigma_T = \sigma_T \varepsilon_T = 800 * 0,77 = 616 \text{ МПа},$$

$$n_{16} = \frac{616}{100,3} = 6,14 > 2,$$

Отже, статична міцність матеріалу осі забезпечується.

Розрахунок осі барабана на втомну міцність

Перевірку проводимо для перерізу, в якому можливий максимум (з урахуванням концентрації напружень) навантажень. Таким перерізом є переріз I-I. Згинаючий момент в перерізі I-I визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$M_{I-I} = \frac{R_B * S_{I3}}{2} \quad (2.32)$$

$$M_{I-I} = \frac{27400 * 372,5 - 24770 * 82,5}{2} = 7520 \text{ кН * м.}$$

Напруження згину в перерізі I-I визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$\sigma_{I-I} = \frac{M_{I-I}}{W} = \frac{7520 * 10^6}{72,9 * 10^{-6}} = 103,2 \text{ МПа.}$$

Запас міцності при втомному руйнуванні визначається наступною залежністю:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\left(\frac{k_\sigma}{\beta E}\right) \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} > k, \quad (2.33)$$

де k_σ - ефективний коефіцієнт концентрації навантажень, який приймає значення $k_\sigma = 1,97$;

E - масштабний фактор, який приймає значення $E = 0,65$;

ψ_σ - коефіцієнт, оцінюючий відчутність матеріалу до асиметрії циклу, який приймає значення $\psi_\sigma = 0,1$;

σ_T - середнє значення напружень в циклі, яке становить $\sigma_T = 0$;

β - коефіцієнт спрощення, при гартуванні, який приймає значення $\beta = 1,5$;

Визначимо числове значення запасу міцності:

$$n_{\sigma} = \frac{470}{\left(\frac{1,97}{1,5} * 103,2 + 0\right)} = 2,26 > [n] = 2.$$

Отже, втомна міцність забезпечується для осі барабана.

Вибір підшипників осі барабану.

Вал встановлений на двох радіальних сферичних кулькових підшипниках 1316 за ГОСТ 5720-75.

Підшипник опори А вибираємо по статичній вантажопідйомності і по статичному навантаженню, яке дорівнює $R_A = 37600$ Н. Допустиме навантаження для даного підшипника становить $C_0 = 43000$ Н.

Підшипник опори В вибираємо за розрахунком по динамічній вантажопідйомності.

Радіальне навантаження, що діє на підшипник становить $F_r = R_B = 27400$ Н. при частоті обертання внутрішнього кільця підшипника, яка дорівнює частоті обертання барабану. Числове значення якої становить:

$$n = n_{\sigma} = 18,5 \text{ об./хв.}$$

Еквівалентне навантаження визначається наступною залежністю:

$$P_e = F_r V k_d, \quad (2.34)$$

де V - коефіцієнт обертання, при обертальному внутрішньому кільці підшипника дорівнює, $V = 1$;

k_d - коефіцієнт динамічності, який становить $k_d = 1,2$;

Числове значення навантаження підшипника становить:

$$P_e = 27400 * 1 * 1,2 = 32880 \text{ (Н)}.$$

Прийнятий строк служби підшипника $L_n = 5000$ год, необхідна довговічність підшипника при цьому строці служби визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$L = \frac{60 L_h * n}{10^6} = \frac{60 * 5000 * 18,5}{10^6} = 5,55 \text{ млн. об.}$$

Динамічна вантажопідйомність підшипника при цій довговічності визначається наступною залежністю і приймає таке значення:

$$P = \frac{C}{\sqrt{L}} = \frac{69900}{\sqrt{5.55}} = 32880 \text{ Н} > P_e = 32880 \text{ Н},$$

де C - динамічна вантажопідйомність підшипника, яка становить $C = 69900 \text{ Н}$; при цьому $m=3$ для кулькових підшипників.

2.2. Розрахунок механізму переміщення візка

Визначення опору при переміщенні візка.

На візку встановлені ходові колеса з ребордами при діаметрі ободу який становить $D=320 \text{ мм}$.

Опір переміщенню візка в період розгону, приведений до ободу колеса визначається наступною залежністю:

$$W = W_{\text{тр}} + W_y + W_{\text{ш}} + W_{\text{гр}} \quad (2.35)$$

Опір, що утворений силами тертя і приведений до ободу колеса визначається наступною залежністю:

$$W_{\text{тр}} = (G_m + G_{\text{гр}}) \frac{2\mu + f \cdot d_{\text{ц}}}{D} * k_{\text{доп}}, \quad (2.36)$$

де G_m - вага візка, яка приймає таке числове значення $G_m = 47,58 \text{ кН}$;

μ - коефіцієнт тертя кочення колеса по рейках, який становить таке числове значення $\mu = 0,4$ мм;

f - приведений коефіцієнт тертя ковзання в підшипниках коліс, який приймає таке числове значення $f = 0,015$;

$k_{\text{доп}}$ - коефіцієнт додаткового опору, що визначається тертям реборди об головку рейок, який приймає таке значення $k_{\text{доп}} = 2,0$;

$d_{\text{ц}}$ - діаметр цапфи вала колеса, який становить таке числове значення $d_{\text{ц}} = 90 \text{ мм}$;

Числове значення опору переміщенню візка від сил тертя становить таке числове значення:

$$W_{\text{тр}} = (47,58 + 101,53) \frac{2 \cdot 0,4 + 0,015 \cdot 90}{320} * 2 = 2,77 \text{ кН}.$$

Опір, створений ухилом рейок до горизонту визначається наступною залежністю:

$$W_y = \alpha(G_m + G_{\text{гр}}),$$

де α – кут нахилу до горизонту рейкового шляху візка, який становить таке числове значення $\alpha = 0,002$.

Числове значення опору переміщенню візка від нахилу рейок до горизонту становить:

$$W_y = 0,002(47,58 + 101,53) = 0,35 \text{ кН.}$$

Опір, створений силами інерції визначається наступною залежністю:

$$W_{\text{ін}} = \delta * m_{\text{пост}} * a, \quad (2.37)$$

де δ - коефіцієнт, що враховує інерцію обертових частин механізму

переміщення, який приймає таке числове значення $\delta = 1,25$;

$m_{\text{пост}}$ - маса візка при розгоні, попередньо приймаємо прискорення візка $a=0,10 \text{ м/с}^2$, тоді числове значення опору від сил інерції становить:

$$W_{\text{ін}} = 1,25 * 4,85 * 0,10 = 0,61 \text{ кН.}$$

Опір, утворений розкачуванням вантажу на гнучкій підвісці, визначається наступною залежністю:

$$W_{\text{гн}} = (m_{\text{ван}} + m_n) a, \quad (2.38)$$

де $m_{\text{ван}}$ - маса вантажу, яка становить таке числове значення $m_{\text{ван}} = 10,0 \text{ т}$;

m_n - маса гакової підвіски, яка становить таке числове значення $m_n = 0,35 \text{ т}$.

Числове значення опору від розкачування вантажу становить:

$$W_{\text{гн}} = (10 + 0,35) 0,1 = 1,03 \text{ (кН).}$$

Числове значення повного опору переміщенню візка з вантажем становить таке числове значення:

$$W = 2,77 + 0,35 + 0,61 + 1,03 = 5,03 \text{ (кН).}$$

Вибір електродвигуна за статичним навантаженням. Необхідна потужність електродвигуна визначається наступною залежністю:

$$N = \frac{W U_m}{\eta_{\text{пр}} \psi_{\text{ср.м}}}, \quad (2.39)$$

де $\eta_{\text{пр}}$ - ККД привода, яке становить таке числове значення $\eta_{\text{пр}} = 0,85$;

$\psi_{\text{ср.м}}$ - кратність середньо пускового моменту електродвигуна по відношенню до номінального, яке приймає таке числове значення $\psi_{\text{ср.м}} = 2,0$,
Числове значення потужності електродвигуна становить:

$$N = \frac{5,03 * 0,72}{0,85 * 2} = 2,13 \text{ (кВт)}.$$

В приводі механізму переміщення візка вибраний електродвигун МТКФ 012-6, з параметрами: який має при ПВ=40% номінальну потужність $N_{\text{ном}} = 2,2$ кВт і частоту обертання ротора $n = 880$ об/хв., з моментом інерції $I_{\text{р.дв}} = 0,0275$ кг·м²; діаметром вихідного валу $d_{\text{дв}} = 35$ мм; масою електродвигуна $m_{\text{дв}} = 53$ кг.

Вибір редуктора механізму переміщення візка.

Визначимо еквівалентний момент на тихохідному валу редуктора.

Аналогічно механізму підйому вантажу прийемо для групи режиму роботи 5М клас навантаження В3 і клас використання А4. При цьому параметри приймають такі числові значення: $k = 0,37$, $k_0 = 0,72$; $T_{\text{роб}} = 43200$ год. Частота обертання тихохідного валу редуктора дорівнює частоті обертання приводних коліс і визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$n_m = n_k = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{43}{3,14 \cdot 0,32} = 42,79$$

Кількість циклів навантаження на тихохідному валу редуктора визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$z_m = 30n_m \cdot T_{\text{роб}} = 30 \cdot 42,79 \cdot 43200 = 55,46 \cdot 10^6.$$

Передачне число тихохідної ступені редуктора є близьким до значення $u_m = 2,5$, тоді сумарне значення контактних напружень зуба шестерні тихохідного ступеня визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$z_p = z_m \cdot u_m = 55,46 \cdot 10^6 \cdot 2,5 = 138,65 \cdot 10^6.$$

Базове число циклів контактних напружень становить таке числове значення $z_0 = 125 \cdot 10^6$.

Коефіцієнт естроку служби визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$k_i = \sqrt{\frac{z_p}{z_0}} = \sqrt{\frac{138.65 * 10^6}{125 * 10^6}} = 1.03.$$

Коефіцієнт довговічності визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$K_d = k_0 k_i = 0,72 * 1,03 = 0,75.$$

Визначимо розрахунковий крутний момент на тихохідному валу редуктора. В механізмі встановлений редуктор В-400 з передаточним числом, яке приймає таке числове значення $u_p = 20,52$. ККД редуктора дорівнює такому значенню $\eta_{пр} = 0,92$. Знаходимо значення кутової швидкості електродвигуна і його номінальний момент, які визначаються наступними залежностями і приймають такі числові значення:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 * 880}{30} = 92,15 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$T_{дв.н} = \frac{N_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{2,2 * 10^6}{92,15} = 23,87 \text{ Нм}.$$

Визначимо розрахунковий крутний момент на тихохідному валу редуктора.

В якому його числове значення становить:

$$T_p = T_{дв.мах} * u_p * \eta_p = 67 * 20,52 * 0,92 = 1265 \text{ Нм}.$$

Розрахунковий еквівалентний момент визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{p.e} = K_d * T_p = 0,75 * 1265 = 949 \text{ Нм}.$$

Редуктор В-400 має номінальний крутний момент на тихохідному валу, який дорівнює таке числове значення $T_{рн} = 1400 \text{ Нм}$, тому редуктор задовольняє умови роботи механізму пересування візка мостового крану.

Вибір гальм механізму пересування візка мостового крану.

Розрахунковий гальмівний момент визначається наступною залежністю:

$$T_{т.p.мах} = T_{у.о} + T_{ін.о} - T_{тр.о}, \quad (2.40)$$

де $T_{y.o}$, $T_{ін.о}$, $T_{тр.о}$ - моменти, що утворені нахилом підкранового шляху, інерцією ланок візка і силами тертя, приведені до валу, на якому встановлені гальма визначаються наступними залежностями:

$$W_{y.o} = \frac{W_{y.o} r_k \eta_{k-m}}{u_{max}} \quad (2.41)$$

$$T_{ін.о} = \frac{W_{ін.о} r_k \eta_{k-m}}{u_{max}},$$

$$T_{тр.о} = \frac{W_{тр.о} r_k}{u_{max} \eta_{k-m}},$$

де r_k - радіус ходового колеса,

який приймає таке числове значення $r_k = 160$ мм;

η_{k-m} - ККД механізму на ділянці приводного колеса - гальма, яке визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$\eta_{k-m} = \eta_m \eta_p = 0,99 * 0,92 = 0,91;$$

$W_{y.o}$, $W_{ін.о}$, $W_{тр.о}$ - опір переміщенню візка без вантажу, який утворений нахилом рейок, інерцією і тертям відповідно визначається наступними залежністю і приймає такі числові значення:

$$W_{y.o} = \alpha G_m = 0,002 * 47,58 = 0,10 \text{ кН};$$

$$W_{ін.о} = \sigma m_m a = 1,25 * 4,85 * 0,10 = 0,610 \text{ кН};$$

$$W_{тр.о} = \frac{G_m (2\mu + f * d_{ц})}{D} = \frac{47,58 (2 * 0,6 + 0,015 * 90)}{320} = 0,38 \text{ кН};$$

$$T_{y.o} = \frac{0,1 * 10^3 * 0,16 * 0,91}{20,52} = 0,71 \text{ Нм};$$

$$T_{ін.о} = \frac{0,61 * 10^3 * 0,16 * 0,91}{20,52} = 4,33 \text{ Нм};$$

$$T_{тр.о} = \frac{0,38 * 10^3 * 0,16}{20,52 * 0,91} = 3,26 \text{ Нм}.$$

Розрахунковий гальмівний момент гальма визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{т.р} = T_{тр.тах} = 0,71 + 4,33 - 3,26 = 1,78 \text{ Нм}.$$

В механізмі переміщення візка встановлено гальм ТКТ-200 з максимальним гальмівним моментом 160 Нм. Гальмо регулюється на розрахунковий гальмівний момент $T_{т.р}$.

Перевірка електродвигуна на час розгону.

Визначимо момент інерції гальмівного шківa. Значення коефіцієнту, що враховує розподілення маси, становить таке числове значення- $\xi = 0,6$. Тоді момент інерції гальмівного шківa визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$I_{т.ш} = T_{т.ш} r^2 \xi = 9,2 * 0,1^2 * 0,6 = 0,06 \text{ кг} * \text{м}^2.$$

Сума поступально рухаючи мас визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$m_{пост} = m_m + m_{гр} = 5 + 10,35 = 15,35 \text{ т} = 15,35 * 10^3 \text{ кг}.$$

Момент інерції обертальних частин механізму на швидкохідному валу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$I_I = I_{р.дв} + I_M + I_{т.ш} = I_{пост.р} = 0,0275 + 0,005 + 0,06 = 0,093 \text{ кг} * \text{м}^2.$$

Момент інерції крутильних частин механізму визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$I_{кр} = \gamma I_I = 1,15 * 0,093 = 0,106 \text{ кг} * \text{м}^2.$$

Момент інерції поступально рухомих мас, приведених до валу електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$I_{пост.р} = \frac{m_{пост} * r_k^2}{u_{max}^2 * \eta_{max}} = \frac{15,35 * 10^3 * 0,16}{20,52^3 * 0,91} = 1,19 \text{ кг} * \text{м}^2.$$

Момент інерції всіх рухомих частин механізму, приведених до валу електродвигуна приймає таке числове значення:

$$I_{max.р} = 0,106 + 1,19 = 1,30 \text{ кг} * \text{м}^2.$$

Середній пусковий момент електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{п.ср} = \psi_{п.ср} * T_{дв.н} = 2 * 23,87 = 47,74 \text{ Нм}.$$

Статичний опір переміщенню візка визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення.

$$W_{ст.р} = W_{тр} + W_y = 2,77 + 0,35 = 3,12 \text{ кН} = 3120 \text{ Н}.$$

Сумарний момент статичного опору при розгоні визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{\text{ст.р}} = \frac{W_{\text{ст}} r_k}{u_{\text{max}} \eta_{\text{max}}} = \frac{3120 * 0.16}{20.52 * 0.91} = 26.37 \text{ Нм.}$$

Час розгону механізму переміщення візка визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$t_{\text{р.факт}} = \frac{\omega_{\text{дв}} I_{\text{max}} / p}{T_{\text{п.ср}} - T_{\text{ст}}} = \frac{92.15 * 1.3}{47.74 - 26.73} = 5,7 \text{ с.}$$

Отримане значення не перевищує рекомендованого (менше 6 с), тому електродвигун забезпечить необхідну інтенсивність розгону. Перевіримо середнє прискорення при розгоні, яке визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$A = \frac{u_{\text{пер}}}{t_{\text{р}}} = \frac{0,72}{5,7} = 0,13 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Це значення також не більше рекомендованого, тому привод вибрано правильно.

Перевірка часу гальмування механізму пересування візка.

Момент інерції поступально рухаючих мас, приведених до валу електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$I_{\text{пост.т}} = \frac{m_{\text{пост}} r_k^2 \eta_{\text{max}}}{u_{\text{max}}^2} = \frac{15.35 * 10^3 * 0.16 * 0.91}{20.52^2} = 0.99 \text{ кг. м}^2.$$

Момент інерції всіх рухомих частин механізму, приведених до валу електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$I_{\text{мех.р}} = I_{\text{гр}} + I_{\text{пост.т}} = 0,106 + 0,99 = 1,1 \text{ кг. м}^2$$

Статичний опір від сил тертя визначається наступною залежністю:

$$W_{\text{тр}} = G_{\text{пост}} \frac{2\mu + f d_{\text{ц}}}{D}, \quad (2.42)$$

де $G_{\text{пост}}$ вага поступально рухомих об'єктів вантажного візка, яка визначається наступними залежностями і приймає таке числове значення:

$$G_{\text{пост}} = G_{\text{т}} + G_{\text{гр}} = 47,58 + 101,53 = 149,1 \text{ кН};$$

$$W_{\text{тр}} = 149,1 \frac{2 * ,0,4 + 0,015 * 90}{320} = 1,17 \text{ кН.}$$

Повний статичний опір переміщення візка визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$W_{\text{ст.т}} = W_{\text{тр}} - W_y = 1170 - 350 = 820 \text{ Н.}$$

Момент статичного опору при гальмуванні, приведений до валу електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$W_{\text{ст.т}} = \frac{W_{\text{ст.т}} * r_k}{u_{\text{max}} \eta_{\text{max}}} = \frac{820 * 0,16}{20,52 * 0,91} = 0,05 \text{ Нм.}$$

Тривалість гальмування визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$t_m = \frac{\omega_{\text{дв}}^{\text{I мех}}}{T_{\text{т.р}} + T_{\text{ст.т}}} = \frac{92,15 * 1,1}{20,52 + 0,91} = 11,5 \text{ с.}$$

Отримане значення часу приймає досить значну величину. Доцільно, щоб час гальмування візка не перевищував тривалості розгону візка.

Якщо прийняти $t_m = 5 \text{ с}$, то необхідно збільшити гальмівний момент гальма. В цьому випадку момент гальмування повинен дорівнювати такому значенню 13,3 Нм. Гальмо ТКТ-200 необхідно відрегулювати на даний гальмівний момент, щоб забезпечити прийнятий час гальмування.

Визначення навантажень на ходові колеса візка.

Визначимо навантаження на ходові колеса в ненавантаженому стані і від ваги вантажу. При цьому вважаємо, що всі опори візка лежать в одній площині, а рама являє собою абсолютно жорстку конструкцію.

На виді зверху (рис. 2.3) відмічаємо центри тяжіння всього обладнання і координати відносно осей X та Y та заносимо в таблицю 2.2.

Координати центру тяжіння ненавантаженого візка визначаються наступними залежностями і приймають такі числові значення:

$$X_B = \frac{\sum G_i * x_i}{\sum G_i} = -138 \text{ м;}$$

$$Y_B = \frac{\sum G_i * y_i}{\sum G_i} = 195 \text{ м.}$$

Переносимо силу тяжіння ненавантаженого візка в точку O_p (рис. 2.3) і, врівноваживши її, отримаємо силу в точці симетрії рами і момент сили. Розкладаючи момент, визначимо навантаження на ходові колеса від ваги ненавантаженого візка, які відповідно дорівнюють $X_B = 48$ мм, $Y_B = 35$ мм.

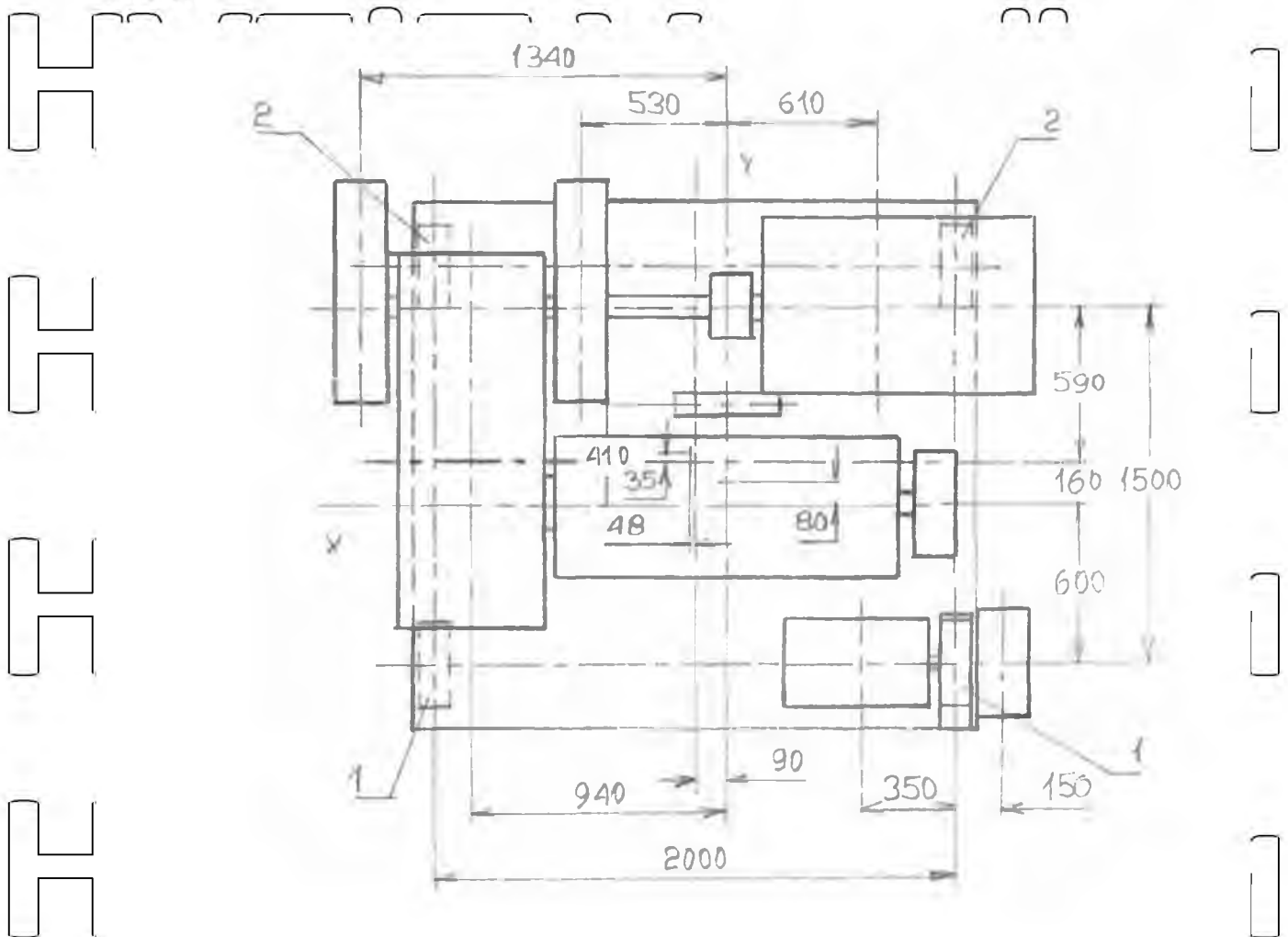


Рис. 2.3. Компонівка візка механізму пересування

Вага складових елементів вантажного візка визначається наступними залежностями і приймає такі значення:

$$P_{1m} = \frac{G_m}{4} \left(1 - \frac{2 \cdot y_m}{B_m} - \frac{2 \cdot x_m}{L_m} \right) = \frac{49.05}{4} \left(1 - \frac{2 \cdot 35}{1500} - \frac{2 \cdot 48}{2000} \right) = 11.10(kH) ;$$

$$P_{2m} = \frac{G_m}{4} \left(1 + \frac{2 \cdot y_m}{B_m} - \frac{2 \cdot x_m}{L_m} \right) = \frac{49.05}{4} \left(1 + \frac{2 \cdot 35}{1500} - \frac{2 \cdot 48}{2000} \right) = 12.25(kH) ;$$

$$P_{3m} = \frac{G_m}{4} \left(1 - \frac{2 \cdot y_m}{B_m} + \frac{2 \cdot x_m}{L_m} \right) = \frac{49.05}{4} \left(1 - \frac{2 \cdot 35}{1500} + \frac{2 \cdot 48}{2000} \right) = 12.28(kH) ;$$

$$P_{2'm} = \frac{G_m}{4} \left(1 + \frac{2 \cdot y_m}{B_m} + \frac{2 \cdot x_m}{L_m} \right) = \frac{49,05}{4} \left(1 + \frac{2 \cdot 35}{1500} + \frac{2 \cdot 48}{2000} \right) = 13,42(kH)$$

Відповідно до ваги вантажу маємо такі значення::

$$P_{1G} = \frac{G + G_n}{4} \left(1 + \frac{2 \cdot y_{ep}}{B_m} + \frac{2 \cdot x_{ep}}{L_m} \right) = \frac{101,53}{4} \left(1 + \frac{2 \cdot 80}{1500} + \frac{2 \cdot 90}{2000} \right) = 37,71(kH) ;$$

$$P_{2G} = \frac{G + G_n}{4} \left(1 - \frac{2 \cdot y_{ep}}{B_m} + \frac{2 \cdot x_{ep}}{L_m} \right) = \frac{101,53}{4} \left(1 - \frac{2 \cdot 80}{1500} + \frac{2 \cdot 90}{2000} \right) = 30,99(kH) ;$$

$$P_{1'G} = \frac{G + G_n}{4} \left(1 + \frac{2 \cdot y_{ep}}{B_m} - \frac{2 \cdot x_{ep}}{L_m} \right) = \frac{101,53}{4} \left(1 + \frac{2 \cdot 80}{1500} - \frac{2 \cdot 90}{2000} \right) = 32,04(kH) ;$$

$$P_{2'G} = \frac{G + G_n}{4} \left(1 - \frac{2 \cdot y_{ep}}{B_m} - \frac{2 \cdot x_{ep}}{L_m} \right) = \frac{101,53}{4} \left(1 - \frac{2 \cdot 80}{1500} - \frac{2 \cdot 90}{2000} \right) = 25,32(kH)$$

Статичне навантаження на ходові колеса в навантаженому положенні визначається наступними залежностями і приймають такі числові значення:

$$P_1 = P_{1m} + P_{1G} = 11,10 + 37,71 = 48,81 \text{ (кН);}$$

$$P_2 = P_{2m} + P_{2G} = 12,25 + 30,99 = 43,24 \text{ (кН);}$$

$$P_{1'} = P_{1'm} + P_{2G} = 12,28 + 32,04 = 44,32 \text{ (кН);}$$

$$P_{2'} = P_{2'm} + P_{2'G} = 13,42 + 25,32 = 38,74 \text{ (кН).}$$

Перевірка запасу щеплення коліс візка з рейками при розгоні.

Умови перевірки встановлюються наступним відношенням $K_{щ} \geq [k_{щ}]$,

де $k_{щ}$ – коефіцієнт запасу щеплення коліс з рейкою;

$[k_{щ}]$ – допустимий коефіцієнт запасу щеплення, який приймає таке

значення $[k_{щ}] = 1,2$.

Коефіцієнт запасу щеплення визначається наступною залежністю:

$$k_{щ} = \frac{T_{щ,о}}{T_{дин,р} + T_{у,оx} + T_{в,оx} - T_{гр,о.к}}, \quad (2.43)$$

де $T_{щ,о}$ - момент сили щеплення колеса з рейкою, коли кран

знаходиться в ненавантаженому стані;

$T_{дин,р}$ - динамічний момент при розгоні, який виникає в трансмісійному валу внаслідок ударно-упорного навантаження;

$T_{y.ox}$, $T_{v.ox}$, $T_{тр.о.к.}$ - відповідно моменти сил від: нахилу рейок, вітрового навантаження робочого стану і тертя, яке діє відповідно осі приводних коліс, коли кран ненавантажений.

Момент від сили щеплення приводного колеса визначається наступною залежністю:

$$T_{щ.о} = F_{щ.о} r_k, \quad (2.44)$$

де $F_{щ.о}$ - сила щеплення приводного колеса з рейкою, яка визначається за формулою:

$$F_{щ.о} = f_{щ} P_{пр.о}, \quad (2.45)$$

де $f_{щ}$ - коефіцієнт щеплення коліс з рейкою, який приймає таке числове значення: $f_{щ} = 0,2$;

$P_{пр.о}$ - навантаження на ходові колеса візка при роботі крана без

вантажу визначається за результатами компоновки візка. Сума навантажень на приводні колеса візка дорівнює такому числовому значенню $P_{пр.о} = 23,38$ кН.

З урахуванням навантаження трансмісійного валу значення

динамічного моменту $T_{дин.р}$ визначимо за такою формулою:

$$T_{дин.р} \approx T_{дв} k_{м.р} \left(1 + \sqrt{\frac{V+2c\phi}{T_{дв} k_{м.р}}} \right), \quad (2.46)$$

де $T_{дв}$ - середній пусковий момент електродвигуна, зменшений на момент сил інерції обертальних частин механізму переміщення візка і

приведений до осі коліс;

$k_{м.р}$ - коефіцієнт, що враховує відношення мас в механізмі при розгоні;

c - коефіцієнт жорсткості тихохідної ділянки трансмісії механізму

переміщення;

ϕ - кутовий зазор в муфтах трансмісійного валу.

НУБІП І УКРАЇНИ

Тут $T_{ін.кр}$ - момент сил інерції при розгоні обертальних частин механізму, приведених до валу електродвигуна, який визначається наступною залежністю:

$$T_{ін.кр} = I_{кр} E_{р.о}, \quad (2.47)$$

де $I_{кр}$ - момент інерції обертальних мас механізму, приведених до валу електродвигуна, який визначається наступною залежністю:

$$I_{кр} = \gamma I_1,$$

тут $\gamma = 1,15$;

$E_{р.о}$ - кутове прискорення валу електродвигуна при пуску з місця ненавантаженого крана, яке визначається наступною залежністю рад/с²:

$$E_{р.о} = \frac{T_{п.ср} - T_{ст.р.о}}{I_{мех.р.о}}. \quad (2.48)$$

Тут $T_{ст.р.о}$ - статичний момент сил опору при розгоні ненавантаженого візка, приведений до валу електродвигуна;

$I_{мех.р.о}$ - момент інерції при розгоні всіх рухомих мас, приведених до валу електродвигуна:

$T_{ст.р.о} = T_{ст.р.о} - T_{у..о}$ - моменти від сил тертя і нахилу рейок до горизонту, які приведені до валу електродвигуна.

За вище наведеними формулами знаходимо числові значення моментів:

$$T_{щ.о} = 0,155 * 23,38 = 3,51 \text{ кН};$$

$$T_{щ.о} = 3,51 * 0,16 = 0,56 \text{ Кн * м}.$$

Момент на осі приводних коліс, утвореними нахилом рейок до горизонту визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{у.о.к} = W_{у.о} r_k = 0,1 * 0,16 = 0,02 \text{ кН * м}.$$

Момент на осі приводних коліс, утворених нахилом визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$\begin{aligned} T_{тр.о.к} &= P_{пр.о} (\mu + f r_{щ}) = 23,38 (0,8 * 10^{-3} + 0,015 * 0,04) \\ &= 0,03 \text{ кН * м}. \end{aligned}$$

Числові значення моменту інерції поступально рухомих елементів для ненавантаженого стану візка, які визначаються наступними залежностями і приймають такі числові значення:

$$I_{\text{пост.р.о}} = \frac{m_m \cdot r_k^2}{u_{\text{мех}}^2 \cdot \eta_{\text{мех}}} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 0,16^2}{20,52^2 \cdot 0,91} = 0,33;$$

$$I_{\text{мех.р.о}} = I_{\text{вр}} + I_{\text{пост.р.о}} = 0,106 + 0,33 = 0,44$$

Сила статичного опору руху W визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$W_{\text{ст.р.о}} = W_{\text{тр.о}} - W_{\text{у.о}} = 0,38 - 0,1 = 0,28 \text{ кН};$$

$$T_{\text{ст.р.о}} = \frac{W_{\text{ст.р.о}} \cdot r_k}{u_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{мех}}} = \frac{0,28 \cdot 10^3 \cdot 0,16}{20,52 \cdot 0,91} = 2,4 \text{ кН.м};$$

$$E_{\text{р.о}} = \frac{T_{\text{п.сп}} - T_{\text{ст.р.о}}}{I_{\text{мех.р.о}}} = \frac{47,74 - 2,4}{0,44} = 103 \text{ рад/с}^2;$$

$$T_{\text{ін.кр.р}} = I_{\text{кр}} E_{\text{р.о}} = 0,106 * 103 = 10,92 \text{ Нм};$$

$$T_{\text{дв}} = (T_{\text{п.сп}} - T_{\text{ін.кр.р}}) u_{\text{мех}} \eta_{\text{мех}} = (47,74 - 10,92) 52 * 0,91 = 688 \text{ Нм};$$

$$k_{\text{м.р}} = \frac{I_{\text{пост.р.о}}}{I_{\text{мех.р.о}}} \quad (2.49)$$

Визначимо коефіцієнт жорсткості тихохідної ділянки трансмісії механізму переміщення. Максимальний статичний момент на тихохідному трансмісійному валу при переміщенні візка з номінальним навантаженням визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{\text{ст.мех}} = \frac{W_{\text{тр}} + W_{\text{у}}}{2} r_k = \frac{77 + 0,35}{2} * 0,16 * 10^3 = 249,6 \text{ Нм.}$$

Трансмісійний вал має діаметр, який дорівнює 100мм. Довжину приймаємо рівною довжині колі, $l_{\text{тр.в}} = 2 \text{ м}$. Полярний момент інерції поперечного перерізу трансмісійного валу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$I_{\text{тр.в}} = \frac{\pi d_{\text{тр.в}}^4}{32} = \frac{3,14 * 0,1^4}{32} = 9,82 * 10^{-6} \text{ м}^4;$$

$$I_{\text{пол}} = \frac{G_{\text{упр}} I_{\text{тр.л}}}{I_{\text{уч}}} \quad (2.50)$$

Тут $G_{\text{упр}}$ - модуль пружності другого роду, для сталі, який приймає таке числове значення $G_{\text{упр}} = 7,943 \cdot 10^4$ МПа;

$$I_{\text{пол}} = \frac{7,943 \cdot 10^4 \cdot 9,82 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,3934 \frac{\text{МН} \cdot \text{м}}{\text{рад}} = 3,934 \cdot 10^2 \frac{(\text{кН} \cdot \text{м})}{\text{рад}};$$

$$c \approx 0,3c_{\text{ст.в}} = 0,3 \cdot 3,934 \cdot 10^2 = 1,180 \cdot 10^2 \frac{(\text{кН} \cdot \text{м})}{\text{рад}}.$$

З'єднувальна зубчаста муфта на трансмісійному валу має такі числові параметри: $z=56$; $m=4$ мм; $S_1 = 6,01$ мм; $S_2 = 5,83$ мм. сумарний кутовий зазор в двох напівмуфт складає:

$$\varphi = \frac{4(\pi \cdot m - 0,9 \cdot (S_1 + S_2))}{z \cdot m} = \frac{4(3,14 \cdot 4 - 0,9(6,01 + 5,93))}{56 \cdot 4} = 0,034 \text{ рад.}$$

Динамічний момент, яким навантажується вал при розгоні визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{\text{дин.р}} \approx T_{\text{дв}} k_{\text{м.р}} \left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot c \cdot \varphi}{T_{\text{дв}} k_{\text{м.р}}} \right)} \right) = 0,68 \cdot 0,75 \left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,180 \cdot 0,034}{0,68 \cdot 0,75} \right)} \right) = 3,35 \text{ кНм};$$

$$k_{\text{щ}} = \frac{T_{\text{щ.о}}}{T_{\text{дин.р}} + T_{\text{у.о.к}} + T_{\text{в.о.к}} - T_{\text{тр.о.к}}} = \frac{1,12}{3,35 + 0,02 - 0,03} = 0,33.$$

Оскільки запас щеплення недостатній, необхідно ввести в схему керування рухом передпускову ступінь в приводному механізмі пересування візка. При цьому зазор в передачі потрібно вибрати відповідно до додатку повного пускового моменту електродвигуна. Динамічний момент в такому випадку буде зменшеним.

2.3. Розрахунок механізму переміщення крана

Вихідні дані для розрахунку механізму переміщення мостового крану:

Вагові навантаження навантаження від ходових коліс до візка:

$$P_1 = 48,81 \text{ кН};$$

$$P_2 = 43,24 \text{ кН};$$

$$P'_1 = 44,32 \text{ кН};$$

$$P'_2 = 38,74 \text{ кН};$$

Вага крану, яка становить таке числове значення $G_{\text{кр}} = 279,58$ кН;

Вага візка, яка становить таке числове значення $G_{\text{т}} = 49,05$ кН;

Швидкість переміщення крана, яка становить таке числове значення:

$$V_{кр} = 1,83 \text{ м/с.}$$

Визначення статичного навантаження на колеса.

На кінцевих балках крану встановлені колісні установки КРП і КРН з приводним і не приводним колесом відповідно, колесо циліндричне дворобордне, діаметром з таким числовим значенням $D=500$ мм.

В якості підкранової рейки використані рейки з випуклою головкою типу КР80.

Повний опір переміщенню крана в період розгону, приведенного до обода колеса визначається наступною залежністю:

$$W = W_{тр} + W_y + W_{ін} + W_{гн} \quad (2.51)$$

Опір, утворений силами тертя:

при таких числових значеннях параметрів: $\mu = 0,6$; $\gamma = 0,015$; $\alpha_c = 110$ мм; $k_{доп} = 1,5$. визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$W_{тр} = (279,58 + 101,53) \frac{2 * 0,6 * 0,015 * 110}{500} 1,5 = 2,41 \text{ кН.}$$

Опір, утворений нахилом підкранового шляху визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$W_y = \alpha (G_{кр} + G_{гр}), \text{ при } \alpha = 0,001;$$

$$W_y = 0,001 * (279,58 + 1,153) = 0,41 \text{ кН.}$$

Опір, утворений силами інерції визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$W_{ін} = \sigma \cdot m_{пост} \cdot a \text{ при } \sigma = 1,15; \quad a = 0,10; \quad m_{пост} = 28,5 \text{ т.}$$

$$W_{ін} = 1,15 \cdot 28,5 \cdot 0,1 = 3,28 \text{ (кН).}$$

Опір, утворений розкачуванням вантажу на гнучкому підвісі визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$W_{гнб} = (m_{гр} + m_n) \cdot a;$$

$$W_{гнб} = (10 + 0,35) \cdot 0,1 = 1,04 \text{ кН.};$$

$$W = 2,41 + 0,41 + 3,28 + 1,04 = 7,4 \text{ кН.};$$

Вибір електродвигуна приводу переміщення крана.

Необхідна потужність електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення.

$$N = \frac{W \cdot V_{кр}}{\eta_{пр} \cdot \psi_{п.ср}}$$

при $\eta_{пр} = 0,85$, $\psi_{п.ср} = 1,6$

$$N = \frac{7,4 \cdot 1,83}{0,85 \cdot 1,6} = 10 \text{ кВт}$$

В механізмі переміщення крана приймаємо електродвигун МТ 42-8, з наступними параметрами: при ПВ=40% номінальна потужність $N_{ном} = 13$ кВт; і частота обертання ротора $n = 724$ об/хв.; момент інерції ротора

електродвигуна $J_{р.дв} = 0,537$ кг·м²; $K_{вр.дв} = 65$ мм, маса електродвигуна $m_{дв} = 280$ кг.

Вибір редуктора приводу переміщення кранакрана.

Визначимо еквівалентний момент на тихохідному валу редуктора. Аналогічно механізму підйому вантажу для групи режиму роботи 5М клас навантаження В3 і клас використання А4. При цьому для чисел $k = 0,57$, $k_Q = 0,72$; $T_{роб} = 43200$ ч. Частота обертання тихохідного вала редуктора дорівнює частоті обертання приводного колеса визначається наступною

залежністю і приймає таке числове значення:

$$n_m = n_k \frac{u}{\pi D} = \frac{110}{3,14 \cdot 0,5} = 70,06 \text{ об/хв.}$$

Кількість циклів навантаження на тихохідному валу редуктора визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$z_m = 30 n_m \cdot T_{роб} = 30 \cdot 70,06 \cdot 43200 = 90,8 \cdot 10^6$$

Передаточне число тихохідної ступені редуктора приймаємо близьким до значення $u_m = 5$, тоді сумарне значення контактних напружень зуба шестерні тихохідної ступені визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$z_p = z_m \cdot u_m = 90,8 \cdot 10^6 \cdot 5 = 45,4 \cdot 10^7$$

Базова кількість циклів контактних напружень $z_0 = 125 \cdot 10^6$ визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$k_t = \sqrt[3]{\frac{z_p}{z_o}} = \sqrt[3]{\frac{45,4 \cdot 10^7}{125 \cdot 10^6}} = 1,54$$

Коефіцієнт довговічності визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$k_d = k_0 \cdot k_t = 0,72 \cdot 1,54 = 1,11.$$

Визначимо розрахунковий крутний момент на тихохідному валу редуктора. В механізмі встановлений редуктор РМ-500 з такими числовими параметрами: передаточним числом $u_p = 10,35$. ККД редуктора дорівнює $\eta_p = 0,96$. Знаходимо значення кутової швидкості електродвигуна, яка визначається

наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 724}{30} = 75,82 \text{ (rad/c)}$$

Номінальний момент на валу електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{13 \cdot 10^3}{75,82} = 171,46 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

Визначимо розрахунковий крутний момент на тихохідному валу редуктора, який визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_p = T_{\text{дв.мах}} \cdot u_p \cdot \eta_p = 257,2 \cdot 10,35 \cdot 0,96 = 2555,5 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

Розрахунковий еквівалентний момент визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{p,e} = k_d \cdot T_p = 2555,5 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

В механізмі переміщення крана встановлений редуктор РМ-500. Допустима потужність на швидкохідному валу редуктора при важкому режимі роботи і частоті обертання швидкохідного валу $n_d = 750$ об/хв.

$$N_6 = 31,5 \text{ кВт}$$

Визначимо розрахунком допустимий крутний момент на тихохідному валу.

Допустима кутова швидкість швидкохідного валу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$\omega_{\text{дв}} = \pi \cdot \frac{n_{\text{дв}}}{30} = 3,14 \cdot \frac{724}{30} = 78,54 (\text{рад/с})$$

Номинальний крутний момент на швидкохідному валу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{31,5 \cdot 10^3}{78,54} = 401,1 (\text{Н} \cdot \text{м})$$

Номинальний крутний момент на тихохідному валу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{\text{м}} = T_{\text{дв}} \cdot u_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{р}} = 401,1 \cdot 10,35 \cdot 0,96 = 3985 \text{ Н} \cdot \text{м} > T_{\text{р,е}} = 2555,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Тому редуктор задовольняє умовам роботи механізму переміщення крану.

Вибір гальма механізму переміщення крану.

Розрахунковий гальмівний момент визначається наступною залежністю

$$T_{\text{м,р,мех}} = T_{\text{у,о}} + T_{\text{ин,о}} - T_{\text{тр,о}},$$

де $T_{\text{у,о}}$, $T_{\text{ин,о}}$, $T_{\text{тр,о}}$ - моменти, утворені нахилом рейок, штерцією і силами тертя, приведені до валу, на якому встановлено гальмо визначаються

наступними залежностями:

$$T_{\text{у,о}} = \frac{W_{\text{у,о}} \cdot r_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{к-т}}}{u_{\text{макс}}};$$

$$T_{\text{ин,о}} = \frac{W_{\text{ин,о}} \cdot r_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{к-т}}}{u_{\text{макс}}};$$

$$T_{\text{тр,о}} = \frac{W_{\text{тр,о}} \cdot r_{\text{к}}}{u_{\text{макс}} \cdot \eta_{\text{к-т}}},$$

де $r_{\text{к}}$ - радіус ходового колеса, яке дорівнює таке числове значення $r_{\text{к}} = 250$ мм;

$\eta_{\text{к-т}}$ - ККД механізму на ділянці приводного колеса і гальма, яке визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$\eta_{\text{к-т}} = \eta_{\text{п.п}}^3 \cdot \eta_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{р}} = 0,99^3 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 = 0,91;$$

$W_{y.o.}$, $W_{ш.о.}$, $W_{тр.о.}$ - опір переміщенню крана без вантажу, утворений нахилом рейок, інерцією і тертям, які визначаються наступними залежностями і приймають такі числові значення:

$$W_{y.o.} = \alpha \cdot G_m = 0,001 \cdot 279,58 = 0,28 \text{ (кН)};$$

$$W_{ш.о.} = \sigma \cdot m_m \cdot a = 1,25 \cdot 28,5 \cdot 0,10 = 3,56 \text{ (кН)};$$

$$W_{тр.о.} = \frac{G_m \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_u)}{D} = \frac{279,58 \cdot (2 \cdot 0,6 + 0,015 \cdot 110)}{500} = 1,59 \text{ (кН)};$$

$$W_{y.o.} = \frac{0,28 \cdot 10^3 \cdot 0,25 \cdot 0,91}{10,35} = 6,15 \text{ (Н·м)};$$

$$W_{ш.о.} = \frac{03,56 \cdot 10^3 \cdot 0,25 \cdot 0,91}{10,35} = 78,25 \text{ (Н·м)};$$

$$W_{тр.о.} = \frac{1,59 \cdot 10^3 \cdot 0,25}{10,35 \cdot 0,91} = 42,20 \text{ (Н·м)}.$$

Розрахунковий гальмівний момент гальма визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$T_{т.р} = T_{т.р. мех} = 6,15 + 78,25 - 42,20 = 42,20 \text{ (Н·м)}.$$

В механізмі переміщення крана встановлено гальмо ТКГ-300 з максимальним гальмівним моментом 800 Нм. Гальмо регулюється на розрахунковий гальмівний момент $T_{т.р} = T_{т.р мех}$.

Статичні навантаження на ходові колеса крана.

Розрахункова схема до визначення навантаження на ходові колеса зі сторони струмопроводу представлена на рис. 2.4.

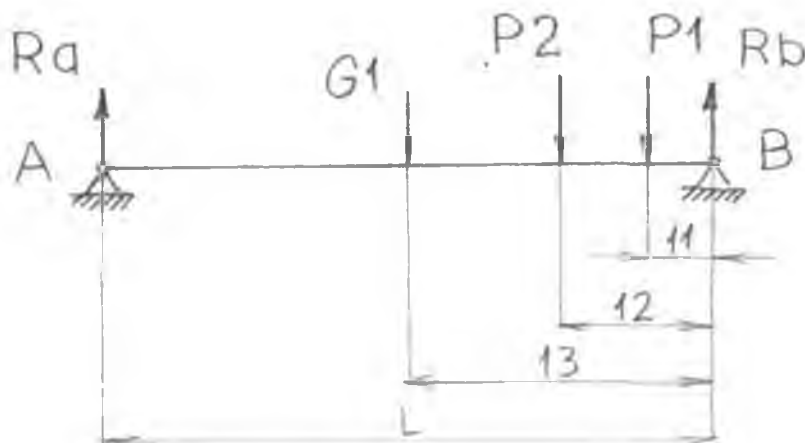


Рис. 2.4. Розрахункова схема до визначення навантаження на ходові колеса крана зі сторони струмопроводу.

Навантаження G_1 визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$G_1 = \frac{1}{2} \cdot (G_{KP} - G_m - G_k) = \frac{1}{2} \cdot (279,58 - 49,05 - 22,56) = 103,98 \text{ (кН)}.$$

Навантаження на ходові колеса визначається наступними залежностями і приймають такі числові значення:

$$R_A = \frac{P_1 \cdot l_1 + P_2 \cdot l_2 + G_1 \cdot (L - l_3)}{L} ;$$

$$R_A = \frac{44.32 \cdot 0.9 + 38.74 \cdot 2.4 + 103.98 \cdot (22.5 - 11.25)}{22.5} = 58 \text{ (кН)} ;$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot (L - l_1) + P_2 \cdot (L - l_2) + G_1 \cdot (L - l_3)}{L} ;$$

$$R_B = \frac{44.32 \cdot (22.5 - 0.9) + 38.74 \cdot (22.5 - 2.4) + 103.98 \cdot (22.5 - 11.25)}{22.5} = 129.14 \text{ (кН)}$$

Розрахункова схема до визначення навантаження на ходові колеса зі сторони механізму переміщення крана представлена на рис. 2.5.

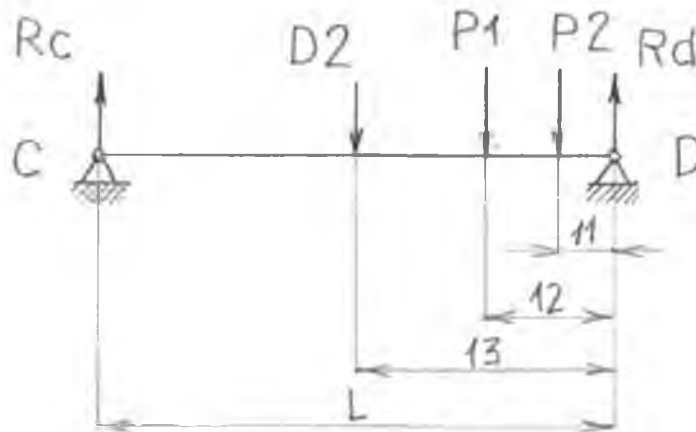


Рис. 2.5. Розрахункова схема до визначення навантаження на ходові колеса крана зі сторони механізму переміщення крана

Навантаження G_2 визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення:

$$G_2 = G_1 + G_k = 103,98 + 22,56 = 126,54 \text{ (кН)}.$$

Навантаження на ходові колеса визначаються наступними залежностями і приймають такі числові значення:

$$R_C = \frac{P_2 \cdot l_1 + P_1 \cdot l_2 + G_1 \cdot l_3}{L},$$

$$R_C = \frac{43.24 \cdot 0.9 + 48.81 \cdot 2.4 + 126.54 \cdot 11.25}{22.5} = 70.21(kH)$$

$$R_D = \frac{P_2 \cdot (L - l_1) + P_1 \cdot (L - l_2) + G_2 \cdot (L - l_3)}{L},$$

$$R_D = \frac{43.24 \cdot (22.5 - 0.9) + 48.81 \cdot (22.5 - 2.4) + 126.54 \cdot (22.5 - 11.25)}{22.5} = 148.38(kH)$$

Максимальне навантаження на ходове колесо складає $R_{\max} = 148,38$ кН.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 3 ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

ВАНТАЖУ МОСТОВОГО КРАНА

НУБІП України

3.1. Визначення вихідних параметрів механізму підйому вантажу

Кратність поліспасти механізму підйому вантажу залежить від вантажопідйомності крана і обертається за рекомендаціями:

$Q \leq 6,3$, тому приймаємо кратність поліспасти $m=2$.

Визначаємо к.к.д. обраного поліспасти за такою формулою:

$$\eta_n = \frac{1 - \eta^m}{(1 - \eta)^m} = \frac{1 - 0,95^2}{(1 - 0,95)^2} = 0,975,$$

Де η - к.к.д. блока поліспасти.

Знайдемо навантаження в канаті, що намотується на барабан, за такою формулою:

$$F_k = \frac{Q}{m * \eta_n} = \frac{53955}{2 * 0,975} = 27669 \text{ Н,}$$

$Q = mg = 5500 * 9,81 = 53955$ – вага вантажу.

За максимальним зусиллям знаходимо розрахункове зусилля в канаті і отримуємо його числове значення:

$$F_p = k * F_k = 5 * 53955 = 269775 \text{ Н,}$$

де k - коефіцієнт запасу міцності каната, який вибирають залежно від призначення крана і режиму його роботи. Приймаємо $k = 5$.

Після чого знаходимо діаметр каната за такою формулою

$$d = 2 \sqrt{\frac{F_p}{\pi [\sigma]}} = 2 \sqrt{\frac{269775}{3,14 * 1860}} = 13,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр каната $d = 13,5 \text{ мм.}$

НУБІП України

Знаходимо діаметр барабана за такою формулою

$$D = e * d = 24 * 13,5 = 324 \text{ мм.}$$

Приймаємо для поліспастів крана $e=24$.

Приймаємо діаметр барабана $D = 325 \text{ мм.}$

Знаходимо кількість витків нарізної частини барабана при висоті підйому вантажу на $H = 10\text{м}$ за такою формулою:

$$z_n = \frac{H * \pi}{\pi D} + z_3 + z_k = \frac{10 * 2}{3,14 * 0,32} + 2 + 2 = 19,3 + 2 + 2 = 23,3.$$

Приймаємо кількість витків: $z_n = 24$.

Знаходимо довжину барабана:

$$L_p = p * z_n = 13,5 * 24 = 324 \text{ мм.}$$

Приймаємо $L_p = 325 \text{ мм.}$

Результати розрахунку зводимо в табл.3.1

Таблиця 3.1

Кратність поліспаста, t	Максимальне навантаження в канаті, H	Розрахунковоє зусилля, H	Діаметр каната, d	Діаметр барабана, D , мм	Кількість витків
2	27669	269775	13,5	325	24

3.2. Побудова кінематичної схеми механізму підйому вантажу мостового крана

На рис. 3.1 представлено кінематичну схему розробленого механізму підйому вантажу, на якій показано муфту для визначення динамічних навантажень.

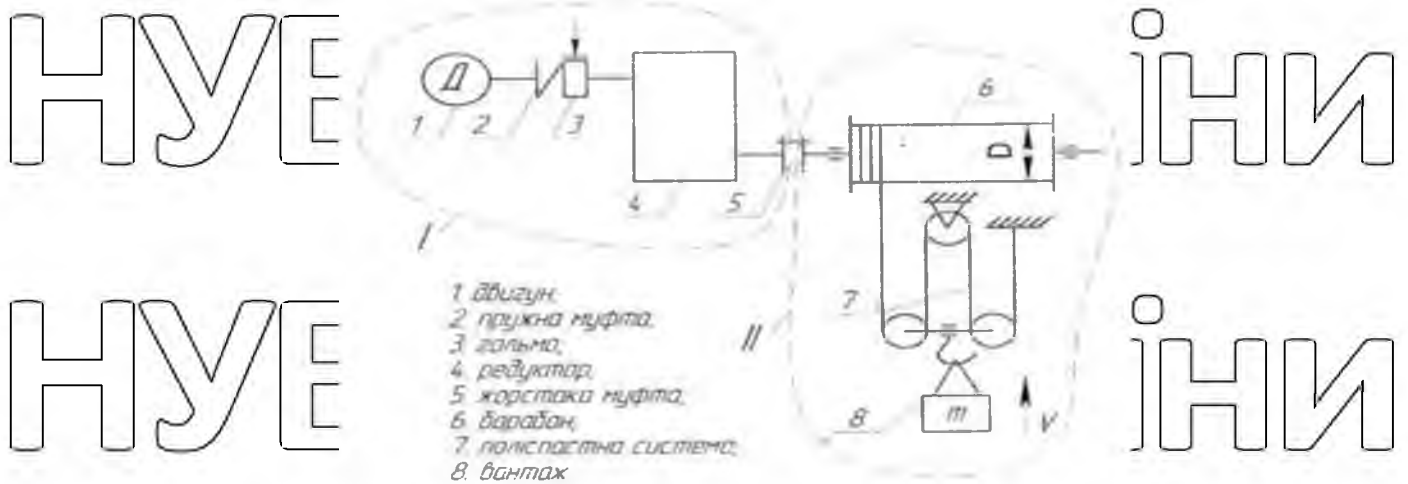


Рис.3.1. Кінематична схема механізму підйому вантажу

Визначення потужності і вибір електродвигуна механізму підйому вантажу

За заданою вантажопідйомністю Q і швидкістю підйому вантажу V визначаємо необхідну потужність двигуна, яка визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$P = \frac{mgV}{\eta} = \frac{5500 * 9.81 * 1.5}{0.827} = 97.9 \text{ кВт}$$

Вибираємо електродвигун МТВ 613-10 з наступними параметрами:

Потужність:

$$P_n = 80 \text{ кВт};$$

$$n_n = 580 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$$\lambda = \frac{M_{\text{max}}}{M_N} = 3$$

Момент інерції ротора електродвигуна становить – 6,25 кг м².

Номінальна кутова швидкість визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$\omega_n = \frac{\pi n_n}{30} = \frac{3.14 * 580}{30} = 60.70 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Синхронна кутова швидкість визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$\omega_0 = \frac{2\pi f}{p} = \frac{2 * 3.14 * 50}{5} = 62.8 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Номинальне ковзання електродвигуна визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$S_H = 1 - \frac{\omega_H}{\omega_0} = 1 - \frac{60,7}{62,8} = 0,04.$$

Критичне ковзання електродвигуна визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$S_{кр} = S_H(\lambda + \sqrt{\lambda^2 + 1}) = 0,04(3 + \sqrt{9 + 1}) = 0,23.$$

Номинальний момент на валу електродвигуна визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$M_H = \frac{P_H}{\omega_H} = \frac{80000}{60,7} = 1317 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Максимальний момент на валу електродвигуна визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$M_{max} = \lambda * M_H = 3 * 1317 = 3951 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент на валу електродвигуна, який визначається за формулою Клосса і приймає таке числове значення:

$$M = \frac{2M_{max}(1 + S_{кр}\alpha)}{\frac{S}{S_H} + \frac{S_H}{S} + 2S_{кр}\alpha} = \frac{2 * 3951}{\frac{1}{0,23} + \frac{0,23}{1}} = 1729,1,$$

де S – ковзання електродвигуна ($S = 1 - \frac{\omega}{\omega_0}$).

На рис.3.2 наведено механічну характеристику приводного електродвигуна механізму підйому вантажу.

НУБІП України

НУБІП України



Рис. 3.2. Механічна характеристика електродвигуна

Кінетичний розрахунок механізму підйому вантажу

Лінійна швидкість каната, що намотується на барабан для одинарного поліспасти визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$V_k = m * V = 2 * 1.5 = 3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кутова швидкість барабана визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$\omega_b = \frac{2V_k}{D} = \frac{2*3}{324} = 18.519 \text{ рад/с.}$$

Визначимо передаточне число редуктора, яке визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$u = \frac{\omega_{дв}}{\omega_b} = \frac{60,7}{18,5} = 3,28 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Визначимо обертальний момент на вихідному валу редуктора, який визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$M_B = M_H * n * \eta_m * \eta_p = 1317 * 3,24 * 0,9 * 0,9 = 3456,3 \text{ Н*м}$$

За передаточним відношенням редуктора і по моменту на вихідному валу обираємо редуктор з передаточним числом , яке приймає таке значення: 2,8.

Приймаємо циліндричний редуктор ММ-150.

Визначаємо дійсну швидкість підйому вантажу, яка визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$V = \frac{\omega_k * D}{2u_p * t} = \frac{60.7 * 0.32}{2 * 2.8 * 2} = 1.73 \frac{m}{c}$$

Вибір муфти здійснюється за моментом, що передається, за формулою і таким числовим значенням:

$$M_n = M_H * K_\zeta = 1317 * 1,5 = 1975,5 H * m .$$

Вибираємо муфту МУВП-9, з моментом інерції $I_H = 2,0 \text{ кг} * \text{м}^2$.

Розрахунок моменту інерції барабана.

На рис. 3.3 наведено схему для розрахунку моменту інерції барабану механізму підйому вантажу.

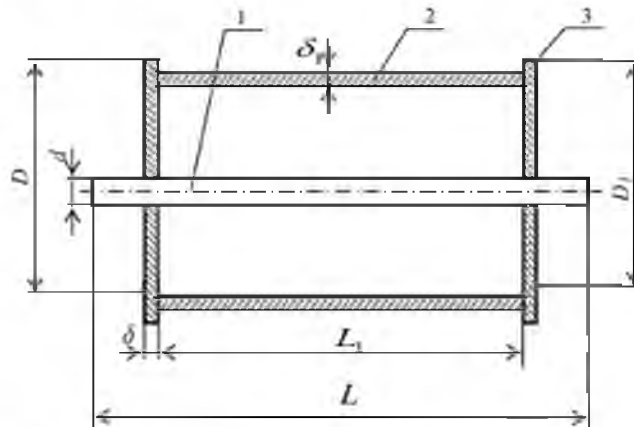


Рис. 3.3. Схема барабана механізму підйому вантажу

Барабан складається з таких основних елементів:

1- вал, 2 – циліндр, 3 – диск.

Знайдемо моменти інерції елементів барабана відносно осі його обертання при таких параметрах барабана:

$$D_1 = 250 \text{ мм};$$

$$\delta = 12 \text{ мм}.$$

Момент інерції барабана визначається за такою формулою:

$$I_{\delta} = I_B + I_{\text{ц}} + 2I_{\text{д}};$$

$$L_1 = L + 2\delta_1 + 4d = 0.96 + 0.016 + 0.052 = 1.008 \text{ м}$$

Момент інерції складових елементів барабана визначаються за формулами:

$$I_B = \frac{1}{2} m_8 \frac{d^2}{4};$$

$$m_B = \frac{\pi d^2}{4} L_1 \rho,$$

$$\text{де } \rho = 7.8 * 10^3 \text{ кг/м}^3;$$

$$I_{\text{ц}} = m_{\text{ц}} \frac{D^2}{4};$$

$$m_B = \frac{\pi p_1^2}{n} S_1 \rho.$$

Знайдемо числові значення моментів інерції та мас складових елементів

барабана механізму підйому вантажу:

$$m_B = \frac{3.14 * 0.08^2}{4} 1.008 * 7.8 * 10^3 = 39.5 \text{ кг};$$

$$I_B = \frac{1}{2} 39.5 \frac{0.08^2}{4} = 3.16 * 10^{-3} \text{ кг * м}^2;$$

$$I_3 = \frac{1}{2} m_3 \frac{D_1^2}{4} = \frac{1}{2} \frac{5.14 * 0.525^2}{4} = 0.269 \text{ кг * м}^2;$$

$$m_3 = \rho * V_3 = 7.8 * 10^3 * 0.659 * 10^{-3} = 5.14 \text{ кг};$$

$$V_3 = \frac{\pi D_1^2}{4} \delta_1 = \frac{3.14 * 0.325^2}{4} * 0.008 = 0.37 * 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Тоді момент інерції барабану приймає таке числове значення:

$$I_6 = 0.0316 + 0.972 + 2 * 0.269 = 1.54 \text{ кг * м}^2.$$

3.3. Побудова динамічної моделі вантажопідйомного механізму

Виходячи з кінематичної схеми механізму підйому вантажу (рис.3.1), побудуємо його динамічну модель, в якій необхідно визначити динамічні навантаження, що діють в муфті, що з'єднує вихідний вал редуктора з валом барабана.

Для дослідження динамічних навантажень, що діють на елементи конструкції та приводу механізму підйому вантажу, останній представимо у вигляді двомасової динамічної моделі, в якій усі ділянки валів вважаються жорсткими, а пружна муфта – пружним елементом, як це показано на рис.3.1.

При побудові динамічної моделі механізму підйому вантажу вважаємо, що всі елементи механізму є абсолютно жорсткими тілами, окрім елементів

передавального механізму та канату, які володіють пружними властивостями.

При цьому корпус приводу механізму та вали закріплені абсолютно жорстко.

На рис. 3.4 представлена динамічна модель механізму підйому вантажу, за допомогою якої описуються динамічні процеси в пружному елементі (муфті).

В розробленій динамічній моделі прийняті такі позначення: $J_{п1}$ –

зведений момент інерції першої частини механізму підйому вантажу, в який входять зведені моменти інерції електродвигуна, пружної муфти та редуктора; $J_{п2}$ – зведений момент інерції другої частини механізму підйому

вантажів, до якого входять зведені моменти інерції муфти, барабану,

поліспасту і маси вантажу; $M_{п1}$ і $M_{п2}$ – зведені моменти сил першої і другої

частини механізму від дії рушійного моменту на валу електродвигуна та ваги вантажу на гнучкому підвісі; c – зведена жорсткість муфти.

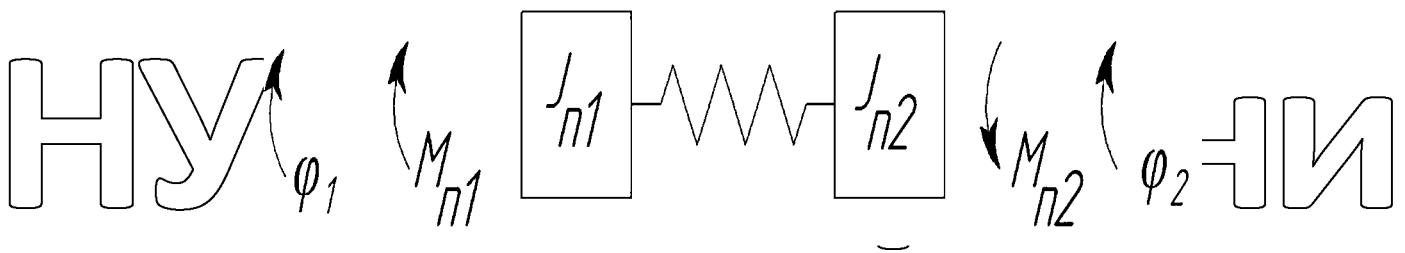


Рис. 3.4. Динамічна модель механізму підйому вантажу

В розробленій динамічній моделі прийняті такі позначення: $J_{п1}$ – зведений момент інерції першої частини механізму підйому вантажу, в який

входять зведені моменти інерції електродвигуна, пружної муфти та

редуктора; $J_{п2}$ – зведений момент інерції другої частини механізму підйому

вантажів, до якого входять зведені моменти інерції муфти, барабану,

поліспасту і маси вантажу; $M_{п1}$ і $M_{п2}$ – зведені моменти сил першої і другої

частини механізму від дії рушійного моменту на валу електродвигуна та ваги

вантажів на гнучкому підвісі; c – зведена жорсткість муфти.

Тепер визначимо параметри динамічної моделі механізму підйому вантажу.

Кутові швидкості барабана і приводного електродвигуна визначаються такими залежностями:

$$\omega_2 = \omega_6 = \frac{2V_6}{D}$$

$$\omega_1 = \omega_6 * u = 2 \frac{V_6}{D} u.$$

Знайдемо вираз кінетичної енергії першої частини реального механізму підйому реального механізму:

$$T_{p1} = \frac{1}{2}(I_1 + I_2 + I_3 + I_{4,1})\omega_1^2 + \frac{1}{2}(I_{4,2} + I_5 + I_6) * \omega_2^2 = \frac{1}{2}(I_1 + I_2 + I_3 + I_{4,1}) * 4 \frac{V_6^2}{D^2} u^2 +$$

$$\frac{1}{2}(I_{4,2} + I_5 + I_6) * 4 \frac{V_6^2}{D^2} u^2 = \frac{1}{2} \frac{V_6^2}{D^2} [(I_1 + I_2 + I_3 + I_{4,1})u^2 + I_{4,2} + I_5 + I_6]. \quad (3.1)$$

Кінетична енергія динамічної моделі першої частини механізму має вигляд.

$$T_{M1} = \frac{1}{2} m_{П1} * V_6^2. \quad (3.2)$$

Тепер прирівняємо кінетичні енергії (3.1) і 93.2), в результаті чого отримаємо рівняння:

$$T_{P1} = T_M;$$

$$\frac{1}{2} \frac{4V_6^2}{D^2} [(I_1 + I_2 + I_3 + I_{4,1})u^2 + I_{4,2} + I_5 + I_6] = \frac{1}{2} m_{П1} * V_6^2.$$

З отриманого рівняння знаходимо зведений момент інерції першої маси динамічної моделі механізму підйому вантажу.

$$J_{П1} = [(I_1 + I_2 + I_3 + I_{4,1})u^2 + I_{4,2} + I_5 + I_6].$$

Момент інерції муфти приймає таке числове значення – 75 кг*м²

$$J_{П1} = [(6.25 + 0.25 + 0.75 + 0.1) * 3.3^2 + 0.3 + 0.2 + 0.51] = 82,6 \text{ кг} * \text{м}^2$$

Друга частина механізму: Для визначення зведеного моменту інерції використаємо рівняння:

$$T_{P2} = T_{M2}$$

де $T_{p2} = \frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} m \frac{V_6^2}{n^2}$ - кінетична енергія другої частини реального механізму підйому вантажу;

$T_{M2} = \frac{1}{2} m \Pi_2 * V_6^2$ - кінетична енергія динамічної моделі другої частини.

Прирівнявши ці вирази, в результаті чого отримаємо:

$$\frac{1}{2} m \frac{V_6^2}{n^2} = \frac{1}{2} m \Pi_2 * V_6^2;$$

$$J_{\Pi 2} = \frac{mD}{4n^2} = \frac{5500 * 0,32 * 0,32}{4 * 4} = 35,2 \text{ кг} * \text{м}^2.$$

Потужність сил реального механізму I частини реального механізму визначається залежністю:

$$P_{p1} = M * \omega_1 = M * \frac{2V_6}{D} u.$$

Потужність сил моделі першої частини має вигляд:

$$P_{M1} = F_{\Pi 2} * V_6;$$

$$P_p * z_{1-6} = P_{M1};$$

$$M \frac{2V_6}{D} u r_{1-6} = F_{\Pi 2} * V_6;$$

В результаті чого визначаємо зведений момент сил першої частини моделі.

$$M_{\Pi 1} = \frac{2M}{D} u * r_{1-6}.$$

Потужність сил реального механізму другої частини визначається залежністю:

$$P_{M2} = F_{\Pi 2} * V_6 * r_{6-8};$$

$$P_{p1} = M * \omega_1 = M * \frac{2V_6}{D} u;$$

$$P_{M2} = F_{\Pi 2} * V_6;$$

$mg \frac{V_6}{n} = F_{п2} V_6 * \eta_{6-8};$
 В результаті проведених розрахунків знаходимо формулу і вираховуємо числове значення зведеного моменту другої частини динамічної моделі:

$$M_{п2} = \frac{mg}{2 * n * \eta_{6-8}} D = \frac{5500 * 9.81}{2 * 2 * 0.98} 0,32 = 4404,6 \text{ Н} * \text{м}.$$

$$G = Qg = 5.5 * 10^3 * 9.81 = 5.5 * 10^4 \text{ Н}.$$

Зведена жорсткість пружного елемента визначається за формулою:

$$C = \frac{EA}{H} * \frac{1-\eta}{1-\eta^m} = \frac{1,2 * 10^{11} * 5,67 * 10^{-5}}{24} = 1,41 * 10^5 \text{ Н/м}.$$

Де $E = 1,2 * 10^{11} \text{ Н/м}^2$ - модель пружності канату

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 * 13,6^2 * 10^{-6}}{4} = 5,67 * 10^{-5} \text{ м}^2$$
 - площа поперечного перерізу

каната.

Момент на валу електродвигуна визначається за формулою Клосса, яка має такий вигляд.

$$M = \frac{2M_{max}}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s}}$$

В цій формулі прийняті такі позначення.

Максимальний момент, який визначається за формулою:

$$M_{max} = \lambda M_H, \lambda = 3,0, M_H = 1317 \text{ Н} * \text{м};$$

Критичне ковзання електродвигуна, яке приймає таке значення:

$$s_{кр} = 0,23;$$

3.4. Побудова математичної моделі механізму підйому вантажу

На базі побудованої динамічної моделі механізму підйому вантажу формальними методами будується математична модель механізму підйому

вантажу. Математичні моделі динаміки руху машин і механізмів являють собою диференціальні рівняння руху.

Для отримання диференціальних рівнянь руху механізму підйому вантажу при відомій динамічній моделі використовуються такі методи: 1) метод динамічної рівноваги з використанням принципу д'Аламбера; 2) принцип можливих переміщень; 3) принцип Гамільтона-Остроградського та інші методи.

Рівняння руху механізму підйому вантажу при наявності його динамічної моделі – це вираз другого закону Ньютона, який встановлює, що

швидкість зміни імпульсу будь-якої маси дорівнює діючій на неї силі. В математичній формі це записується у вигляді наступного диференціального рівняння:

$$F(t) = \frac{d}{dt} \left(m \frac{dr}{dt} \right),$$

де $F(t)$ – вектор прикладеної сили; r – радіус-вектор координат центра мас маси m ; t – координата часу.

Для більшості задач динаміки машин і механізмів масу можна розглядати незмінною в часі масу. Тоді рівняння набуває такого вигляду:

$$F(t) = m \frac{d^2 r}{dt^2} = m \ddot{r}$$

Отримане рівняння виражає умову рівності сили та добутку маси на прискорення:

$$F(t) - m \ddot{r} = 0.$$

В отриманому рівнянні другий доданок називають силою інерції, яка здійснює опір прискоренню маси. Принцип д'Аламбера (маса викликає силу інерції, пропорційну її прискоренню і протилежно йому спрямовану) широко застосовується в задачах динаміки машин, оскільки дає змогу вивести

рівняння руху на основі умов динамічної рівноваги. Сила $F(t)$ може включати

в себе різні види сил, що прикладені до маси: силу пружного опору, яка направлена в напрямку протилежному переміщенню, силу затухання, яка здійснює опір швидкості переміщення, і незалежні зовнішні сили. Якщо

ввести силу інерції, що здійснює опір прискоренню маси, то рівняння руху виражають умову рівноваги всіх сил, які прикладені до маси. Принцип Даламбера розглядає рівновагу окремо взятої маси з прикладенням до неї всіх діючих сил, сили інерції та реакцій зв'язку з іншими масами. Для більшості простих динамічних моделей механічних систем вказаний метод виводу рівнянь руху найбільш зручний.

Складемо за допомогою цього методу диференціальні рівняння руху динамічної моделі, показаної на рис. 3.4. Для цього розглянемо рівновагу кожної з мас з прикладеними до них моментами сил, включаючи моменти сил інерції і реакції зв'язку (рис. 3.5).

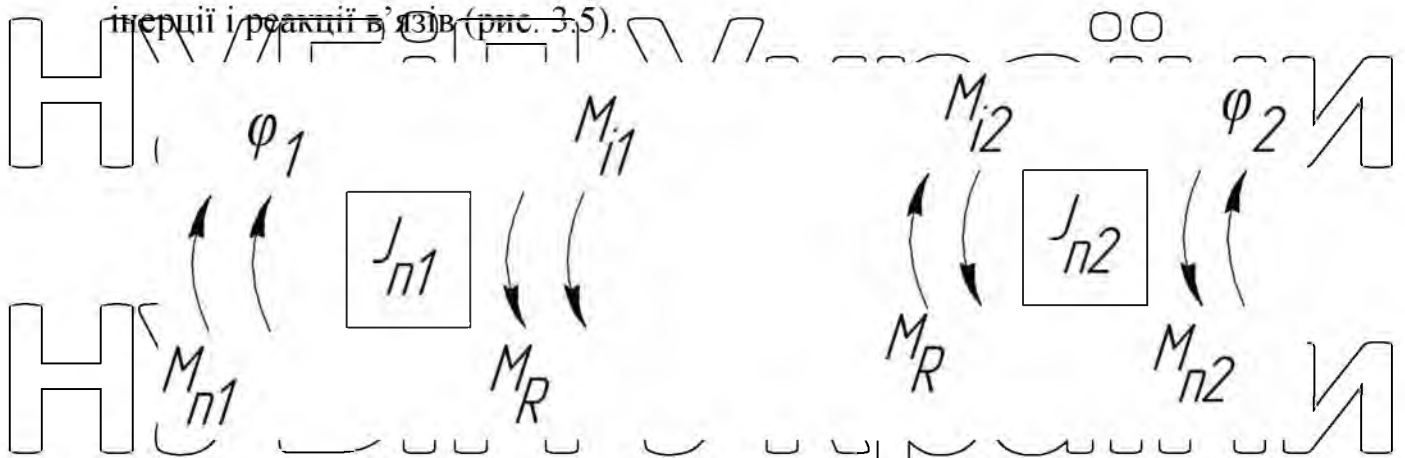


Рис. 3.5. Схеми динамічної рівноваги мас динамічної моделі

Розглянемо динамічну рівновагу мас динамічної моделі з моментами інерції J_{p1} та маси J_{p2} (рис. 3.5). Тут використовуються такі моменти сил: Момент реакції зв'язку, який визначається такою залежністю:

$$M_R = C(\varphi_1 - \varphi_2)$$

Момент сил інерції першої маси виглядає:

$$M_{i1} = J_{p1} \ddot{\varphi}_1$$

та другої маси динамічної моделі механізму підйому вантажу визначається залежністю:

$$M_{i2} = J_{p2} \ddot{\varphi}_2.$$

Використовуючи умови динамічної рівноваги для мас динамічної моделі з моментами інерції J_{p1} та J_{p2} , отримаємо систему диференціальних рівнянь, які описують рух динамічної моделі механізму підйому вантажу, наведеної на рис.3. 4:

$$\begin{cases} M_{п1} - C(\varphi_1 - \varphi_2) - J_{п1} \ddot{\varphi}_1 = 0 \\ C(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{п2} - J_{п2} \ddot{\varphi}_2 = 0 \end{cases} \quad (3.3)$$

Систему рівнянь (3.3) можна представити в класичному вигляді, тоді отримаємо таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} J_{п1} \ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{п1} \\ J_{п2} \ddot{\varphi}_2 - C(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_{п2} \end{cases} \quad (3.4)$$

Отримана система диференціальних рівнянь (3.4) являє собою математичну модель механізму підйому вантажу для визначення динамічних навантажень в його елементах. В цій системі рівняння руху є нелінійними, нелінійність яких визначається нелінійністю рушійного моменту приводного електродвигуна, приведеного до зубчастої муфти. Таку систему рівнянь не можна розв'язати аналітично, тому використаємо чисельні методи з використанням комп'ютерної техніки і відповідного програмного забезпечення. Для розв'язування системи рівнянь (3.4) та побудови графічних залежностей, що описують рух механізму підйому вантажу виконуємо комп'ютерну програму у програмному середовищі Wolfram Mathematica.

3.5. Результат дослідження динаміки руху механізму підйому вантажу

В результаті проведених розрахунків побудовані кінематичні (рис.3.6 -3.9), силові (рис.3.10) та енергетичні (рис.3.11) характеристики механізму підйому вантажу мостового крана при перевантаженні довгомірних сільськогосподарських вантажів, зокрема, сільськогосподарської техніки в ремонтному виробництві.

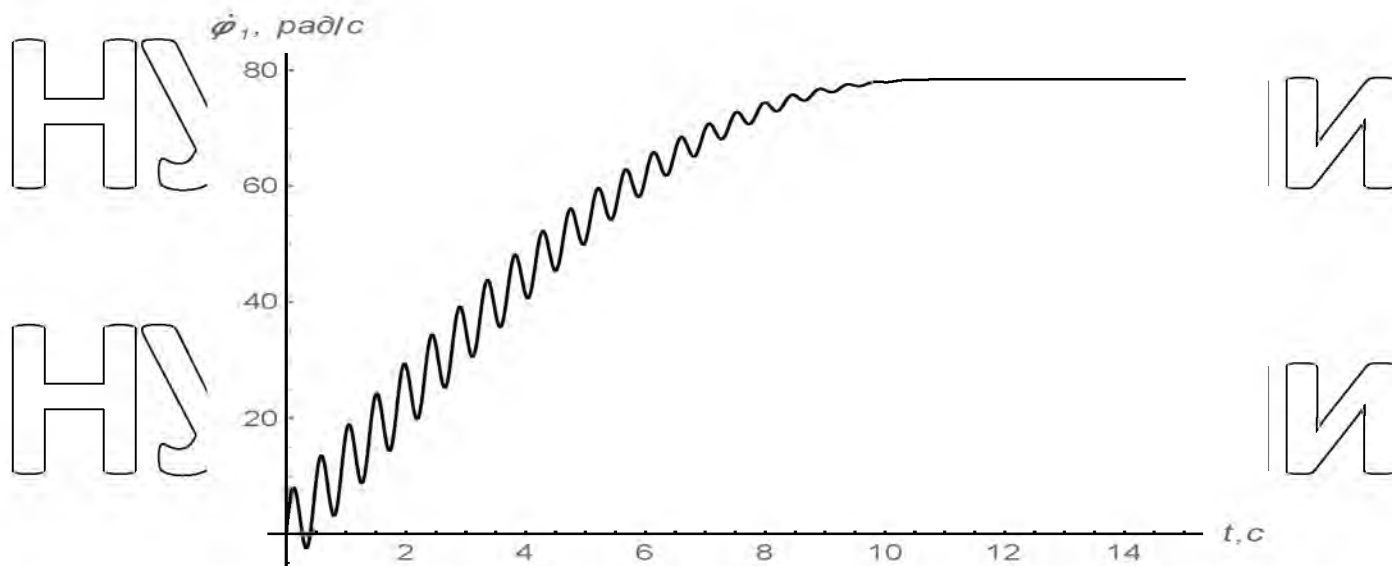


Рис. 3.6. Графік кугової швидкості першої зведеної маси

На графіку кугової швидкості першої зведеної маси (рис. 3.6) спостерігаються високочастотні коливання при значній амплітуді, яка

приймає найбільші значення на початку руху і протягом процесу пуску ці

коливання практично згасають. При виході на усталений рух через 10 секунд

руху швидкість першої маси є стабільною.

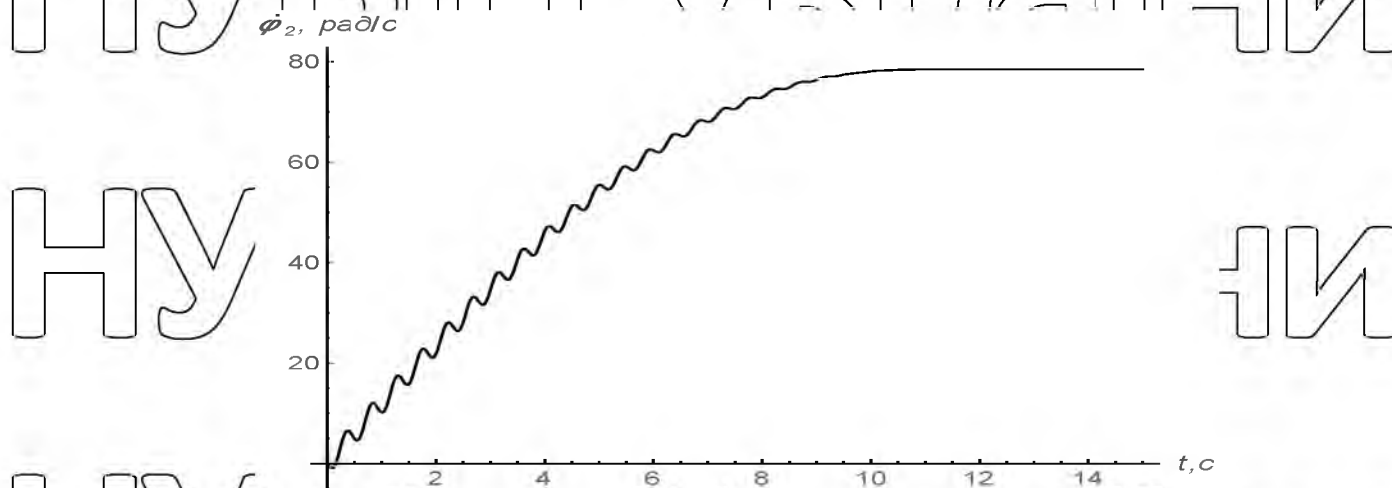


Рис. 3.7. Графік кугової швидкості другої зведеної маси

При русі другої зведеної маси також спостерігаються високочастотні коливання швидкості (рис. 3.7), але тут має місце менша амплітуда коливань в

порівнянні з першою масою (рис. 3.6). Коливання другої маси також згасають

протягом процесу пуску і при виході на усталений рух повністю зникають.

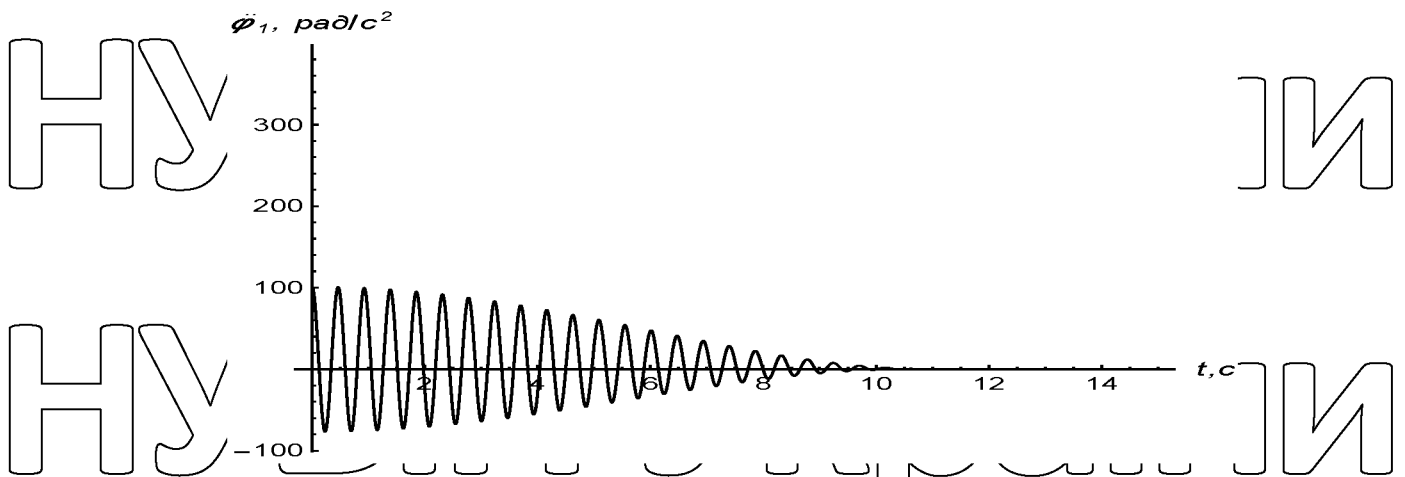


Рис.3.8.Графік кутового прискорення першої зведеної маси

З наведеного графіка кутового прискорення першої зведеної маси (рис. 3.8) можна спостерігати високочастотні коливання зі значною амплітудою, де максимальне значення амплітуди прискорення досягає 100 рад/с, але ці коливання через 10с руху практично зникають. Це вказує на те, що найбільші динамічні навантаження в приводному механізмі виникають в процесі пуску.

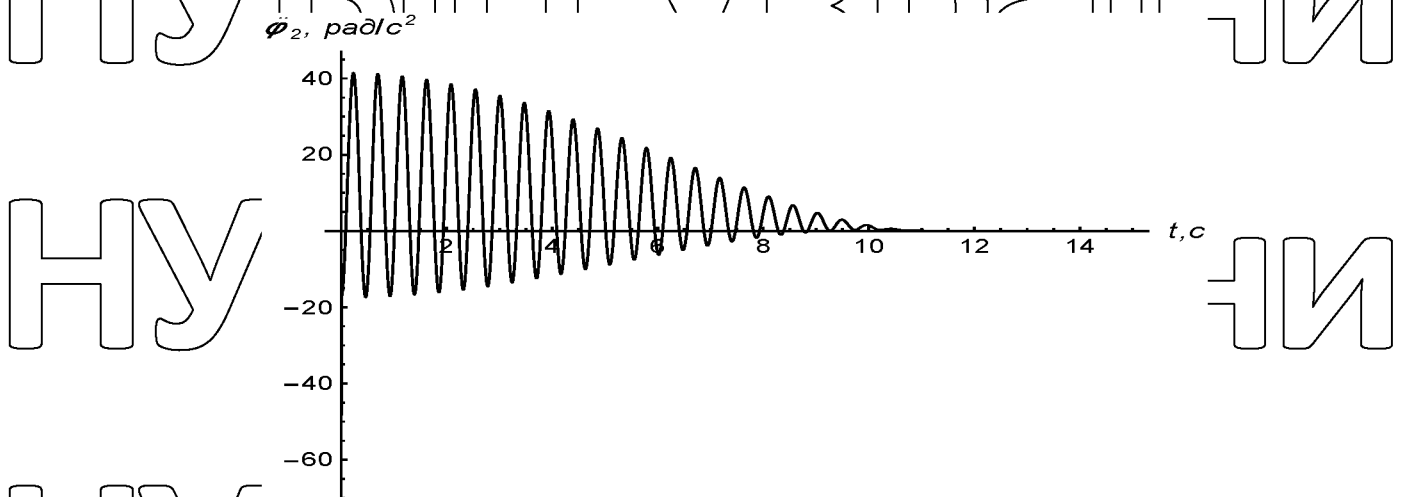


Рис.3.9. Графік прискорення другої зведеної маси

З графіка прискорень другої зведеної маси (рис.3.9) також можна спостерігати високочастотні коливання, але з меншою амплітудою. Так в другій маси максимальне значення амплітуди становить 40 рад/с, що в 2,5 рази менше в порівнянні з рухом першої маси. Звідси можна зробити висновок, що коливання вантажу будуть меншими в порівнянні з коливаннями ланок приводного механізму.

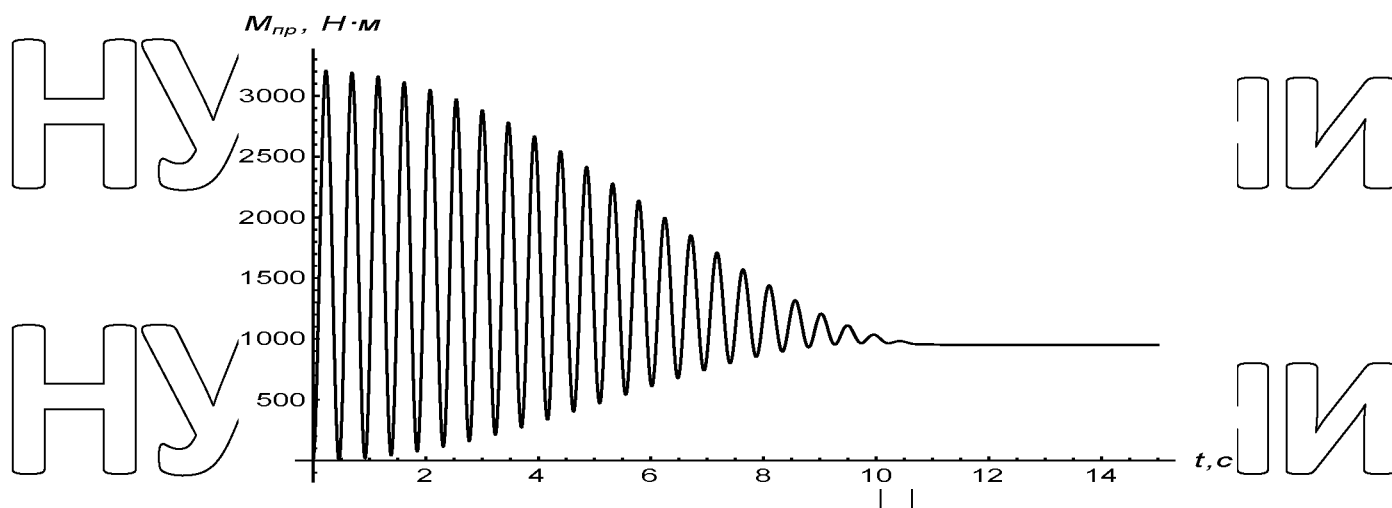


Рис.3.10. Графік зміни пружного моменту в зубчастій муфті

Графік зміни пружного моменту в зубчастій муфті (рис.3.10) має значні високочастотні коливання, де амплітуда коливань більше ніж вдвічі перевищує установлене значення пружного зусилля в муфті.

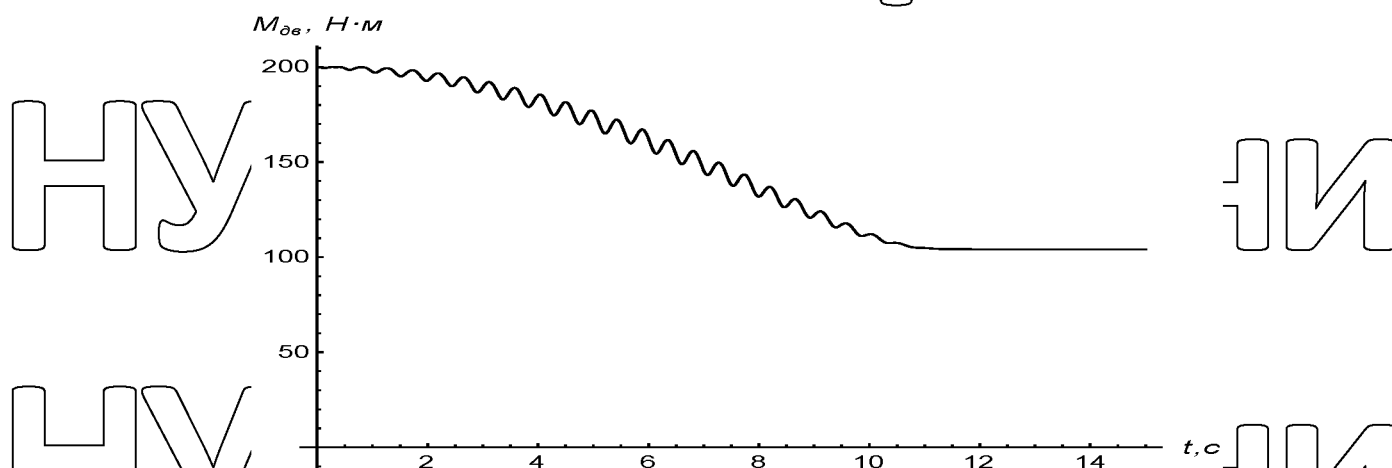


Рис. 3.11. Графік зміни рушійного зусилля приводного електродвигуна

З наведеного графіка (рис.3.11) можна побачити, що рушійний момент змінюється плавно при незначних високочастотних коливаннях, амплітуда яких не перевищує 5% установленого значення рушійного моменту. Крім того, максимальне значення рушійного моменту лише вдвічі перевищує його установлене значення. З рис.3.10 і 3.11 можна зробити такий висновок, що вал приводного електродвигуна працює в нормальному режимі, а передавальний механізм має значні перевантаження. Це вказує на те, що параметри і характеристики передавального механізму є недосконалими і потребують удосконалення.

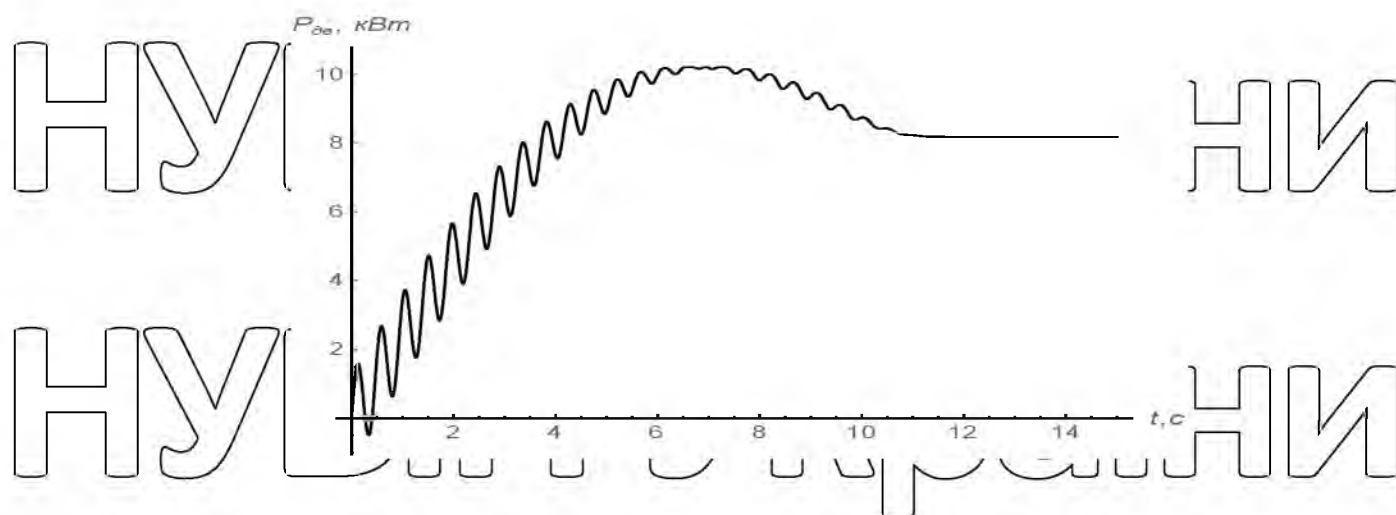


Рис.3.12. Графік зміни потужності приводного електродвигуна

З графіка потужності (рис.3.12) видно, на початку руху мають місце високочастотні коливання, які з часом затухають і до 12 с руху зникають. Максимальне значення потужності лише на 25% перевищує усталене значення, це вказує на те, що електродвигун працює без перевантажень.

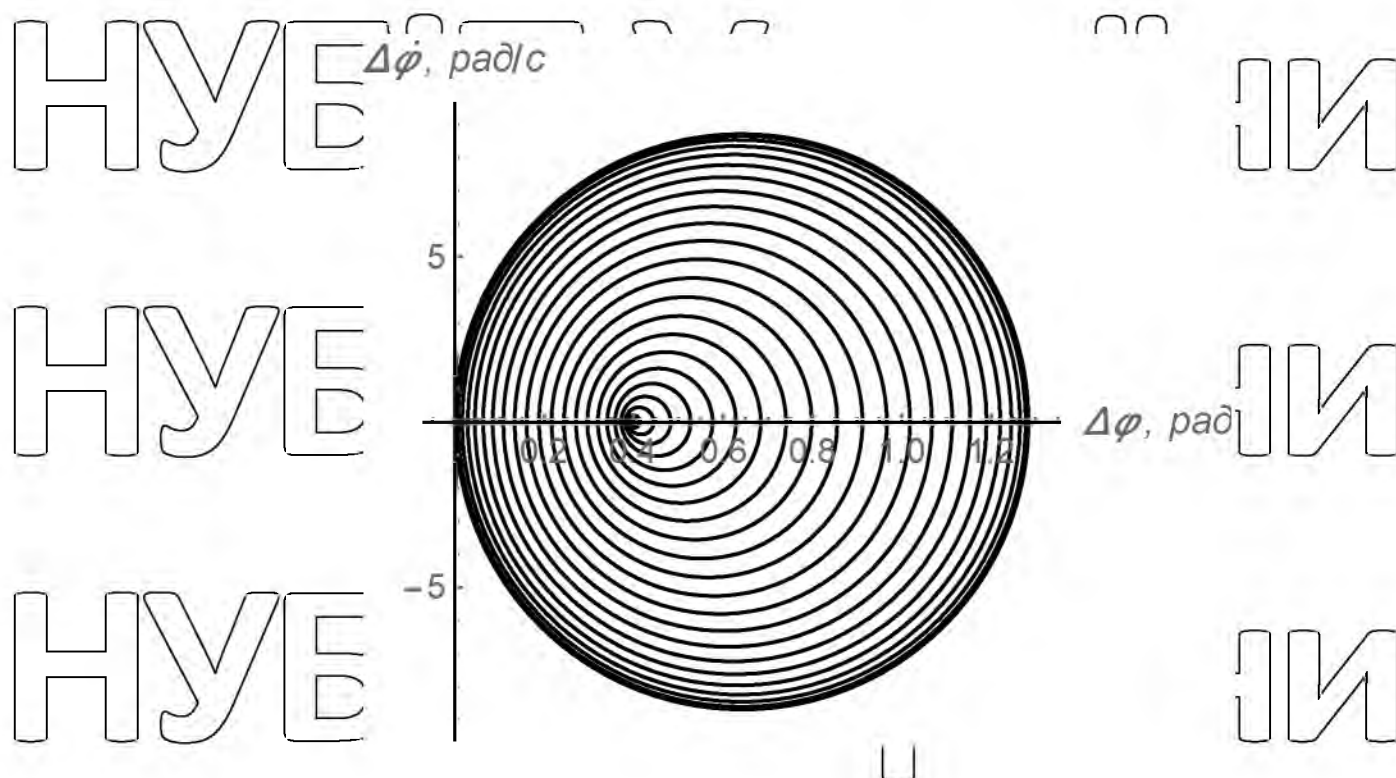


Рис.3.13. Фазовий портрет коливань механізму підйому

З наведеного графіка (рис.3.13) можна спостерігати поступове плавне зменшення коливань в ланках механізму підйому вантажу. Після процесу затухання залишається пружна деформація приводу, яка становить 0,4 рад.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

**РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ
ВАНТАЖУ**
НУБІП України
4.1. Основні положення оптимізації режиму руху мостових кранів

Постановка проблеми оптимізації режимів руху мостових кранів. Сучасні мостові крани працюють зі значними швидкостями руху механізмів, що приводить до підвищення їхньої продуктивності. Крім того, робота мостових кранів характеризується високою енергоефективністю та надійністю.

Забезпечити виконання цих характеристик досить складно, бо вони носять суперечливий характер. Підвищення продуктивності вимагає збільшення енергетичних витрат. Для поєднання цих характеристик виникає потреба дослідження динамічних та енергетичних процесів, що виникають під час руху мостових кранів. Для забезпечення ефективної експлуатації мостових кранів є

потреба в оптимізації режимів їх руху, особливо на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, зміна швидкості руху тощо). Вирішення оптимізаційних задач керування рухом мостових кранів є досить важливою задачею, оскільки вирішення її дає можливість підвищити продуктивність та надійність роботи кранів, а також покращити енергоефективність роботи механізмів мостових кранів.

Аналіз останніх досліджень динаміки та оптимізації режимів руху мостових кранів показує доцільність саме такого напрямку підвищення ефективності роботи мостових кранів. Динамічні та енергетичні процеси у мостових кранах та їхніх механізмах досліджені на достатньому рівні. Однак, ще не в повній мірі враховуються можливості сучасних систем керування рухом крановими механізмами і краном в цілому.

Сучасні системи керування дозволяють реалізувати практично всі існуючі діаграми зміни швидкості або рушійного моменту.

В багатьох роботах показано, що при реостатному керуванні швидкістю руху приводного механізму мостового крана в його елементах виникають значні динамічні навантаження. Крім того, при такому керуванні швидкістю руху мають місце інтенсивні енергетичні втрати в приводах кранових механізмів. Для усунення цих небажаних чинників роботи кранових механізмів, а також з метою підвищення продуктивності роботи мостового крана за рахунок усунення коливань вантажу на гнучкому

підвісі необхідно виконати оптимізацію режиму його руху на ділянках перехідних процесів.

Аналіз існуючих публікацій за цією тематикою показує, що шляхом оптимізації режимів руху кранових механізмів вдається зменшити рівень динамічних навантажень в механізмах мостового крана, підвищити його ефективність роботи, збільшити продуктивність та надійність крана та в багатьох випадках зменшити навантаження на кранівника.

Мета даного дослідження полягає в оптимізації режимів руху механізмів мостового крана та її впливу на динамічні характеристики мостового крана.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити та поставити задачу оптимального керування рухом механізму підйому вантажу мостового крана. Для проведення оптимізації режиму руху механізму підйому вантажу використаємо двоимасову динамічну модель руху мостового крана, яка була використана при динамічному аналізі механізму підйому вантажу мостового крана.

4.2. Визначення оптимального режиму руху механізму підйому вантажу

Для проведення оптимізації режиму руху механізму підйому вантажу мостового крана використаємо двомасову динамічну модель, яка представлена на рис.3.2. Цій моделі однозначно відповідає система двох диференціальних рівнянь другого порядку, яка є математичною моделлю динаміки руху механізму підйому вантажу. Така математична модель отримана на основі принципу Д'Аламбера і має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} J_{n1}\ddot{\varphi}_1 &= M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2), \\ J_{n2}\ddot{\varphi}_2 &= c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, \end{aligned} \quad (4.1)$$

де J_{n1} , J_{n2} - відповідно зведені моменти інерції першої та другої зведених мас механізму підйому вантажу мостового крана; M_{n1} , M_{n2} - моменти сил першої та другої зведених мас динамічної моделі механізму підйому вантажу; c - коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводу механізму

підйому вантажу; φ_1, φ_2 – кутові координати першої та другої зведених мас механізму підйому вантажу.

В механізмі підйому вантажу найбільші динамічні навантаження коливального характеру виникають в пружному елементі приводу, тому за критерій оптимізації оберемо середньоквадратичне значення швидкості зміни пружного моменту в зубчастій муфті, що з'єднує вихідний вал редуктора та вал барабана. Цей критерій є інтегральним, тобто оцінює роботу механізму за певний проміжок часу, і виражається наступною залежністю

$$\dot{M}_n = \left(\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_n^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.2)$$

де t, t_1 – координата часу та тривалість процесу пуску приводу механізму підйому вантажу; \dot{M}_n – швидкість зміни пружного моменту в зубчастій муфті механізму підйому вантажу.

Швидкість зміни пружного моменту в зубчастій муфті механізму підйому вантажу визначається за такою залежністю:

$$\dot{M}_n = c(\varphi_1 - \varphi_2) = J_{n2} \ddot{\varphi}_2. \quad (4.3)$$

Умовою мінімуму інтегрального критерію (4.2) з урахуванням виразу (4.3) є рівняння Ейлера-Пуассона, які дають диференціальне рівняння шостого порядку:

$$\ddot{\ddot{\varphi}}_2 = 0;$$

Послідовне інтегрування цього рівняння за часом дає наступні залежності:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= C_1; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_1 t + C_2; \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \\ \dot{\varphi}_2 &= \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^4}{24} + \frac{C_2 t^3}{6} + \frac{C_3 t^2}{2} + C_4 t + C_5; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^5}{120} + \frac{C_2 t^4}{24} + \frac{C_3 t^3}{6} + \frac{C_4 t^2}{2} + C_5 t + C_6, \end{aligned} \quad (4.4)$$

де C_1, \dots, C_6 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху:

$$t = 0: \quad \varphi_1 = \varphi_2 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0;$$

$$t = t_1: \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = v; \quad \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 = 0.$$

За допомогою другого рівняння системи (4.1), виразимо залежності між координатами першої та другої зведених мас та їхніми похідними за часом у такому вигляді:

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_{n2}\dot{\varphi}_2 + M_{n2}}{c};$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c;$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c;$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c. \quad (4.5)$$

Для знаходження постійних інтегрування використаємо 6 умов, які мають вигляд:

$$t = 0: \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = -M_{n2}/J_{n2}, \ddot{\varphi}_2 \neq 0; \quad t = t_1: \dot{\varphi}_2 = v, \ddot{\varphi}_2 = 0.$$

В результаті підстановки крайових умов в залежності (4.4), знайдемо вирази постійних інтегрування, які визначаються такими залежностями:

$$C_1 = -24(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^3; \quad C_2 = 12(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^2;$$

$$C_3 = 0; \quad C_4 = -M_{n2}/J_{n2}; \quad C_5 = 0; \quad C_6 = 0. \quad (4.6)$$

Підставивши постійні інтегрування (4.6) в залежності (4.4), отримаємо кінематичні характеристики другої зведеної маси, а через них за залежностями (4.5) – характеристики першої маси.

Знайшовши характеристики зведених мас, визначимо силові та енергетичні характеристики приводу механізму підйому вантажу мостового крана:

- пружний момент в зубчастій муфті механізму підйому вантажу визначається залежністю:

$$M_n = J_{n2}\ddot{\varphi}_2 + M_{n2};$$

- рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до вихідного валу редуктора має такий вигляд:

$$M_p = J_{n1} \ddot{\varphi}_1 + M_n;$$

- швидкість зміни пружного моменту в зубчастій муфті механізму підйому вантажу представляється такою залежністю:

$$\dot{M}_n = J_{n2} \ddot{\varphi}_2;$$

- потужність на валу приводного електродвигуна, зведена до вихідного валу редуктора визначається за формулою:

$$P = M_p \dot{\varphi}_1.$$

Для механізму підйому вантажу мостового крана, динамічна модель якого характеризується параметрами: $J_{n1} = 1,26 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{n2} =$

$3,72 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $c = 6,43 \cdot 10^6 \text{ Нм/рад}$; $M_{n2} = 125300 \text{ Нм}$; $\nu = 0,105 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$;

$t_1 = 8 \text{ с}$ визначені кінематичні, силові та енергетичні характеристики, які представлені у вигляді графічних залежностей на рис.4.1.

$\varphi_1, \text{ рад/с}$



Рис.4.1. Кутова швидкість першої зведеної маси динамічної моделі

З рис.4.1 можна бачити, що кутова швидкість першої зведеної маси динамічної моделі механізму підйому вантажу мостового крана при оптимальному режимі руху змінюється плавно без коливань по параболическому закону до усталеної швидкості руху. Такий режим руху приводного механізму зводить до мінімуму навантаження в механізмі підйому вантажу мостового крана.

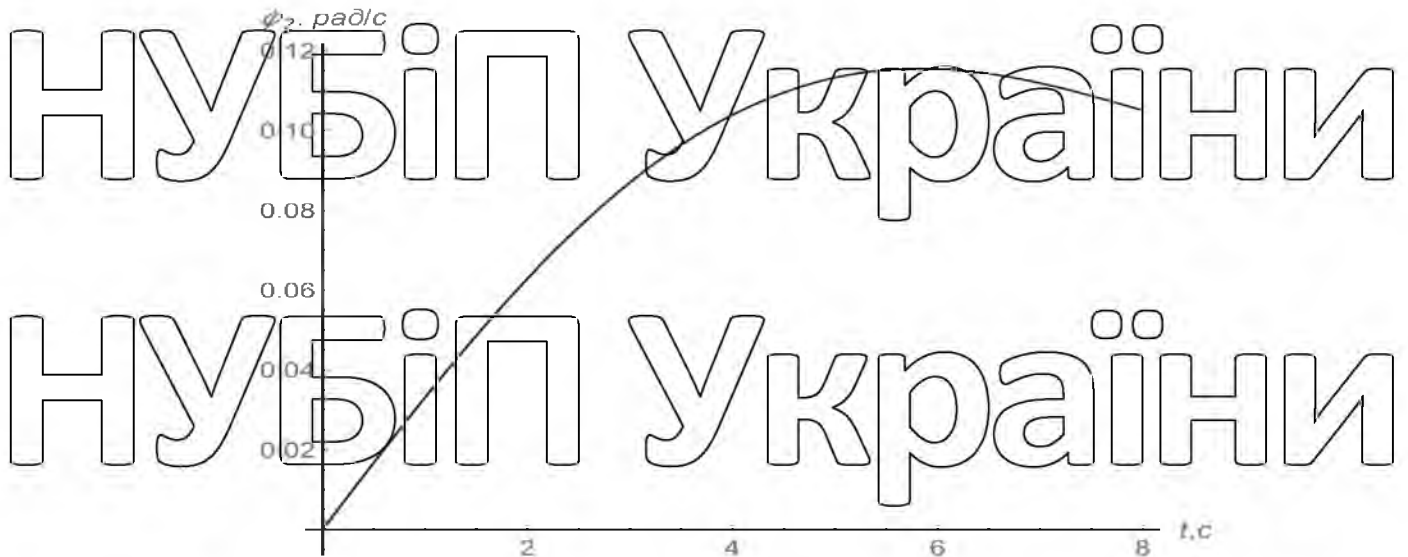


Рис.4.2. Кутова швидкість другої зведеної маси динамічної моделі

Як і перша зведена маса (рис.4.1), так і друга зведена маса моделі механізму підйому вантажу (рис.4.2) має плавний характер зміни при оптимальному режимі руху. Кутова швидкість другої зведеної маси (барабана та вантажу) плавно зростає без коливань по параболічному закону до усталеної швидкості руху. Такий оптимальний режим руху зводить до мінімуму дію динамічних навантажень в механізмі підйому вантажу мостового крану.

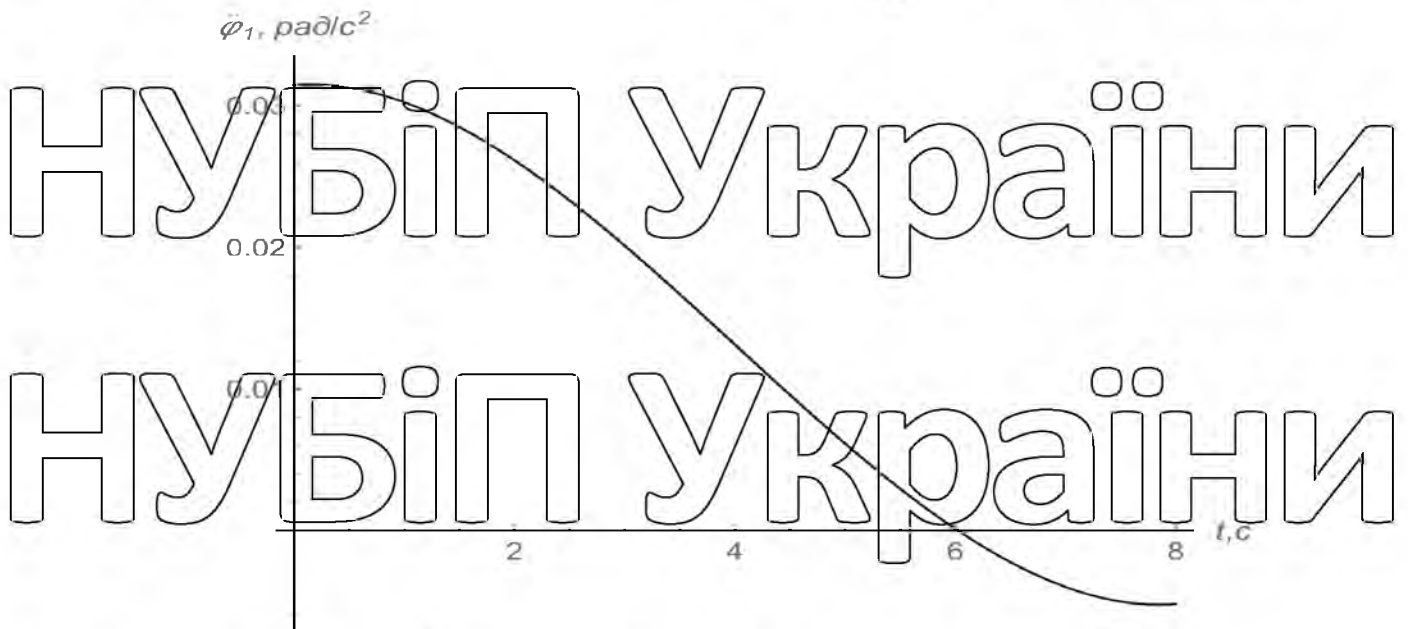


Рис.4.3. Кутове прискорення першої зведеної маси динамічної моделі

З рис. 4.3 можна бачити, що прискорення першої зведеної маси динамічної моделі механізму підйому вантажу змінюється плавно по

параболічному закону від максимального значення до нуля протягом процесу пуску, а на ділянці усталеного руху дорівнює нулю. При цьому коливання прискорення першої маси відсутні, що вказує на те, що приводний механізм підйому вантажу працює при мінімальних динамічних навантаженнях і.

$\ddot{\varphi}_2, \text{rad/s}^2$

0.03

0.02

0.01

2

4

6

8

t, c

Рис. 4.4. Кутове прискорення другої зведеної маси динамічної моделі

Кутове прискорення другої зведеної маси (рис.4.4) механізму підйому вантажу також змінюється плавно без коливань при оптимальному режимі руху. Зміна прискорення йде від максимального значення до нуля протягом процесу пуску. При цьому коливання вантажу та барабану механізму підйому відсутні. Такий режим підйому вантажу до мінімуму звести динамічні навантаження в поліспастичній системі та приводному барабані.



Рис.4.5. Графік зміни пружного моменту в приводі механізмі підйому

Пружний момент в приводному механізмі підйому вантажу (рис. 4.5)

при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань від максимального до усталеного значення на ділянці пуску. При цьому максимальне значення в 2,5 рази перевищує усталене значення, що менше (2,9) допустимого перевантаження електродвигуна та приводного механізму.

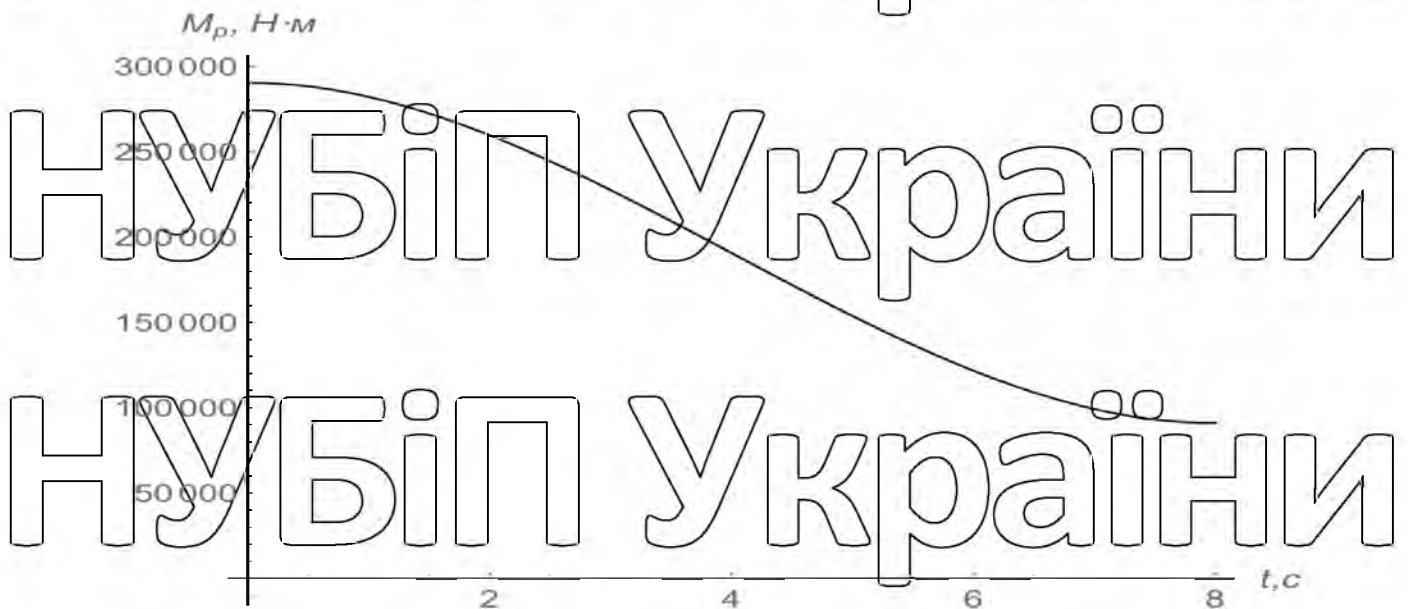


Рис.4.6. Графік зміни рушійного моменту приводу механізму підйому

З графіку рушійного моменту приводу механізму підйому вантажу (рис.4.6) при оптимальному режимі пуску видно, що останній змінюється

плавно без коливань від максимального до усталеного значення. При цьому максимальне значення в 2,9 разів перевищує усталене значення, що відповідає рекомендованому перевантаженню електродвигуна механізму підйому вантажу в процесі пуску.



Рис.4.7. Графік зміни потужності на валу електродвигуна механізму підйому

Потужність на валу приводного електродвигуна механізму підйому вантажу (рис. 4.7) при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань по параболичному закону з досягненням максимального значення з подальшим зниженням до усталеної величини на ділянці усталеного руху. При цьому максимальне значення потужності в 1,8 разів перевищує усталене значення, що відповідає встановленим нормам перевантаження електродвигуна по потужності.

З отриманих графічних залежностей кінематичних (рис.4.1 – 4.4), силових (рис.4.5, 4.6) та енергетичних (рис.4.7) характеристик оптимального режиму руху приводу механізму підйому вантажу мостового крана можна зробити висновок, що коливання в ланках приводу та поліспасти з вантажем відсутні. Це вказує на те, що динамічні навантаження зменшуються до мінімуму і рух ланок приводу та механізму підйому вантажу є плавним і досить сприятливим для виконання підйомних операцій. Разом з тим, при оптимальному режимі руху до мінімуму зменшуються енергетичні витрати. З усього наведеного можна зробити висновок, що оптимальний режим руху

приводу механізму підйому вантажу має значні переваги перед некерованим рухом, при якому мають місце значні коливальні процеси та перевантаження елементів приводу та електродвигуна, що не сприяє нормальній роботі як механізму підйому вантажу, так і мостового крана в цілому.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Коротка характеристика будівлі і приміщення, виконуваної роботи, робочого місця і навколишнього середовища

Робота крана здійснюється на ділянці, розміри якої є 24000x18000 та висотою 16000. Будівля має конструкцію із бетонних плит, в приміщенні є вікна.

На ділянці виготовляється поздовжня різка тамбура паперу, отриманого на накаті БДМ 2, 3, 4. Тамбур з папером знімається з накату БДМ, транспортується електрокаром на ділянку ПРС і за допомогою мостового крана встановлюється на розкат ПРС. Заходи з безпеки розробляються для транспортування вантажів.

У вищезазначеному приміщенні підтримуються наступні характеристики навколишнього середовища, які знаходяться в межах допустимих норм і рівнів:

Таблиця 4.1

	Температура, °С	Вологість, %	Рівень шуму, ДБ	Освітленість, лк
Фактичні значення	26	45	78	57
Гранично-допустимі	≥ 17 ≤ 30	≤ 75	≤ 80	≥ 50

5.2 Аналіз існуючих небезпечних і шкідливих факторів

На робітника можуть вплинути такі шкідливі та фізично небезпечні фактори: рухомі машини і механізми, рухові частини виробничого обладнання, вироби, що пересуваються, підвищений рівень шуму і вологості (через близьке розташування БДМ), підвищене значення напруження в електричному ланцюгу, гострі кромки виробу (смуга паперу).

Для прикладу, рухомі машини, механізми, частини обладнання і виробів (гострі кромки виробу) можуть нанести механічну травму. Підвищений рівень шуму і вологості призводить до професійних захворювань та до зниження роботопридатності. Підвищений рівень напруги може призвести до ураження електричним струмом тощо.

5.3 Заходи захисту від небезпечних і шкідливих факторів

Безпечному виконанню робочого процесу сприяють технічні рішення, які оберігають працівника від впливу небезпечних факторів, а саме:

- наявність на робочому місці огорожі та засобів захисту;
- для запобігання небезпеці при раптовому відключенні джерела енергії всі робочі органи і їх приводу забезпечені захисним обладнанням. При чому запобігає можливість самовільного включення приводів робочих органів при відновленні подачі енергії;

- наявність заземлення забезпечує захист людини від ураження електричним струмом.

Для забезпечення температурного режиму і вологості в межах допустимих норм застосовується опалення, теплоізоляція і кондиціонування, вентиляція; для зниження дії шуму застосовують звукоізоляційні перепони (ізоляція залу БДМ), звукоізоляційні кожухи, архітектурно-планувальні методи, достатня освітленість робочого місця досягається наявністю вікон, а також застосуванням ламп ДРЛ-250, встановлених в світильниках РСБ-0,5.

Покращення умов праці для зниження дії шкідливих та небезпечних факторів виконується наступним чином:

- періодичне навчання та інструктаж персоналу;
- періодичні медогляди;

- надійна організація внутрішнього трудового розпорядку;
 - можливість отримання оздоровчих процедур в профілакторії фабрики, проведення оглядів вузькими спеціалістами;

- можливість відвідування спортивно-оздоровчих комплексів і бази відпочинку;

- забезпечення засобами індивідуального захисту: спецодяг, спецвзуття, засоби захисту для рук тощо.

Забезпечення пожежної безпеки виконується завдяки:

- правильному плануванню території з можливістю безпечної евакуації;

- наявністю вуглекислотних вогнегасників та інших засобів первинного пожежогасіння,

- забезпечення можливості безперешкодного підходу пожежних нарядів.

При виникненні на крані пожежі, машиніст повинен негайно припинити роботу, відключити рубильник мережі живлення, викликати пожежну охорону і приступити до гасіння пожежі, користуючись наявними на крані засобами пожежогасіння.

5.4. ІНСТРУКЦІЯ З БЕЗПЕЧНОГО ВЕДЕННЯ РОБІТ ДЛЯ

КРАНІВНИКІВ (МАШИНІСТІВ) КРАНІВ МОСТОВОГО ТИПУ

(НПАОП 0.00-5.18-96)

ЗАТВЕРДЖЕНА

Наказом Державного комітету України
 по нагляду за охороною праці

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1. Дана інструкція визначає вимоги до кранівників кранів мостового типу незалежно від виду застосовуваних на них вантажозахоплювальних органів (магнітних, штирьових, грейферних, гакових тощо).

1.2. Для обслуговування та керування кранів мостового типу, підприємство зобов'язане призначити машиніста, який має посвідчення на право керування краном.

1.3. Для виконання обов'язків кранівника може бути призначений робітник, який досягнув 18 років та пройшов навчання та атестацію як кранівник. Перед призначенням на роботу робітник повинен пройти медичний огляд, з метою визначення відповідності його фізичного стану вимогам, що ставляться до цих професій.

1.4. Для стропування або підвішування вантажу на гак крана призначаються стропальники. Як стропальники можуть допускатися й інші робітники (такелажники, монтажники тощо), якщо вони пройшли навчання за професією, кваліфікаційною характеристикою якої передбачено виконання робіт зі стропування вантажу.

1.5. Перед допуском до роботи керівництво підприємства зобов'язане перевірити у машиністів знання інструкції з монтажу та експлуатації крана, на якому вони допускаються працювати, та вручити їм під розписку виробничу інструкцію.

1.6. Машиністи та їх помічники через рік роботи за спеціальністю проходять перевірку знань та у випадку незадовільних результатів допускаються до стажування для відновлення необхідних навичок.

1.7. Повторна перевірка знань кранівників проводиться:

1.7.1. Періодично, не рідше одного разу в 12 місяців;

1.7.2. У разі переходу з одного підприємства на інше.

1.8. Кранівник контролює роботу зачіплювача (стропувальника) і відповідає за дії учня, який проходить у нього стажування.

2. ОBOB'ЯЗКИ МАШИНІСТА ПЕРЕД ПУСКОМ КРАНА В РОБОТУ

2.1. Перед початком роботи кранівник повинен:

2.1.1. З'ясувати стан крана у кранівника, який здає зміну та особисто ознайомитися зі станом крана за записами у вахтовому журналі.

2.1.2. Оглянути механізми крана, ходову частину, гальма, буферні пристрої та їх кріплення.

2.1.3. Перевірити змащування передач, підшипників та канатів, стан пристроїв для змащування та сальників.

2.1.4. Переконатися у відсутності сторонніх предметів на крані, які можуть впасти вниз під час руху крана.

2.1.5. Провести зовнішній огляд електричних апаратів.

2.1.6. Переконатися у відсутності на крані сторонніх осіб.

2.2. Після огляду, перед запуском, кранівник повинен зробити запис у вахтовому журналі, попередньо випробувавши всі механізми крана на холостому ході.

2.3. Робота крана забороняється при наявності таких несправностей:

2.3.1. Деформацій та (або) тріщин металоконструкцій крана.

2.3.2. Тріщин в елементах змінних вантажозахоплювальних органів.

2.3.3. Мають пошкодження деталі гальм механізмів підймання.

2.3.4. Редуктори, гальмові шківів, електродвигуни, підшипники та інше ненадійно закріплені.

2.3.5. Металоконструкції крана, корпуси контролерів та іншого електрообладнання перебувають під напругою.

2.3.6. Відсутній діелектричний килимок в кабіні кранівника.

3. ОBOB'ЯЗКИ МАШИНІСТА ПІД ЧАС РОБОТИ КРАНА

3.1. Машиніст повинен підійматись на кран і спускатись з нього лише через посадочний майданчик.

3.2. Під час роботи крана машиніст повинен стежити за тим, щоб робоче місце під краном було освітленим.

3.3. Під час роботи крана машиністу забороняється відволікатись від своїх обов'язків, в тому числі змащувати й чистити механізми.

3.4. Перед увімкненням механізмів крана машиніст повинен подати попереджувальний звуковий сигнал.

3.5. За сигналом «Стій», машиніст повинен зупинити кран, незалежно від того ким він подається.

3.6. Машиністу не дозволяється:

3.6.1. Виконувати самостійно ремонт крана та його механізмів.

3.6.2. Виконувати огляд і очищення крана при ввімкненому рубильнику в кабіні машиніста.

3.6.3. Скидати будь-що з крана донизу.

3.6.4. Виходити на кранові колії, перелазити з одного крана на інший.

3.6.5. Здійснювати заклинювання контакторів, виводити з дії гальма, кінцеві вимикачі, блокуючи контакти та електричний захист.

3.7. Не дозволяється одночасно здійснювати краном більше двох операцій.

3.8. При підйманні й переміщенні вантажу машиністу забороняється:

3.8.1. Підіймати вантаж, вага якого перевищує вантажопідйомність крана.

3.8.2. Штовхати краном сусідній кран.

3.8.3. Відривати гаком вантажі, засипані землею, закладені іншими вантажами, залиті бетоном, примерзлі до землі, закріплені болтами тощо.

3.8.4. Розбійдувати та стрімко опускати вантажі, ударити з метою вибивання з них залишків землі.

3.8.5. Підіймати вантаж, який перебуває у нестійкому положенні.

3.8.6. Допускати до стропування осіб, які не мають дозволу на це, підтвердженим відповідним документом.

3.8.7. Переміщати вантаж над людьми.

3.8.8. Залишати вантаж у підвищеному стані.

3.8.9. Працювати при температурі повітря нижче допустимої мінусової, вказаної у паспорті крана.

3.9. Машиніст повинен опустити вантаж і припинити роботу краном:

3.9.1. У випадку поломки крана.

3.9.2. При несправності пристроїв безпеки чи інших приладів крана.

3.9.3. Якщо металеві конструкції крана або корпуси електроустаткування знаходяться під напругою.

3.9.4. Якщо часто спрацьовує тепловий або струмовий захист електродвигунів.

3.10. При виникненні пожежі на крані, машиніст повинен негайно вимкнути струм на крані й почати гасити пожежу.

3.11. При раптовій зупинці зупинці крана, машиніст повинен поставити штурвал контролерів у нульове положення й вимкнути рубильник в кабіні.

3.12. Обтиральні та мастильні матеріали повинні зберігатися в металевому посуді.

4. ОБОВ'ЯЗКИ МАШИНІСТА ПІСЛЯ ЗАВЕРШЕННЯ РОБОТИ КРАНА

4.1. По закінченню роботи машиніст повинен:

4.1.1. Звільнити від вантажу вантажозахоплювальний орган; вантаж у висячому положення залишати не дозволяється.

4.1.2. Поставити кран на місце, яке призначене для його стоянки.

4.1.3. Рукоятки та штурвали всіх контролерів перевести у нульове положення та вимкнути рубильник у кабіні крана.

4.1.4. Очистити все устаткування крана, оглянути його та зробити запис про стан крана у вахтовому журналі.

5. ОБСЛУГОВУВАННЯ КРАНА

5.1. За правильне обслуговування крана відповідає машиніст, при цьому він повинен:

5.1.1. Утримувати устаткування та механізми крана в справності та чистоті.

5.1.2. Згідно з вказівками інструкції своєчасно виконувати змащення всіх механізмів, що труться.

5.1.3. Обтиральні та мастильні матеріали зберігати у закритій металевій посудині.

5.1.4. Слідкувати за тим, щоб інструменти не знаходились у місцях, не призначених для його зберігання та щоб не було будь-яких незакріплених предметів на крані.

5.1.5. Знати результати та строки проведення профілактичних оглядів крана.

5.2. За заявкою машиніста здійснюється усунення несправності, що виникла під час роботи крана.

5.3. Під час оглядів електроустаткування крана необхідно вимкнути джерело та його живлення, а рубильник у місці підключення крана у вимкненому положенні має бути замкненим протягом всього часу огляду.

6. ВІДПОВІДАЛЬНІСТЬ МАШИНІСТА

6.1. Машиніст крана мостового типу, атестований та навчений згідно з Правилами, несе ободисту відповідальність за порушення вимог, викладених у даній інструкції, відповідно до чинного законодавства України.

НУБІП України

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

6.1 Розрахунок витрат на базову техніку

Визначимо поточні виробничі витрати, грн/год:

$$S_{\text{БТ}} = S_3 + S_A + S_P + S_{\text{ЕЛ}} + S_{\text{СМ}} + S_{\text{ТР}} \quad (6.1)$$

де S_3 - витрати на заробітну плату; S_A - річні амортизаційні вирахування;
 S_P - витрати на ТО і ремонт; $S_{\text{ЕЛ}}$ - витрати на електроенергію; $S_{\text{СМ}}$ - витрати на
мастильні матеріали; $S_{\text{ТР}}$ - витрати на троси.

$$S_3 = \Phi_r \cdot S_r \cdot S_n \cdot S_{\text{р.к}} \cdot S_H \cdot S_{\text{оп}} \quad (6.2)$$

де Φ_r - річний фонд робочого часу машиніста в розрахунковому році,
 $\Phi_r = 8760$ год; S_r - годинна тарифна ставка машиніста, $S_r = 25$ грн; S_n -
коефіцієнт, враховуючий премію, $S_n = 1,2$; $S_{\text{р.к}}$ - районний коефіцієнт, $S_{\text{р.к}} =$
1,15; S_H - коефіцієнт, враховуючий податки, $S_H = 1,405$; $S_{\text{оп}}$ - коефіцієнт, який
враховує заробітну плату обслуговуючого персоналу, $S_{\text{оп}} = 1,5$.

$$S_3 = 8760 \cdot 25 \cdot 1,2 \cdot 1,15 \cdot 1,405 \cdot 1,5 = 63692 \text{ (грн)}$$

Річні амортизаційні вирахування:

$$S_A = \frac{S_{\text{маш}}}{T_{\text{сл}}}$$

де $S_{\text{маш}}$ - ціна машини, $S_{\text{маш}} = 40000$ грн; $T_{\text{сл}}$ - строк служби, $T_{\text{сл}} =$
20 років.

$$S_A = \frac{40000}{20} = 2000 \text{ (грн)} \quad (6.3)$$

Затрати на ТО і ремонт в рік:

$$S_P = 0,001 \cdot S_{\text{р.ч}} \cdot T_p \quad (6.4)$$

де $S_{\text{р.ч}}$ - норматив затрат, $S_{\text{р.ч}} = 2966$ грн; T_p - річний фонд часу
машини, $T_p = (T_{\text{зм}} \cdot K_{\text{вик}}) n_{\text{зм}}$; $T_{\text{зм}}$ - тривалість зміни, рівна 8 год; $K_{\text{вик}}$ -
коефіцієнт використання крана, рівний 0,8; $n_{\text{зм}}$ - кількість змін в
розрахунковому році, $n_{\text{зм}} = 1095$.

$$T_p = 8 \cdot 0,8 \cdot 1095$$

$$S_P = 0,001 \cdot 2966 \cdot 7008 = 20785 \text{ (грн)}$$

атрати електроенергії:

$$S_3 = W \cdot C \cdot T_p \quad (6.5)$$

де W - годинна витрата електроенергії, $W = 20 \frac{\text{кВт}}{\text{год}}$; C - ціна за кВт/год,

$$C = 0,12 \text{ грн.}$$

$$S_3 = 20 \cdot 0,12 \cdot 7008 = 16819,2 \text{ грн.}$$

Затрати на мастильні матеріали:

$$S_{\text{мас}} = 3\% \cdot S_e = 448,5 \text{ грн} \quad (6.6)$$

При середньому строці служби каната 2 місяці, затрати на канати в

тривалості року становлять $S_{\text{ТР}} = 17600$ грн.

$$S_{\text{от}} = 63692 + 2000 + 20785 + 16819,2 + 448,5 + 17600 = 121344,7 \text{ грн.}$$

6.2 Визначення розміру капітальних вкладень

Закупочні вироби та матеріали

Таблиця 6.1

Назва	Од.	К-ть	Ціна за одиницю, грн	Загальна вартість, грн
Редуктор РМ-750	шт	1	10670	10670
Вантажна підвіска	шт	1	2500	2500
Канат вантажний	м	80	70	5600
Лист ВСтЗсп $\sigma_a = 6$	т	0,9	5000	4500
Всього:				23270

Оплата праці працівників

Таблиця 6.2

Вид робіт	Розряд	Тарифна ставка, грн	Трудомісткість, ос*год	Тарифна заробітна плата, грн
Зварні	5	14,20	120	1580
Слюсарні	5	14,20	90	1185
Токарні	5	14,20	26	342
ВСЬОГО:				3107

Повна заробітна плата:

$$S_{зп} = S_T \cdot S_n \cdot S_{p.k} \cdot S_H = 3107 \cdot 1,2 \cdot 1,15 \cdot 1,405 = 6024 \text{ (грн)}$$

Зміна затрат на реконструкцію

Таблиця 6.3

Стаття затрат	Сума, грн
Закупочні вироби та матеріали	23270
Оплата праці працівникам	6024
ВСЬОГО:	29294

Розмір капіталовкладень на проведення реконструкції становить:

$K=29294$ гривні.

6.3 Розрахунок затрат на нову техніку

Поточні виробничі затрати, грн/год:

$$S_{\text{пот}} = S_3 + S_A + S_p + S_e + S_{\text{мас}} + S_{\text{тр}} \quad (6.7)$$

де S_3 - затрати на заробітну плату; S_A - річні амортизаційні нарахування;
 S_p - затрати на ТО і ремонт; S_e - затрати на електроенергію; $S_{\text{мас}}$ - затрати на
мастильні матеріали; $S_{\text{тр}}$ - затрати на троси.

$$S_3 = \Phi_p \cdot S_T \cdot S_n \cdot S_{p.k} \cdot S_H \cdot S_{\text{оп}} \quad (6.8)$$

де Φ_p - річний фонд робочого часу машиніста в розрахунковому році,
 $\Phi_p = 8760$ год; S_T - годинна тарифна ставка машиніста, $S_T = 25$ грн; S_n -
коефіцієнт, враховуючий премію, $S_n = 1,2$; $S_{p.k}$ - районний коефіцієнт, $S_{p.k} =$
1,15; S_H - коефіцієнт, враховуючий податки, $S_H = 1,405$; $S_{\text{оп}}$ - коефіцієнт,
враховуючий заробітну плату обслуговуючого персоналу, $S_{\text{оп}} = 1,5$.

$$S_3 = 8760 \cdot 25 \cdot 1,2 \cdot 1,15 \cdot 1,405 \cdot 1,5 = 63692 \text{ (грн)}$$

Річні амортизаційні вирахування:

$$S_A = \frac{(S_{\text{маш}} + S_{\text{мат}})}{T_{\text{сл}}} \quad (6.9)$$

де $S_{\text{маш}}$ - ціна машини, $S_{\text{маш}} = 40000$ грн; $S_{\text{мат}}$ - капіталовкладення,
 $S_{\text{мат}} = 29026$ грн; $T_{\text{сл}}$ - строк служби, $T_{\text{сл}} = 15$ років.

$$S_A = \frac{40000 + 29026}{15} = 4601 \text{ (грн)}$$

Затрати на ТЮ і ремонт в рік:

$$S_p = 0,001 \cdot S_{p,ч} \cdot T_p \quad (6.10)$$

де $S_{p,ч}$ – норматив затрат, $S_{p,ч} = 2966$ грн; T_p – річний фонд часу машини,

$T_p = (T_{зм} \cdot K_{вик}) n_{зм}$, де $T_{зм}$ – тривалість зміни, рівна 8 год; $K_{вик}$ – коефіцієнт

використання крана, рівний 0,8; $n_{зм}$ – кількість змін в розрахунковому році,

$$n_{зм} = 1095.$$

$$T_p = 8 \cdot 0,8 \cdot 1095$$

$$S_p = 0,001 \cdot 2966 \cdot 7008 = 20785 \text{ (грн)}$$

Затрати електроенергії:

$$S_3 = W \cdot Ц \cdot T_p \quad (6.11)$$

де W – годинна витрата електроенергії, $W = 20 \frac{\text{кВт}}{\text{год}}$; $Ц$ – ціна за кВт/год,

$$Ц = 0,12 \text{ грн.}$$

$$S_3 = 20 \cdot 0,12 \cdot 7008 = 16819,2 \text{ грн.}$$

Затрати на мастильні матеріали:

$$S_{мас} = 3\% \cdot S_e = 448,5 \text{ грн}$$

Затрати на вантажні канати:

При середньому строці служби каната 2 місяці, затрати на канати в

тривалості року становлять $S_{гр} = 17600$ грн.

$$S_{б.т} = 63692 + 2000 + 20785 + 16819,2 + 448,5 + 17600 = 121344,7 \text{ грн.}$$

6.4 Визначення собівартості одиниці продукції

Собівартість одиниці продукції базової техніки:

$$C_{б.т} = \frac{S_{б.т}}{P_{р.вт}} \quad (6.12)$$

де $P_{р.вт}$ – річна продуктивність базової техніки, $P_{р.вт} = P_{зм} \cdot T_{екс} \cdot K_{нп}$,

де $P_{зм}$ – позмінна продуктивність; $T_{екс}$ – строк експлуатації за розрахунковий

період, $T_{екс} = 1095$ змін; $K_{нп}$ – коефіцієнт, враховуючий непередбачувані

простой обладнання, рівний 0,95.

$$P_{зм} = P_{год} [T_{зм} - (t_{відп} + t_{пер} + t_{п.з})] \quad (6.13)$$

де $P_{\text{год}}$ - годинна продуктивність; $T_{\text{зм}}$ - тривалість зміни, $T_{\text{зм}} = 8$ год;
 $t_{\text{відп}}, t_{\text{пер}}, t_{\text{п.з}}$ - затрати часу на відпочинок, технологічні перерви і
 підготовлювально-заключні операції.

$$P_{\text{год}} = Q \cdot n \cdot k_{\text{вик}} \quad (6.14)$$

де Q - номінальна вантажопідйомність крана, $Q = 8$ т; n - кількість
 циклів роботи механізмів за годину, $n = 10$; $k_{\text{вик}}$ - коефіцієнт використання
 крана по часу, $k_{\text{вик}} = 0,8$.

$$P_{\text{год}} = 8 \cdot 10 \cdot 0,8 = 64 \text{ (т/год)}$$

$$P_{\text{зм}} = 64(8 - 0,8) = 585,6 \text{ (т/зм)}$$

$$P_{\text{гбт}} = 585,6 \cdot 1095 \cdot 0,95 = 609170 \text{ (т/год)}$$

Тоді собівартість одиниці продукції базової техніки:

$$C_{\text{б.т}} = \frac{121344,7}{609170} = 0,20 \text{ грн/т}$$

Собівартість одиниці продукції нової техніки:

$$C_{\text{н.т}} = \frac{S_{\text{н.т}}}{P_{\text{р.нт}}} \quad (6.15)$$

де $P_{\text{р.нт}}$ - річна продуктивність нової техніки, $P_{\text{р.нт}} = P_{\text{зм}} \cdot T_{\text{екс}} \cdot K_{\text{нт}}$;
 де $P_{\text{зм}}$ - позмінна продуктивність;

$$P_{\text{зм}} = P_{\text{год}} [T_{\text{зм}} - (t_{\text{відп}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{п.з}})] \quad (6.16)$$

$$P_{\text{год}} = Q \cdot n \cdot k_{\text{вик}}$$

де Q - номінальна вантажопідйомність крана, $Q = 10$ т;

$$P_{\text{год}} = 10 \cdot 10 \cdot 0,8 = 80 \text{ (т/год)}$$

$$P_{\text{зм}} = 80(8 \cdot 0,68) = 732 \text{ (т/зм)}$$

$$P_{\text{гбт}} = 732 \cdot 1095 \cdot 0,95 = 761463 \text{ (т/год)}$$

Тоді собівартість одиниці продукції базової техніки:

$$C_{н.т} = \frac{121344,7}{761463} = 0,16 \text{ грн/т}$$

Затрати на переміщення вантажів:

$$Z_{б.т} = C_{б.т} = 0,20 \text{ грн/т};$$

$$Z_{н.т} = C_{н.т} + E_n \cdot \frac{K}{P_{рнт}}$$

де E_n - номінальний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.
 $E_n = 0,15$.

$$Z_{н.т} = 0,16 + 0,15 \left(\frac{29026}{761463} \right) = 0,41 \text{ грн/т}$$

Ціна одиниці продукції:

$$Ц = Z_{н.т} + P_p + ПДВ \quad (6.17)$$

де P_p - розрахунковий прибуток,

$$P_p = 18\% \cdot Z_{н.т} = 0,18 \cdot 0,41 = 0,07 \text{ грн/т};$$

$$Ц = 0,41 + 0,07 + (0,41 + 0,07) \cdot 0,2 = 0,58 \text{ (грн/т)}$$

Чистий прибуток:

$$П_ч = (P_p - 0,24P_p) P_{рнт} = (0,07 - 0,24 \cdot 0,07) 761463 = 17361 \text{ грн.}$$

6.5 Розрахунок річного економічного ефекту

Річний економічний ефект – це виражений в конкретній кількості показників результат роботи крана на рік від модернізації за вирахуванням затрат на модернізацію.

$$E_p = (Z_{б.т} - Z_{н.т}) P_{рнт} = (0,20 - 0,16) 761463 = 30458 \text{ грн.}$$

6.6 Розрахунок строку окупності капітальних вкладень

Так, як капіталовкладення на базову техніку рівні 0, то строк окупності

капіталовкладень визначається:

$$T_{ок} = \frac{K}{\Pi_t} = \frac{29026}{17361} = 1,67 \text{ год.}$$

6.7 Визначення коефіцієнту ефективності капіталовкладень:

$$E_n = \frac{1}{T_{ок}} = \frac{1}{1,67} = 0,6.$$

6.8 Визначення росту продуктивності праці

Абсолютний ріст продуктивності праці:

$$P_{абс} = P_{рнт} - P_{рбт} = 761463 - 609170 = 152293 \text{ т.}$$

Відносний ріст продуктивності праці:

$$T_{відн} = \left(\frac{P_{абс}}{P_{рбт}} \right) \cdot 100\% = \left(\frac{152293}{609170} \right) \cdot 100\% = 25\%$$

№ п/п	ПОКАЗНИКИ	Одиниці виміру	Значення показників	
			Базова техніка	Нова техніка

1.	Експлуатаційна продуктивність - годинна - річна	т/ч т/Г	64 609170	80 761463
2.	Поточні виробничі затрати	грн/год	121344,7	12954,7
3.	Собівартість переміщення	грн/т	0,54	0,43
4.	Чистий прибуток	грн		17361
5.	Ціна на переміщення	грн/т		0,64
6.	Річний економічний ефект	грн		30458
7.	Строк окупності	год		1,67
8.	Коефіцієнт ефективності капіталовкладень			0,6
9.	Ріст продуктивності праці	%		25
10.	Капіталовкладення	грн		29026

НУБІП України

НУБІП України

ВИСНОВКИ

Проведені в магістерській роботі елементи розробки конструкції мостового крана та його розрахунки показали, що для його удосконалення його характеристик та підвищення ефективності роботи необхідні

дослідження динамічних процесів, які мають місце при роботі крана. З цією метою при проведенні досліджень в магістерській роботі побудовано динамічну модель механізму підйому вантажу мостового крана. На основі розробленої динамічної моделі побудовано математичну модель, яка

представлена у вигляді нелінійних диференціальних рівнянь руху другого порядку. Оскільки розв'язати отримані рівняння аналітичними методами не представлялось можливим, то для розв'язку цих рівнянь були використані чисельні методи з використанням комп'ютерної техніки, зокрема

комп'ютерного комплексу в програмному середовищі Wolfram Mathematica. В

результаті проведених розрахунків визначені кінематичні, силові та енергетичні характеристики механізму підйому вантажу, з яких встановлені коливальні процеси в механізмі підйому і наявність значних динамічних

навантажень. Для усунення коливань в механізмі підйому і зменшення

динамічних навантажень проведена оптимізація режиму руху приводного

механізму підйому. Для проведення оптимізації режиму руху був обраний інтегральний динамічний критерій, який відображає небажані властивості механізму підйому вантажу. В результаті мінімізації цього критерію шляхом

використання варіаційних методів вдалось визначити оптимальний режим

руху, який усуває коливання в механізмі підйому і до мінімуму зводить динамічні навантаження.

Також в магістерській роботі розроблені заходи з охорони праці при роботі вантажопідійомних машин і, зокрема мостових кранів, а також

проведені розрахунки економічної доцільності удосконалення конструкції та розрахунку мостового крана при транспортуванні довгомірних вантажів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛЕТИРАТУРИ

1. Абрамов Н.Н. Курсовое и дипломное проектирование по дорожно-строительным машинам. М., «Высшая школа». 1972. 120с.

2. Александров М.П. и др. Грузоподъемные машины. М., «Машиностроение». 1986. 400с.

3. Анфимов М.И. Редукторы. Конструкция и расчет: Альбом. - 4-е изд. М., «Машиностроение». 1993. 464 с.

4. Бабулин Н.А. Построение и черчение машиностроительных чертежей. 6-е изд. М., «Высшая школа». 1978. 320с.

5. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения. Справочник. - 6-е изд. М., «Машиностроение». 1975. 572с.

6. Вардашкин Б.Н. и др. Станочные приспособления: Справочник. М., «Машиностроение». Т. 1,2. 1984.

7. Горбачевич А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. Минск, «Высшая школа». 1983.

8. Гохберг М.Н. Справочник по кранам. Л., «Машиностроение» Т.1, 2. 1988.

9. Долин П. А. Справочник по технике безопасности. - 6-е изд. М., «Энергоатомиздат». 1984. 824с.

10. Желтонога И. А. Краны и подъемники. Атлас конструкций. Минск. «Вышэйш.школа», части 1, 2. 1974.

11. Ивашков И.И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. - 2-е изд. М., «Машиностроение». 1991. 400с.

12. Казак С.А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М., «Высшая школа». 1989. 319с.

13. Косилова А.Г. Справочник технолога - машиностроителя. - 4-е изд. М., «Машиностроение». Т.1, 2. 1986.

14. Концевой Е.М. Ремонт крановых металлоконструкций. М., «Машиностроение». 1979. 206с.

15. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. - 2-е изд. Минск. «Вышэйная школа». 1983. 350с.

16. Павлов Н.Г. Примеры расчетов кранов. - 4-е изд. М., «Машиностроение». 1976. 320с.

17. Парницкий А.Б. Мостовые краны общего назначения - 4-е изд. М., «Машиностроение». 1971. 352с.

18. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов. Киев. «Наукова думка». 1975. 703с.

19. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Госгортехнадзор России, М., НПО ОБТ. 1993. 244с.

20. Динаміка машин / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2013. – 227 с.

21. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.2. – 9-е изд., перераб. И доп./ под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.

22. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.1. – 9-е изд., перераб. И доп./ под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.

23. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие / В. С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с..

24. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем. Навч. посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 196 с.

25. Момент инерции. [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Момент_инерции (5.11.2015) – Название с экрана.

26. В. С. Ловейкін, В. В. Мельніченко. Оптимізація ривкового режиму руху механізму повертоту стрілкового крана: електронний науковий журнал – № 24 <http://agrmash.info/zb/24/part32.pdf> (5.11.2015) - Заголовок з екрану.

27. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Класифікація критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідіймних машин [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_124-2/43.pdf (5. 11. 2015) - Заголовок з екрану.

28. Эльсгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Эльсгольц Л. Э. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

29. Loveikin, V., Romasevych, Y., Kadykalo, I., Liashko, A. Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Bulgaria). 2019. Vol. 49(3), P. 285–296.

30. Ловейкін В. С. Моделювання оптимальних режимів підйому та опускання вантажу / В.С. Ловейкін, В.А. Голдун // Збірник наукових праць „Машинобудування”. – 2014. – 14. – С. 15-23

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ДОДАТКИ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

17.05 – КМР. 1855 “С” 2020.11.25. 006 ПЗ

ПОТЕРЯЙКО НІНИ ОЛЕКСАНДРІВНИ

2022 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України