

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Российский государственный профессионально-педагогический университет»
Институт инженерно-педагогического образования
Кафедра инжиниринга и профессионального обучения в машиностроении и
металлургии

К ЗАЩИТЕ ДОПУСКАЮ:
Зав. Кафедрой ИММ
Профессор доктор техн. наук
Б.Н. Гузанов
« _____ » _____ 2018г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

**МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА МОСТОВОГО КРАНА ПУТЕМ ЗАМЕНЫ
ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ**

Исполнитель:

Обучающийся группы № ЗПМ-404С

_____ А.М. Глебов
(подпись)

Руководитель

_____ (подпись)

В.В. Каржавин (профессор, доктор техн. наук)
(Ф.И.О., ученая степень, звание)

Консультант

Методического
Раздела

_____ (подпись)

Ю.А. Бекетова (доцент, кандидат пед. наук)
(Ф.И.О., ученая степень, звание)

Нормоконтролер

_____ (подпись)

Ю.И. Категоренко (профессор, доктор техн. наук)
(Ф.И.О., ученая степень, звание)

Екатеринбург 2018

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Российский государственный профессионально-педагогический университет»

МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА МОСТОВОГО КРАНА
ПУТЕМ ЗАМЕНЫ ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ

Выпускная квалификационная работа
по направлению подготовки 44.03.04 Профессиональное обучение
(по отраслям)
профилю подготовки Транспорт
специализации Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины

Идентификационный код ВКР: 717

Екатеринбург 2018

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа выполнена на 80 страницах, содержит 5 рисунка, 5 таблиц, 35 источников литературы.

Ключевые слова: модернизация мостового крана, грузоподъемность подъемных машин, металлоконструкция мостового крана.

Объект исследования – Мостовой кран

Предмет исследования – Механизм подъема

Цель работы – Целью настоящего проекта является повышение грузоподъемности путем замены существующей тележки на грузоподъемную тележку финской фирмы «KONECRANES» грузоподъемностью 100 т. В дальнейшем модернизированный кран будет работать в блоке производственных цехов, ОАО «Уральские локомотивы».

Основные задачи:

1. Рассмотреть весь комплект документации, имеющийся на данный мостовой кран.
2. Произвести расчёты металлоконструкции крана.
3. Произвести расчет механизма подъема.
4. Произвести расчет механизма передвижения грузовой тележки.
5. Произвести расчет механизма передвижения крана.
6. Произвести проверочные расчеты.

ДП 44.03.04.717 ПЗ

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Глебов А.М.		
Пров.		Каржавин В.В.		
Т. контр.				
Н. контр.		Категоренко Ю.И.		
Утв.		Гузанов Б.Н.		

Модернизация механизма подъема
мостового крана путем замены
грузовой тележки

Лит	Лист	Листов
	2	80
ФГАОУ ВО РГППУ, ИИПО, каф. ИММ, группа ЗПМ-404С		

Содержание

Введение	5
1. Научно-техническое обоснование рабочего варианта модернизации мостового крана	6
2. Расчет металлоконструкции мостового крана	8
2.1. Действующие нагрузки на конструкцию.....	8
2.2. Определение расчётных нагрузок	12
2.3. Расчетный случай I	13
2.4. Расчетный случай II	14
3. Предварительные расчеты тележки.....	17
3.1. Механизм подъема.....	17
3.1.1. Выбор крюковой подвески.....	17
3.1.2. Выбор каната.....	18
3.1.3. Определение размеров барабана	19
3.1.4. Выбор двигателя	21
3.1.5. Выбор передачи	22
3.2. Механизм передвижения тележки	25
3.2.1. Определение статических нагрузок на ходовые колеса	25
3.2.2. Определение сопротивлений передвижению тележки.....	26
3.2.3. Выбор двигателя	27
3.2.4. Выбор передачи	28
4. Механизм передвижения моста крана	32
4.1. Определение статических нагрузок на ходовые колеса мостового крана	32
4.3. Определение сопротивлений передвижению крана	34
4.4. Выбор двигателя.....	37
4.5. Выбор передачи.....	38
4.6. Выбор муфт.....	41
4.7. Выбор тормоза	42
5. Проверочные расчеты механизма передвижения крана	45
5.1. Проверка двигателя на время разгона	45

5.2. Проверка времени торможения механизма передвижения	48
5.3. Проверка запаса сцепления колес с рельсами.....	49
6. Разработка методического занятия на тему: «Механизмы подъема и тележки мостового крана».....	53
7. Демонтаж монтаж грузовой тележки.....	58
8. Технико-экономическое обоснование проекта.....	59
8.1. Затраты на проектирование.....	60
8.2. Затраты на покупку	60
8.3. Единовременные затраты.....	60
8.4. Эксплуатационные затраты.....	61
8.5. Годовой экономический эффект.....	62
9.Безопасность жизнедеятельности.....	63
9.1. Введение.....	63
9.2. Безопасность труда по ГОСТ 12.0.003-74	64
9.2.1. Идентификация опасных и вредных факторов	64
9.3.2 Электробезопасность	64
9.3.3. Анализ условий труда.....	67
9.3.3.1. Тяжесть и напряженность труда.....	67
9.3.3.2. Состояние воздушной среды, вентиляции	68
9.3.3.3. Микроклимат	68
9.3.3.4. Шум, вибрация	69
9.3.3.5. Производственное освещение	69
9.3.3.6. Электромагнитные поля	71
9.3.4. Пожарная безопасность	72
9.4. Чрезвычайные ситуации.....	73
10. Природопользование и охрана окружающей среды.....	75
Заключение	77
Список использованных источников	78
Приложение	81

Введение

Краны широко используются на производстве, строительстве и транспорте. Подъемно-транспортные машины являются составной частью любого типа производства, поскольку обслуживают все виды технологических процессов. Подъемные краны в значительной мере способствуют бесперебойной работе технологического оборудования. Поэтому повышение качества и производительности работы кранового оборудования позволяет улучшать показатели эксплуатации технологического оборудования.

Модернизация кранов, как и модернизация технологического оборудования, есть доведение их технико-экономических показателей до уровня показателей эксплуатации нового оборудования, показатели работы которого отвечают мировым стандартам.

Мостовой кран КМ -80/20т работает на предприятии ООО «Уральские локомотивы» в блоке производственных цехов, где проходит интенсивный технологический процесс по выпуску грузовых электровозов 2ЭС6 «Синара» и 2ЭС10 «Гранит». На предприятии по производственной необходимости возникла потребность в повышении грузоподъемности мостового крана.

Целью настоящего проекта является повышение грузоподъемности путем замены существующей тележки на грузоподъемную тележку финской фирмы «KONECRANES» грузоподъемностью 100т. Данный кран будет задействован в сборочном цехе для транспортировки кузова электровоза.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. рассмотреть весь комплект документации, мостовой кран;
2. произвести расчёты металлоконструкции крана;
3. произвести расчет механизма подъема;
4. произвести расчет механизма передвижения грузовой тележки;
5. произвести расчет механизма передвижения крана;
6. произвести проверочные расчеты

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

1. Научно-техническое обоснование рабочего варианта модернизации мостового крана

Рассмотрим варианты снижения веса мостового крана для увеличения грузоподъемности до 100т.

Первый вариант позволяет на имеющиеся подкрановые пути установить современный мостовой кран с требуемой номинальной грузоподъемностью и передовыми техническими характеристиками. В качестве примера можно взять мостовой кран фирмы "KONECRANES", рыночная стоимость которого на данный момент составляет порядка 300 тысяч евро. Но по причине финансового состояния предприятия этот проект как рабочий не рассматриваем.

Второй вариант: заменить существующую тележку мостового крана на грузоподъемную тележку финской фирмы "KONECRANES", располагающей номинальной грузоподъемностью 100т, за счет ее малого веса и при отсутствии механизма вспомогательного подъема:

Вес исходной тележки мостового крана $G_t = 31850$ кг;

Полный вес мостового крана с тележкой $G_k = 113100$ кг;

Вес тележки SM 912 11000 кг.

Следовательно, полный вес мостового крана с учетом того, что применяем грузоподъемную тележку фирмы "KONECRANES", уменьшится на 20850 кг.

Стоимость такой модернизации крана существенно меньше. С учетом сложившейся экономической ситуации произведем модернизацию мостового крана по второму варианту. Экономическое обоснование и стоимость модернизации будет определена в данной выпускной квалификационной работе.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Таблица 1 – Технические характеристики мостового крана.

№ п/п	Наименование	Существующий	Модернизированный
1	Тип крана	Мостовой	Мостовой
2	Грузоподъемность, т	80/20	100
3	Высота подъема, м	27/25	27,6
4	Скорость подъема, м/мин: главного вспомогательного	4,75 9,7	4,0 -
5	Скорость передвижения м/мин: тележки крана	32,6 74,5	32 81,6
6	Пролет крана, м	28	28
7	Колея тележки, мм	4200	4200
8	Диаметр ход. колеса, мм тележки крана	560 710	250 710
9	Род электрического тока и напряжение, В	Трехфазный, 380	Трехфазный, 380
10	Режим работы	Средний, ПВ25%	Средний, ПВ30%

2. Расчет металлоконструкции мостового крана

Исходные данные:

- Грузоподъемность $Q=100$ т
- Пролет моста $L=28$ м
- Высота подъема $H=27,6$ м
- База грузовой тележки $B_T=1200$ мм
- Скорость передвижения крана $V_{кр}=81,6$ м/мин
- Скорость подъема $V_{п}=4,0$ м/мин
- Скорость передвижения тележки $V_{п}=32$ м/мин
- Вес тележки с грузом $G_{ТГ}=1089$ кН
- Вес тележки $G_T=108$ кН
- Давление ходовых колес тележки $D_{1т}=D_{2т}=272$ кН.
- Масса крана $M_K=113100$ кг
- Масса тележки $M_K=11000$ кг

Средний- режим работы крана.

Конструкция сварная, коробчатая.

Металлоконструкция крана сталь 09Г2С-12 ГОСТ 19282-73.

Допускаемые напряжения для элементов металлоконструкции:

нормальные $[\sigma]=157$ Мпа касательные $[\tau]=127$ Мпа

Основные геометрические параметры конструкции:

- высоту главной балки $H=1500$ мм;
- высоту опорного сечения балки $h_{оп}=1200$ мм;
- базу крана $B_{кр}=5000$ мм.

2.1. Действующие нагрузки на конструкцию

Конструкция крана во время работы находится под воздействием внешних нагрузок и опорных реакций. Для систематизации существуют следующие расчетные случаи нагружения:

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

1-ый расчетный случай — рабочие нагрузки номинального состояния. В комплекс входят данные о весе самой конструкции крана, весах поднимаемых грузов, значениях инерционных нагрузок, усилиях перекоса, технологических нагрузках, а также число проведенных циклов работы крана. При расчете по СРПС значения коэффициентов надежности по всем нагрузкам принимаются как $u_r = 1$.

2-ой расчетный случай — рабочие нагрузки максимального состояния. Используется он для расчета по предельным состояниям второй группы. В данном расчетном случае рассмотрены весовые нагрузки, включая номинальную грузоподъемность, инерционные максимальные нагрузки, а также данные о неблагоприятных положениях грузовой тележки на мосту крана и т. п.

3-ий расчетный случай — максимальные нагрузки нерабочего состояния. Он используется для расчета по предельным состояниям второй группы. К этому случаю относятся аварийные, монтажные возникающие при аварийных случаях оборудования, нагрузки от собственного веса крана расположенном в зоне обслуживания крана и другое. Все эти нагрузки также вводятся с соответствующими коэффициентами перегрузки.

На металлоконструкцию крана в процессе эксплуатации одновременно действуют несколько различных нагрузок, изменяющихся по величине и возникающих в различных *комбинациях*:

а — кран неподвижен, производится подъем груза с основания или торможение опускающегося груза;

б — разгон или торможение механизма передвижения крана; остальные механизмы не работают или обеспечивают движение с постоянной скоростью;

с — разгон или торможение механизма передвижения тележки; остальные механизмы не работают или обеспечивают движение с постоянной скоростью.

Силовые воздействия на конструкцию крана сводятся в таблицу нагрузок (табл. 2).

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Таблица 2 – Таблица нагрузок для расчёта металлической конструкции мостового крана.

Нагрузка	Расчётный случай								
	I				II				III
	Комбинация нагрузок								
	Imin	Ia	Ib	Ic	IIa	IIb	IIc		
Вес элементов крана	G_j	G_j	$k_{T1} \cdot G_j$	G_j	$\gamma_G \cdot G_j$	$\gamma_G k_{T2} G_j$	$\gamma_G \cdot G_j$	$\gamma_G \cdot G_j$	
Вес тележки	G_T	G_T	$k_{T1} \cdot G_T$	$k'_{T1} G_T$	$\gamma_G \cdot G_T$	$\gamma_G k_{T2} G_T$	$\gamma_G k'_{T2} G_T$	$\gamma_G \cdot G_T$	
Вес груза	-	$\psi_1 \cdot G_Q$	$k_{T1} \cdot G_Q$	$k'_{T1} G_Q$	$\gamma_Q \psi_2 G_Q$	$\gamma_Q k_{T2} G_Q$	$\gamma_Q k'_{T2} G_Q$	-	
Силы инерции	-	-	F_{y1}	F_{x1}	-	$\gamma_F \cdot F_{y2}$	$\gamma_F \cdot F_{x2}$	-	
Усилия перекося	-	-	T_1	T_1	-	$\gamma_T \cdot T_2$	$\gamma_T \cdot T_2$	-	
Ветровая нагрузка	-	-	-	-	P_{wa}	P_{wb}	P_{wc}	$\gamma_w \cdot P_{w3}$	

Большое значение имеет надежность конструкции. Значения коэффициентов надежности по собственному весу машины составляют

$$\gamma_G = 1,0-1,2.$$

(3)

Меньшее значения принимаются для расчета конструкции крана, большие — для предварительных расчетов при проектировании конструкции и с параметрами, существенно отличающимися от известных аналогов. После компоновки основных узлов крана и уточнения собственного веса в окончательных расчетах значение коэффициента надежности может быть уточнено.

Вес груза во всех расчетах принимается как

$$G_q = g \cdot Q, \quad (4)$$

где Q — номинальная грузоподъемность крана;

g — коэффициент надежности по весу груза.

На кранах, как правило с режимом работы А6-А8, устанавливаются ограничители грузоподъемности, регистраторы параметров груза и настраиваются на 10 процентов больше от номинальной грузоподъемности. Они могут быть как механические и электронные устройства безопасности, для обслуживания электронных регистраторов параметра должен быть специально обученный

персонал. Соответственно, кран не может работать с перегрузом, несущая конструкция не защищена от перегрузки. Поэтому наличие ограничителя не является достаточным основанием для снижения значений коэффициентов надежности по весу груза. металлоконструкция крана должна быть рассчитана с учетом нагрузок статики и динамики. Ограничитель грузоподъемности не может являться защитой от динамических нагрузок металлоконструкции крана.

Нагрузки динамические возникают в такие моменты работы, когда скорость движения масс крана или груза изменяется по абсолютному значению или направлению. Наибольшие нагрузки возникают при пусках и торможениях. Значения динамических нагрузок существенно зависят от того какое управление на кране применяется. При управлении с помощью командоконтроллов, например ККТ 61, которое часто встречается на старых кранах, динамические нагрузки могут быть высоки и в значительной степени зависят от квалификации оператора [1]. На базе частотных преобразователей современные приводы с системами управления обеспечивают процессы плавного разгона/торможения механизмов с заданными значениями. При этом тормоза срабатывают после того, как механизм практически остановился. Эти различия должны быть учтены при определении динамических нагрузок.

Чтобы произвести расчет динамических нагрузок используют жесткие или упругие динамические модели. Все элементы конструкции крана предполагаются абсолютно в жестких моделях, а время приложения (развития) нагрузки обусловлено соответствующим временем разгона механизма. Жесткие модели используются в проектировочных расчетах, т. е. когда не известны фактические сечения элементов конструкции, либо в тех случаях, когда податливость конструкции мало влияет на значения динамических нагрузок.

Упругие модели представляют кран в виде системы, состоящей из сосредоточенных масс, соединенных упругими связями, которые моделируют упругие свойства канатов и элементов несущей конструкции [1]. Эти модели сложнее, но позволяют более точно описать процесс динамического нагружения

конструкции. Для определения максимальных нагрузок достаточно применить одномассовую динамическую модель. Использование упругих, моделей необходимо для определения динамических нагрузок в кранах с весьма податливой конструкцией и канатной системой, как, например, башенных. Динамические нагрузки появляются в процессе работы механизма подъема груза при разгоне и торможении как вертикальные инерционные силы, приложенные к грузу. Поэтому рассматриваются как динамические добавки к весу груза. При отрыве груза и торможении его на спуск появляются наибольшие динамические усилия. В зависимости от типа конструкции и места приложения нагрузки от веса груза при работе механизма подъема могут возникать как вертикальные, так и горизонтальные колебания конструкции [1].

2.2 Определение расчётных нагрузок

Главная балка

В качестве постоянных нагрузок приняты веса отдельных узлов крана:

- главной балки: $G_{\text{гл.б.}}=270000 \text{ Н}$
- ограждения фермы $G_{\text{ог.}}=7500 \text{ Н}$
- площадки с настилом $G_{\text{пл.}}=75000 \text{ Н}$
- механизма передвижения $G_{\text{мп.}}=150000 \text{ Н}$
- кабины управления $P_{\text{к.}}=11000 \text{ Н}$
- вес площадки с электрооборудованием $P_{\text{эл}}=10000 \text{ Н}$

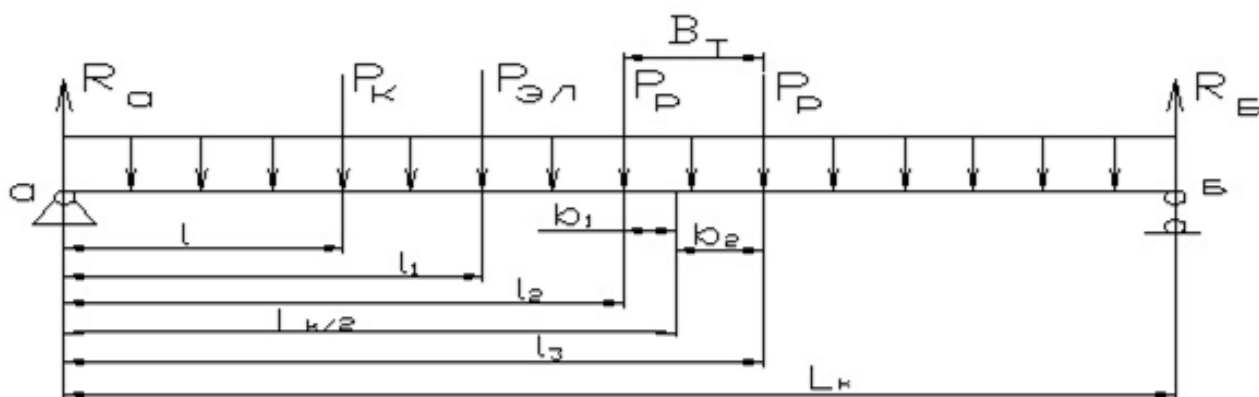


Рис.1.Схема вертикальных нагрузок на главную балку

$l = 1 \text{ м}$ - расстояние от оси колеса крана до центра кабины;

									Лист	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП 44.03.04.717 ПЗ					12

$l_1 = 2$ м - расстояние от оси колеса крана до центра тяжести электрооборудования;

$B_T = 1,4$ м - база тележки.

$$b_1 = \frac{B_T}{4} = 0,35 \text{ м,}$$

$$b_1 = \frac{3}{4} B_T = 1,05 \text{ м,}$$

$l_2 = \frac{L_K}{2} - b_1$ - расстояние от оси колеса крана до колеса грузовой тележки.

$$l_2 = 6,45 \text{ м,}$$

Реакция R_a :

$$R_a = \frac{P_K(L_K - l) + P_{эл}(L_K - l_1) + P_P(2L_K - l_2) + g \frac{L_K^2}{2}}{L_K}; \quad (1)$$

$$R_a = \frac{11000(28 - 1) + 10000(28 - 2) + 75000(2 * 28 - 6,45) + 2437 \frac{28^2}{2}}{28} = 187939 \text{ Н}$$

Наибольший изгибающий момент в пролетной балке действует под колесом грузовой тележки.

2.3. Расчетный случай I

Кран неподвижен, производится подъем груза с земли с полной скоростью. Постоянная распределенная нагрузка на главную пролетную балку

$$q = \frac{G_{гл.б.} + G_{пл.}}{L_K}, \quad (2)$$

где $G_{гл.б.}$ — вес главной пролетной балки с рельсом;

$G_{пл.}$ - вес площадки со стороны механизма передвижения крана;

L_K - пролет крана.

$$q = \frac{270000 + 37000}{28} = 10964 \text{ Н / м}$$

Постоянные сосредоточенные нагрузки на главную пролетную балку:

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

а) от веса кабины - P_K

б) от веса электрооборудования- $G_{эл} = P$

$$M_{\max} = R_a \cdot l_2 - P_K(l_2 - l) - P_{эл}(l_2 - l_1) - g \frac{l_2^2}{2} \quad (3)$$

$$M_{\max} = 187939 \cdot 6,45 - 11000 \cdot (6,45 - 1) - 10000 \cdot (6,45 - 2) - 2437 \cdot \frac{6,45^2}{2} = 1101565 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчетные напряжения в главной пролетной балке:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x}, \quad (4)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1101565}{8606 \cdot 10^{-6}} = 128 \text{ МПа}$$

2.4. Расчетный случай II

Происходит передвижение моста крана с грузом с последующим резким торможением. При подъеме груза и его перемещений на кран и его элементы действует динамические нагрузки. Их расчет представляет достаточно трудную задачу по этому динамические нагрузки учитываем коэффициентом K_m [10].

Нагрузки в вертикальной плоскости.

Постоянная распределенная нагрузка для главной пролетной балки

$$q = \frac{G_{эл.б} + G_{ПЛ}}{L_K} \cdot K_m,$$

где $K_m = 1,1$ - коэффициент динамический, зависящий от скорости передвижения моста крана.

$$q = \frac{(20000 + 7000) \cdot 1,1}{15} = 1980 \text{ Н/м}$$

Схема вертикальных нагрузок на пролетную балку аналогична.

Реакция R_a , изгибающий момент M_{\max} , напряжение σ_{\max} подсчитываются аналогично формулам, которые использованы в первом случае.

Нагрузки в горизонтальной плоскости.

Распределенная горизонтальная инерционная нагрузка

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

$$q^{\Gamma} = 0,1 \frac{(G_{op} + G_{nl})}{L_k} \quad (5)$$

$$q^{\Gamma} = 0,1 \cdot \frac{(20000 + 7000)}{15} = 180 \text{ H / м}$$

Сосредоточенная горизонтальная инерционная нагрузка:

а) от веса кабины

$$P_K^{\Gamma} = 0,1 \cdot G_K$$

$$P_K^{\Gamma} = 1100 \text{ H}$$

б) от веса электрооборудования

$$P_{эл}^{\Gamma} = 0,1 \cdot G_{эл}$$

$$P_{эл}^{\Gamma} = 700 \text{ H}$$

Величины параметров l, l_1, l_2, b_1 и b_2 аналогичны величинам в предыдущем пункте.

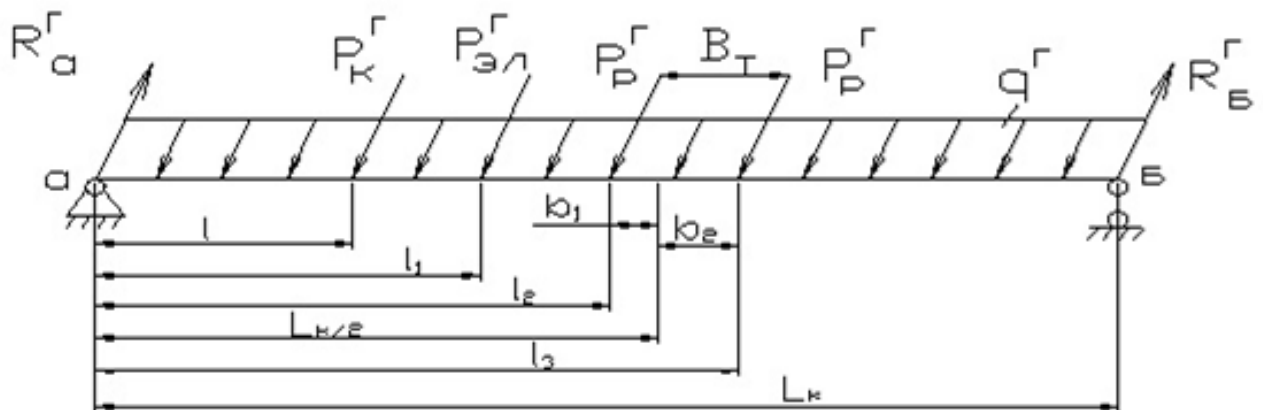


Рис.2. Схема горизонтальных инерционных нагрузок на главную балку.

Реакция R_a^{Γ}

$$R_a^{\Gamma} = \frac{P_K^{\Gamma} (L_k - l) + P_{эл}^{\Gamma} (L_k - l_1) + P_P^{\Gamma} (2L_k - l_2) + q^{\Gamma} \frac{L_k^2}{2}}{L_k} \quad (6)$$

$$R_a^{\Gamma} = \frac{1100(15-1) + 700(15-2) + 7000(2 \cdot 15 - 1) + 180 \frac{15^2}{2}}{15} = 16516,67 \text{ H}$$

Наибольший изгибающий момент в главной балке от горизонтальных нагрузок под колесом:

$$M_{\max}^G = R_a^G \cdot l_2 - P_K^G(l_2 - l) - P_{эл}^G(l_2 - l_1) - q^G \frac{l_2^2}{2} \quad (7)$$

$$M_{\max}^G = 16516,67 \cdot 6,45 - 700(6,45 - 1) - 7000(6,45 - 2) - 180 \frac{6,45^2}{2} = 67823,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Наибольшее напряжение в главной балке:

$$\sigma_{\max}^G = \frac{M_{\max}^G}{W_y}$$

$$\sigma_{\max}^G = \frac{67823,3}{1172 \cdot 10^{-6}} = 57,87 \text{ МПа}$$

Суммарные нормальные напряжения в главной балке от вертикальных и горизонтальных нагрузок:

$$\sum \sigma = \sigma_{\max}^B + \sigma_{\max}^G \quad (8)$$

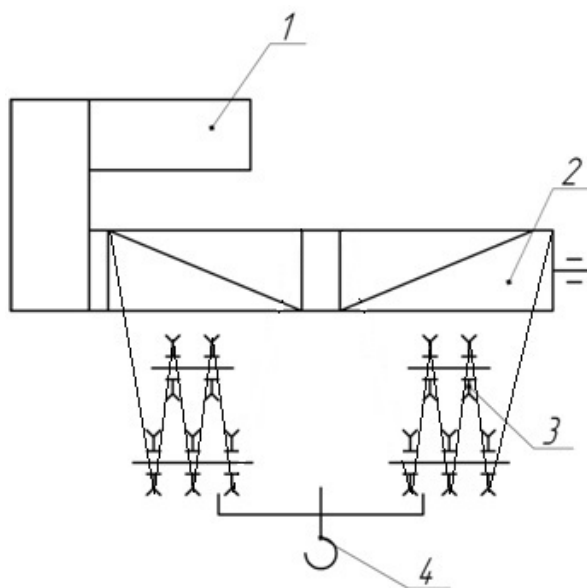
$$\sum \sigma = 128 + 57,87 = 185,87 \text{ МПа} < [\sigma]$$

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3. Предварительные расчеты тележки

3.1. Механизм подъема

Кинематическая схема механизма подъема рис. 3



1. Мотор-редуктор; 2. Барабан; 3.Верхние блоки; 4.Крюковая подвеска.

Рис.5. Кинематическая схема механизма подъема.

3.1.1. Выбор крюковой подвески

Крюковая подвеска выбирается из двух условий. Первое условие - грузоподъемность крюковой подвески не в коем случае не должна быть меньше заданной. Второе условие - режим работы крюковой подвески должен соответствовать режиму работы по паспорту крана.

Рассмотрев конструкции крюковых подвесок для мостовых кранов грузоподъемностью 100т, выбираем подвеску SM 912-1 Am фирмы "KONECRANES", вес которой 1148 кг, тип крюка - двурогий.

Подъем имеет двойную запасовку при помощи двух отдельных грузовых канатов. Канаты выбираются в соответствии с категорией КЕМ. Отсутствие обратных изгибов канатов уменьшает их износ. Стабильное положение груза достигается с помощью точного вертикального подъема. Свободный доступ к местам крепления канатов позволяет удобную их настройку и обслуживание.

Лебедка оборудована аварийным выключателем подъема. Этот выключатель применяется дополнительно к используемым конечным выключателям противовесного типа. Он активируется крюковой подвеской и может быть сброшен вручную или автоматически.

3.1.2. Выбор каната

Канат выбираем стандартный из ряда для крюковой подвески SM 912, в зависимости от режима работы и номинальной грузоподъемности, 6*36WS+FC, левой и правой свивки [7].

Вес номинального груза и крюковой подвески определяется по формуле:

$$G=(m_p + m_n)*g = (100000 + 1148)*9,81 = 992262 \text{ Н}, \quad (24)$$

где m_p - масса номинального груза;

m_n - масса крюковой подвески;

g - ускорение свободного падения.

Максимальное статическое усилие в канате [7]:

$$S_{MAX} = \frac{(m_{ГР} + m_{П}) \cdot g}{K_{П} \cdot Z_{Б} \cdot \eta}; \quad (22)$$

где η – КПД полиспаста, $\eta=0,98$;

$K_{П}$ – кратность полиспаста, $K_{П}=6$;

$Z_{Б}$ – число ветвей каната, которые навиваются на барабан, $Z_{Б}=2$.

$$S_{MAX} = \frac{(100000 + 1148) \cdot 9,81}{6 \cdot 2 \cdot 0,98} = 84376 \text{ Н}$$

Максимальное статическое усилие S_{max} (Н) в канате $84,4 \text{ кН}$. Выбираем стальной трос 6*36WS+FC, диаметром 24 мм, маркировочная группа 1770 (Н/мм^2), с разрывным усилием не менее 363 кН.

Исходя из условия, что произведение максимального статического усилия в канате на коэффициент запаса прочности не должно превышать разрывного усилия каната в целом:

$$S_{max} * K_{зап} \leq S_{разр}, \quad (25)$$

где $S_{разр}$ - разрывное усилие каната в целом, Н;

$K_{зан}$ - коэффициент запаса прочности, для режима 1 Ам равный 4.

$$84,4 * 4 = 337,6 \text{ кН},$$

$$363 \geq 337,6 \text{ кН}.$$

Соотношение между диаметром выбранного каната и диаметром блока крюковой подвески

$$D_{\bar{a}l} \geq d_k * e, \tag{26}$$

где $D_{\bar{a}l}$ - диаметр блока, измеряемый по средней линии навитого каната;

d_k - диаметр каната;

e - коэффициент, зависящий от типа машин и режима работы, обратно пропорциональный степени перегиба каната на блоке, равный 20.

$$D_{\bar{a}l} \geq 24 * 20 = 480.$$

Выбираем диаметр верхних блоков 500 мм.

Канатоукладчики в конструкции лебедки обеспечивают правильную навивку канатов на барабан. Настраиваемые выключатели верхнего и нижнего предела активируются канатоукладчиками.

3.1.3. Определение размеров барабана

В наиболее распространенной конструкции установки барабана механизмов подъема кранов соединение барабана с тихоходным валом редуктора осуществляется с помощью специальной зубчатой муфты. При этом конец вала редуктора выполняют в виде зубчатой шестерни, которая входит в зацепление с венцом, установленным внутри барабана. Крутящий момент от вала редуктора передается через зубчатое зацепление на венец-ступицу и далее через болты на обечайку барабана. В механизме подъема лебедки "KONECRANES" редуктор соединяется с канатным барабаном при помощи двухступенчатой зубчатой муфты, конструкция которой позволяет динамические изгибы и передвижение канатного барабана без повреждения оборудования механизма. Со стороны редуктора используются два шарикоподшипника высокой нагрузки. С противоположной стороны канатный барабан опирается на неподвижный ват с

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

помощью встроенного в него самоцентрирующегося подшипника. Эта необычная конструкция позволяет усталостные повреждения вала барабана.

Диаметр барабана D_{δ} , измеряемый по средней линии навитого каната, стандартный для грузоподъемной лебедки и равен 800 мм. Найдем диаметр барабана по дну канавки:

$$D_{\delta\delta} = D_{\delta} - d_k = 800 - 24 = 776 \text{ мм.} \quad (27)$$

Длина барабана определяется формулой:

$$L_{\delta} = 2l_n + l_o + 2l_k, \quad (28)$$

где l_n - длина одного нарезного участка,

l_o - длина гладкого среднего участка,

l_k - длина одного гладкого концевого участка. Длина одного нарезного участка равна

$$l_n = t(z_p + z_{непр} + z_{кр}), \quad (29)$$

где z_p - число рабочих витков для навивки половины полной рабочей длины каната;

$z_{непр}$ - число неприкосновенных витков;

t - шаг нарезки.

Шаг нарезки равен 26 мм,

$$z_{непр} = 1,5; z_{кр} = 3;$$

$$z_p = L_{кр} / \pi D_{\delta}, \quad (30)$$

где $L_{кр}$ - рабочая длина каната, соответствующая одному нарезному участку;

$$Z_p = \frac{H \cdot U_p}{\pi \cdot D_{\delta}} = \frac{27,6 \cdot 6}{\pi \cdot 0,8} = 65,89 \quad (31)$$

где H - высота подъема, м;

U_n - кратность полиспаста.

$$l_n = 26(65,89 + 1,5 + 3) = 1830,14 \text{ мм.}$$

Длина гладкого среднего участка в связи с выбранной крюковой подвеской равна $2d_k +$ расстояние между блоками крюковой подвески

$$l_o = 2 \cdot 24 + 60 = 108 \text{ мм}$$

$$l_k = (4 \dots 5)d_k = 4 \cdot 24 = 96 \text{ мм,} \quad (32)$$

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

отсюда

$$L_6 = 2 \cdot 1830,14 + 108 + 2 \cdot 96 = 3930,28 \text{ мм.}$$

Исходная длина барабана 3930 мм.

3.1.4. Выбор двигателя

Двигатель выбирается исходя из следующих условий:

- по продолжительности включения ПВ и по необходимой статической мощности при подъеме груза максимального веса, кВт, Относительная продолжительность включения двигателя должна равняться среднему значению относительной продолжительности включения электрооборудования.

- номинальная мощность двигателя может быть принята меньше максимальной статической, т.к. эквивалентная мощность, развиваемая двигателем при работе с грузами разного веса, зависящая от использования механизма по грузоподъемности, всегда меньше $N_{ст}^{max}$.

$$N_{ст}^{max} = \frac{G \cdot V}{\eta_{пр}}, \quad (33)$$

где $N_{ст}^{max}$ - максимальная статическая мощность, которую должен иметь механизм в период установившегося движения при подъеме номинального груза;

G - вес номинального груза и крюковой подвески;

V - скорость подъема. Скорость подъёма обеспечивается скоростью вращения вала электродвигателя и передаточным отношением редуктора;

$\eta_{пр}$ - КПД механизма.

$$N_{ст}^{max} = \frac{992262 \cdot 4/60}{0.89} = 74,32 \text{ кВт,}$$

Выбираем двигатель серии МТ22МС200 с номинальной мощностью $N_{об} = 75 \text{ кВт}$.

Основные характеристики двигателя:

Номинальная мощность 75 кВт;

ПВ = 40%;

Пусковой момент 1250 Н/м;

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Частота вращения 1000 об/мин;

КПД = 0,90;

Тормозной момент 1200 Нм;

Номинальная скорость 950 об/мин;

Вес 370 кг;

КПД = 0,90.

Электродвигатели KCI Конесранес разработаны специально для кранового применения тяжелого режима эксплуатации. Модульная конструкция позволяет устанавливать один или два мотора на механизме подъема, а также использовать дифференциальный входной вал. Все двигатели имеют фланцевую конструкцию крепления, отвечающую ИЕС с классом изоляции F.

Использование частотного управления DynAHoist дает возможность применить расширенный диапазон скорости подъема (ESR), что позволяет увеличивать скорость подъема до 200% при грузе, составляющем 20% от номинального.

Грузоподъемные тележки фирмы "KONECRANES" обычно оборудованы электромагнитными дисковыми тормозами тяжелого режима использования. Тормоза установлены непосредственно на валу двигателя. Закрытие тормоза осуществляется силовой пружиной, обеспечивая безопасность при потере питания.

3.1.5. Выбор передачи

Частота вращения барабана равна:

$$n_{\bar{\sigma}} = \frac{V \cdot U_p}{\pi \cdot D_{\bar{\sigma}}} = \frac{4,0 \cdot 6}{\pi \cdot 0,8} = 10,2 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \quad (34)$$

Требуемое передаточное число лебедки:

$$U_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\bar{\sigma}}} = \frac{1000}{10,2} = 98 \quad (35)$$

При выборе типоразмера редуктора должны быть проверены условия, касающиеся прочности, долговечности и кинематики.

Первое условие - расчетный эквивалентный момент на тихоходном валу редуктора $T_{p.э.}$ не должен превышать номинальный крутящий момент на тихоходном валу $T_{p.н.}$ по паспорту редуктора

$$T_{p.э.} \leq T_{p.н.}; \quad (36)$$

Эквивалентный момент равен

$$T_{p.э.} = k_a \cdot T_p; \quad (37)$$

где k_a - коэффициент долговечности;

T_p - расчетный крутящий момент на тихоходном валу редуктора при подъеме номинального груза;

$$k_a = k_Q \cdot k_t, \quad (38)$$

где k_Q - коэффициент переменности нагрузки;

k_t — коэффициент срока службы.

Значение k_Q определяют по формуле

$$k_Q = \sqrt[3]{k}, \quad (39)$$

где k - коэффициент нагружения.

Принимаем коэффициент нагружения равным 0,4, соответствующий группе режима работы и классу нагружения ВЗ [Л 1, стр. 13].

Отсюда:

$$k_Q = \sqrt[3]{0,4} = 0,74 \quad (40)$$

Коэффициент k_t можно определить по формуле:

$$k_t = \sqrt{\frac{z_p}{z_0}}, \quad (41)$$

где z_p - суммарное число циклов контактных напряжений зуба шестерни тихоходной ступени редуктора;

z_0 - базовое число циклов контактных напряжений для типовых редукторов,

$$z_0 = 125 \cdot 10^6; \quad (42)$$

$$z_p = z_m \cdot u_m, \quad (43)$$

где z_m - число циклов нагружения на тихоходном валу редуктора;

u_m - передаточное число тихоходной ступени редуктора (можно принимать среднее значение $u_m=5$)

Значение z_m определяют по формуле

$$Z_m=60 n_m t_{маш}, \quad (44)$$

где n_m - частота вращения тихоходного вала редуктора, об/мин;

$t_{маш}$ - машинное время работы механизма, ч.

$$n_m = n_6 = 10,2 \text{ об/мин}$$

$$t_{маш}=6300 \text{ [из таблицы 1, 3 Л 1], откуда}$$

$$z_m=60*10,2*6300=3855600$$

$$z_p=z_m * u_m=3855600*5=19278000 \quad (45)$$

$$k_T = \sqrt[3]{\frac{z_p}{z_0}} = \sqrt[3]{\frac{19278000}{125*10^6}}=0,53 \quad (46)$$

$$k_d = 0,53*0,74=0,39$$

Найденное значение выходит из интервала 0,5.. 1,0 следовательно принимаем его равным 0,5.

Расчетный крутящий момент на тихоходном валу редуктора при подъеме номинального груза в период установившегося движения

$$T_p = \frac{S_{max} \cdot z_{к.б.} \cdot r_6}{n_6} = \frac{992262 \cdot 2 \cdot 0,4}{0,99} = 801828H \quad (47)$$

$$T_{p.э.} = k_d \cdot T_p = 0,5 \cdot 801828 = 400914H \quad (48)$$

$T_{p.э.} < T_p$, значит редуктор соответствует требованиям прочности.

Второе условие - передаточное число редуктор U_p не должно отличаться от требуемого передаточного числа $U_{p.тп.}$ более чем на $\pm 5\%$:

$$\frac{|U_{p.тп.} - U_p|}{U_{p.тп.}} * 100\% \leq 15\%$$

$$\frac{[98 - 100]}{98} * 100\% = 2,0\%$$

Из расчетов видно, что редуктор типа TNC 44002E-100 удовлетворяет всем предъявляемым требованиям.

Основные параметры редуктора TNC 44002E-100;

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Номинальное передаточное число $U_p = 100$;

Крутящий момент на выходном валу $T_m = 82300$ Нм;

Масса $m = 1250$ кг.

Поверхность зубьев цементированная и упрочнена до 60RC с точностью DIN7 (AGMA10).

3.2. Механизм передвижения тележки

Для уменьшения объема и количества опорных конструкций используются мотор-редукторы, как цельные модули. Малое количество частей и уменьшение металлоконструкции значительно облегчает грузовую тележку. При этом уменьшается потребность в техническом обслуживании и необходимость использования большого количества запасных частей.

В данном случае лебедке применяется схема с боковым расположением мотор-редуктора. Пустотелый вал редуктора механизма передвижения монтируется непосредственно на ось привода передвижения. Первичная сторона редуктора закреплена с помощью упругой опоры.

3.2.1. Определение статических нагрузок на ходовые колеса

Конструкция кареток передвижения позволяет лучше распределить нагрузки на колеса и подтележечные пути. Шестиколесная конструкция кареток передвижения для лебедок фирмы "KONECRANES" позволяет сделать металлоконструкцию моста более легкой. Диаметр колес тележки равен 250 мм.

Максимальную (в грузе) и минимальную (в порожнем состоянии) статические нагрузки на ходовое колесо тележки ($P_{ст\ max}$ и $P_{ст\ min}$) следует определять с учетом коэффициента неравномерности нагружения колес k : в грузе умножать на 1,1; в порожнем состоянии - на 0,9.

Вес груза $G_{гр}$ равен:

$$G_{гр} = m_{гр} * g = 100000 * 9,81 = 981000 \text{ Н}; \quad (49)$$

Вес тележки равен:

$$G_m = m_m * g = 11000 * 9,81 = 107910 \text{ Н} \quad (50)$$

Максимальная статическая нагрузка на ходовое колесо равна

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$P_{cm.max} = \frac{(G_{\bar{a}\bar{d}} + G_m) * k}{n_k} = \frac{(981000 + 107910) * 1,1}{6} = 199633,5H$$

n_k - число ходовых колес.

Минимальная статическая нагрузка на ходовое колесо равна

$$P_{cm.max} = \frac{G_m * k}{n_k} = \frac{107910 * 0,9}{6} = 16186,5H$$

3.2.2. Определение

сопротивлений передвижению тележки

Полное сопротивление W (кН) передвижению тележки в период разгона, приведенное к ободу колеса, может включать в себя следующие составляющие:

$$W = W_{mp} + W_y + W_v + W_{ин} + W_{зуб}, \quad (51)$$

где W_{mp} - сопротивление, создаваемое силами трения;

W_y - сопротивление, создаваемое уклоном подтележечного пути;

W_v - сопротивление, создаваемое ветром, если кран работает на открытом воздухе;

$W_{ин}$ - сопротивление, создаваемое инерцией вращающихся и поступательно движущихся масс тележки;

$W_{зуб}$ - сопротивление, создаваемое раскачиванием груза на гибкой подвеске.

Для тележек, имеющих ходовые колеса с ребордами, сопротивления, создаваемые силами трения W_{mp} (кН) определяют по формуле

$$W_{mp} = \frac{(G_T + G_r) \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_{ц})}{D_k} \cdot K_p \quad (52)$$

где μ - коэффициент трения качения колеса по рельсу, принимаем μ равным 0,3 мм (Л1, стр.40);

f - приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках колес, принимаем f равным 0,015 (Л1, стр.40);

k_p - коэффициент дополнительных сопротивлений, определяемых в основном трением реборд о головку рельса и трением токосъемного оборудования, $k_{дон} = 2,5$ (Л1, стр.41);

G_m и $G_{сп}$ - соответственно вес тележки и номинального груза, кН;

D_k - диаметр колеса, мм;

d_u - диаметр цапфы вала (оси) колеса.

$$W_{тр} = (107,91 + 981) \cdot 2,5 = 14,3 \text{ кН}$$

(53)

Сопротивление W_y (кН), создаваемое уклоном определяют по формуле

$$W_y = \alpha(G_m + G_{зр}), \quad (54)$$

где α - уклон рельсового пути, для тележки равный 0,002.

$$W_y = 0,002 * (107,91 + 981) = 2,2 \text{ кН} . \quad (55)$$

Так как мостовой кран находится в помещении, то сопротивление $W_{\text{в}}$ создаваемое ветром не учитываем.

Сопротивление $W_{ин}$ (кН), создаваемое силами инерции определяют по формуле

$$W_{ин} = \delta * m_{пост} * a , \quad (56)$$

где δ - коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей механизма (при скорости передвижения меньше 1 м/с можно принимать $\delta = 1,25$);

$m_{пост}$ - масса поступательно движущегося объекта, т;

a - ускорение при разгоне, м/с. Значение a можно принять равным

$a = (0,5 \dots 1,0) * [a]$, где $[a]$ - допускаемое ускорение м/с . $[a] = 0,1 \text{ м/с}^2$, из таблицы (Л1, стр.41).

$$W_{ин} = 1,25 * (11 - 1,148) * 0,7 * 0,1 = 0,8 \text{ кН} . \quad (57)$$

Сопротивление $W_{зуб}$ (кН), создаваемое раскачиванием груза на гибкой подвеске

$$W_{зуб} = (m_{зр} + m_n) * a , \quad (58)$$

где $m_{зр}$ и m_n - соответственно масса номинального груза и крюковой подвески

$$W_{зуб} = (100 + 1,148) * 0,7 * 0,1 = 7,1 \text{ кН}$$

Полное сопротивление передвижению тележки

$$W = 14,3 + 2,2 + 0,8 + 7,1 = 24,4 \text{ кН} .$$

3.2.3. Выбор двигателя

Тип двигателя выбирают исходя из следующих условий:

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Первое условие — относительная продолжительность включения двигателя должна соответствовать относительной продолжительности включения механизма.

Второе условие - номинальная мощность двигателя должна быть равна или несколько больше значения мощности, вычисленного по формуле

$$N = \frac{W \cdot V}{\eta_{пр} \cdot \psi_{н.ср.}} \quad (59)$$

где $\eta_{пр} = 0,8 \dots 0,85$ — предварительное значение К.П.Д. механизма;

$\psi_{н.ср.}$ - кратность среднепускового момента двигателя по отношению к номинальному, из таблицы 2.17 (Л 1, стр.42) $\psi_{н.ср.} = 1,52$.

Введение коэффициента объясняется тем, что сопротивление передвижению W определено

с учетом сил инерции и раскачивания груза, исчезающих в момент окончания разгона механизма. Достаточная же интенсивность разгона механизма обеспечивается благодаря перегрузочной способности, характеризуемой коэффициентом $\psi_{н.ср.}$

$$N = \frac{24,4 \cdot 0,53}{0,84 \cdot 1,52} = 10,13 \text{ кВт} \quad (60)$$

Для уменьшения объема и количества опорных конструкций используются мотор-редукторы, как цельные модули.

Механизм передвижения тележки фирмы "KONECRANES" включает в себя двигатель MF13 LC200:

$$N_{ов} = 11 \text{ кВт};$$

$$N_{об} = 1455 \text{ об/мин};$$

Максимальный момент 142 Нм

3.2.4. Выбор передачи

Типоразмер редуктора выбирают по той же методике, что была изложена для механизма подъема груза, за исключением следующих отличий.

Суммарное число циклов контактных напряжений тихоходного зубчатого колеса редуктора определяют по формуле

$$Z_m = 30 * n_m * t_{маш} \quad (61)$$

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

т.к. работает не одна, а две активные поверхности зубьев.

Расчетный крутящий момент T_p на тихоходном валу редуктора определяется по формуле

$$T_p = T_{дв.мах} * U_p * \eta_p, \quad (62)$$

где $T_{дв.мах}$ - максимальный момент двигателя, Нм;

U_p - передаточное число редуктора;

η_p - К.П.Д. редуктора.

Так как редуктор еще не выбран, то можно принять U_p из паспортных данных на принятый тип редуктора и близкое к требуемому передаточному числу редуктора.

Угловая скорость вала двигателя равна

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1455}{30} = 152,4 \text{ рад/с} \quad (63)$$

где n_1 - частота оборотов двигателя, об/мин.

Частота вращения колеса n_k

$$n_k = \frac{V}{\pi \cdot D} = \frac{32}{\pi \cdot 0,25} = 40,7 \text{ об/мин}$$

(64)

Определим общее передаточное число передачи от двигателя на ходовое колесо

$$U = \frac{n_{дв}}{n_k} = \frac{1455}{40,7} = 35,78$$

(65)

$$Z_m = 30 * 40,7 * 6300 = 7,7 * 10^6,$$

где $t_{маи} = 6300$ ч,

(см. табл. 1.3, Л1, стр.14);

Частота вращения тихоходного вала редуктора равна частоте вращения колеса,

$$n_k = n_m.$$

Передаточное число тихоходной ступени редуктора предполагаем близким к значению $U_m = 5$. Суммарное число циклов контактных напряжений зуба шестерни тихоходной ступени

$$Z_p = Z_m * U_m = 7,7 * 10^6 * 5 = 38,5 * 10^6. \quad (66)$$

Базовое число циклов контактных напряжений $Z_0 = 125 * 10^6$; Коэффициент срока службы равен

$$k_t = \sqrt[3]{\frac{z_p}{z_0}} = \sqrt[3]{\frac{38,5 * 10^6}{125 * 10^6}} = 0,68$$

Коэффициент долговечности равен

$$K_d = k_Q * k_b, \text{ где}$$

k_Q - коэффициент переменности нагрузки;

k_b - коэффициент срока службы.

$$k_Q = \sqrt[3]{k},$$

где k - коэффициент нагружения. Значения k в зависимости от класса нагружения приведены в табл. 1.4 (Л 1, стр.14). Для класса нагружения ВЗ принимаем значение 0,4.

$$k_Q = \sqrt[3]{0,4} = 0,74$$

$$k_d = 0,74 * 0,68 = 0,5.$$

Значение k_d необходимо принять не менее чем 0,74, поэтому окончательно принимаем $k_d = 0,74$.

Определим расчетный крутящий момент T_p на тихоходном валу редуктора:

$$T_p = T_{дв.мах} \cdot U_p \cdot \eta_p, \quad (67)$$

где $T_{дв.мах}$ - максимальный момент двигателя, Нм;

U_p - передаточное число редуктора;

η_p - КПД редуктора.

Передаточное число редуктора GM 836, который входит в модуль

$$\frac{|U_{p.мп.} - U_p|}{U_{p.мп.}} * 100\% \leq 15\%$$

$$\frac{|36 - 35,78|}{36} * 100\% \leq 0,6\%$$

мотор-редуктор" равно $U_p = 36$, что расходится на величину равную

Примем К.П.Д. редуктора $\eta_p = 0,94$

$$T_{дв max} = T_{дв.н.} \cdot \psi_{max},$$

(68)

где $T_{дв.н.}$ - номинальный момент двигателя, Нм.

Определим необходимый момент на валу двигателя

$$T_{дв} = \frac{N_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{10,13 \cdot 10^3}{152,4} = 66,5 \text{ Нм.} \quad (69)$$

Кратность среднепускового момента двигателя по отношению к номинальному $\psi_{н.ср.}$ для короткозамкнутого асинхронного двигателя с частотным управлением предварительно принимаем равным 1,52 - табл.2.17 (Л1, стр.42).

Тогда:

$$T_{дв} = 66,5 * 1,52 = 101,08 \text{ Нм.}$$

Следовательно, расчетный крутящий момент на тихоходном валу редуктора:

$$T_p = 101,08 * 0,94 * 36 = 3420 \text{ Нм.}$$

Расчетный эквивалентный момент:

$$T_{p.э.} = 0,63 * 3420,5 = 2154,91 \text{ Нм.}$$

Определим фактическую скорость и К.П.Д. механизма передвижения тележки.

Фактическая скорость передвижения тележки равна:

$$V_{т.} = \frac{\omega_{дв} \cdot r_k}{U_{мех}} = \frac{152,4 \cdot 0,125}{36} = 0,48 \text{ м/мин}$$

(70)

Полученное значение скорости передвижения тележки отличается от заданного на 9,4%, что допускается.

Фактическое значение К.П.Д. останется тем же, поскольку в механизме не используется применение муфт.

4. Механизм передвижения моста крана

В механизмах передвижения мостовых кранов чаще применяют отдельный привод. Он более прост в ремонте и обслуживании. Однако при отдельном приводе по многим причинам может быть несинхронность движения, чем при центральном.

Число ходовых колес зависит от грузоподъемности крана, режима его работы и скорости. В нашем случае при грузоподъемности крана 100 т, принимаем число ходовых колес 8 диаметром 710 мм, что рекомендовано (Л 1 стр. 36), а также, чтобы не менять конструкцию модернизируемого крана.

4.1. Определение статических нагрузок на ходовые колеса мостового крана

На рис. 4 показана расчетная схема, по которой можно определить максимальные нагрузки на все колеса одной стоны крана P_{max} . Эта схема может быть использована и для определения минимальных нагрузок P_{min} (показана

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

штриховой линией) на все колеса одной стороны крана, когда тележка без груза находится в крайнем положении. На схеме обозначено:

G_m - вес моста крана, включая вес электрооборудования, расположенного на нем;

$G_{гр}$ - вес номинального груза механизма подъема;

$G_{каб}$ - вес кабины управления;

$l_{каб}$ - расстояние от центра массы кабины до оси ближайшего подкранового рельса.

Представляя кран в виде двухопорной балки и составляя уравнения моментов сил относительно опор, можно получить выражения для P_{max} и P_{min}

Вес моста крана равен

$$G_m = G_{кр} - G_{каб} - G_m, \quad (71)$$

где $G_{кр}$ - вес крана с электрооборудованием.

Вес открытой кабины с электрооборудованием $G_{каб} = 12$ кН.

Значение $l_{каб} = 2,4$ м, значение $l_2 = 1,9$ м (Л 1, стр.37).

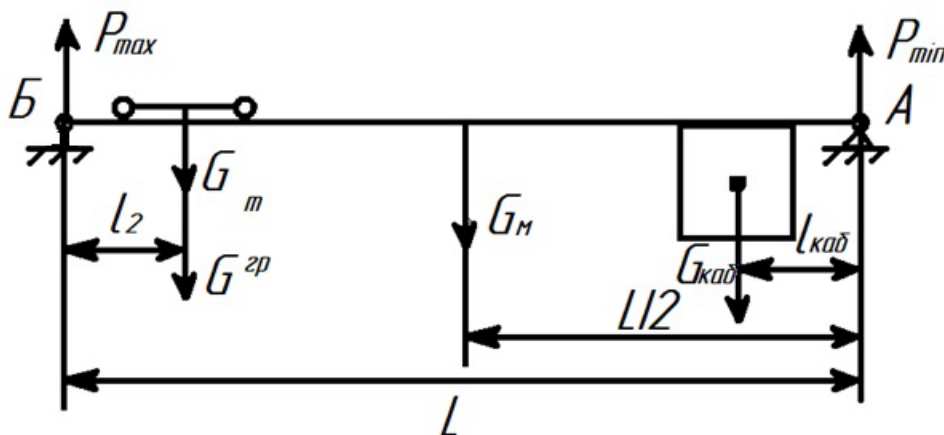


Рис. 4. Расчетная схема.

$$\sum M_A = 0:$$

$$P_{max} * L - G_m(L - l_2) - G_{гр} * (L - l_2) - G_m * L/2 - G_{каб} * l_{каб} = 0;$$

$$\sum M_B = 0:$$

$$P_{min} * L - G_m * (L - l_2) + G_{гр} * (L - l_2) - G_m * L/2 - G_{каб} * l_{каб} = 0;$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	28	Лист
		26.1(1079-10-98)000			ДП 44.03.04.717 ПЗ	33
					+ 784000 * 14 + 12000 * 2,4	
					= 1408048,25 Н	

$$-P_{min} * L + G_{каб} * (L - l_{каб}) + G_M * L / 2 + l_2 * (G_{зп} + G_m) = 0;$$

$$P_{min} = \frac{G_{эää} * (L - l_{эää}) + G_M * L / 2 + l_2 * (G_{аа} + G_m)}{L} =$$

$$= \frac{12000 * 25,6 + 784000 * 14 + 1,9 * (107910 + 981000)}{28} = 476861,75 \text{ Н.}$$

С учетом коэффициента неравномерности нагружения колес:

4.3. Определение сопротивлений передвижению крана

Полное сопротивление W (кН) передвижению тележки в период разгона,

$$P_{ст. max} = \frac{P_{max} * 1,1}{4} = \frac{1408048,25 * 1,1}{4} = 387213,27 \text{ Н}$$

$$P_{ст. min} = \frac{P_{min} * 0,9}{4} = \frac{476861,75 * 0,9}{4} = 107293,9 \text{ Н}$$

приведенное к ободу колеса, может включать в себя следующие составляющие:

$$W = W_{тр} + W_y + W_в + W_{ин} + W_{зуб}, \quad (73)$$

где $W_{тр}$ - сопротивление, создаваемое силами трения;

W_y - сопротивление, создаваемое уклоном подтележечного пути;

$W_в$ - сопротивление, создаваемое ветром, если кран работает на открытом воздухе;

$W_{ин}$ - сопротивление, создаваемое инерцией вращающихся и поступательно движущихся масс тележки;

$W_{зуб}$ - сопротивление, создаваемое раскачиванием груза на гибкой подвеске.

Для кранов, имеющих ходовые колеса с ребрами, сопротивления, создаваемые силами трения $W_{тр}$ (кН) определяют по формуле

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$W_{тр} = \frac{(G_{кр} + G_{г}) \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_{ц})}{D_{к}} \cdot K_{р} \quad (74)$$

где μ - коэффициент трения качения колеса по рельсу, принимаем μ равным 0,6 мм (Л1, стр.40);

f - приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках колес, принимаем/равным 0,015 (Л1, стр.40);

$k_{р}$ - коэффициент дополнительных сопротивлений, определяемых в основном трением ребр о головку рельса и трением токосъемного оборудования, $k_{дон} = 1,1$ (Л1, стр.41);

$G_{кр}$ и $G_{г}$ - соответственно вес мостового крана и номинального груза, кН;

D - диаметр колеса, мм;

$d_{ц}$ - диаметр цапфы вала (оси) колеса.

$$W_{тр} = (912,3 + 981) \cdot \frac{2 \cdot 0,6 + 0,015 \cdot 125}{710} \cdot 1,1 = 9,02 \text{ кН} \quad (75)$$

Сопротивление W_y (кН), создаваемое уклоном определяют по формуле

$$W_y = \alpha (G_{кр} + G_{г}), \quad (76)$$

α - уклон рельсового пути, для крана равный 0,001.

$$W_y = 0,001 \cdot (912,3 + 981) = 1,9 \text{ кН.}$$

Так как мостовой кран находится в помещении, то сопротивление $W_{в}$, создаваемое ветром не учитываем.

Сопротивление $W_{ин}$ (кН), создаваемое силами инерции определяют по формуле

$$W_{ин} = \delta \cdot m_{пост} \cdot a, \quad (77)$$

где δ - коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей механизма (при скорости передвижения больше 1 м/с можно принимать $\delta = 1,15$);

$m_{пост}$ - масса поступательно движущегося объекта (крана), т;

a - ускорение при разгоне, м/с. Значение a можно принять равным

$$a = (0,5 \dots 1,0) \cdot [a], \quad (78)$$

где $[a]$ - допускаемое ускорение м/с. $[a] = 0,1$ м/с, из таблицы

(Л 1, стр.41).

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

$$W_{ин} = 1,15 * 93 * 0,7 * 0,1 = 7,5 \text{ кН.} \quad (79)$$

Сопротивление $W_{гиб}$ (кН), создаваемое раскачиванием груза на гибкой подвеске

$m_{гр}$ и m_n - соответственно масса номинального груза и крюковой подвески, т.

$$W_{гиб} = (m_{гр} + m_n) * a, \quad (80)$$

Полное сопротивление передвижению тележки

$$W = 9,02 + 1,9 + 7,5 + 7,1 = 25,5 \text{ кН}$$

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

4.4. Выбор двигателя

Тип двигателя выбирают исходя из следующих условий:

Первое условие - продолжительность включения двигателя должна соответствовать относительной продолжительности включения механизма.

Второе условие - номинальная мощность двигателя должна быть равна или несколько больше значения мощности, вычисленного по формуле

$$N = \frac{W \cdot V}{\eta_{пр} \cdot \psi_{н.ср.}}, \quad (81)$$

где $\eta_{пр} = 0,8..0,85$ - предварительное значение К.П.Д. механизма;

$\psi_{н.ср.}$ - кратность среднепускового момента двигателя по отношению к номинальному, из таблицы 2.17 (Л 1, стр.42) $\psi_{н.ср.} = 1,52$. Введение коэффициента объясняется тем, что сопротивление передвижению W определено с учетом сил инерции и раскачивания груза, исчезающих в момент окончания разгона механизма. Достаточная же интенсивность разгона механизма обеспечивается благодаря перегрузочной способности, характеризуемой коэффициентом $\psi_{н.ср.}$.

$$N = \frac{25,5 \cdot 1,24}{0,84 \cdot 1,52} = 24,7 \text{ кВт}$$

Так как применяется кинематическая схема с отдельным приводом, то номинальная мощность двигателя

$$N_{дв} \leq \frac{N}{z_{пр}} \quad (82)$$

где $z_{пр}$ - число приводов механизма.

$$N_{дв} = \frac{24,76}{2} = 12,38 \text{ кВт}$$

Выбираем двигатель серии МТФ 311-6 с фазным ротором с основными характеристиками:

ПВ = 25%, средний режим работы;

Мощность на валу $N = 13$ кВт;

Частота вращения вала двигателя $N_{ог} = 935$ об/мин;

Максимальный момент 320 Нм;

Момент инерции ротора $J_{\text{дв}} = 0,225 \text{ кг}\cdot\text{м}$;

Масса двигателя $m = 170 \text{ кг}$.

4.5. Выбор передачи

Типоразмер редуктора выбирают по той же методике, что была изложена для механизма передвижения тележки.

Частота вращения колеса n_k

$$n_k = \frac{V}{\pi \cdot D} = \frac{74,5}{\pi \cdot 0,71} = 33,4 \text{ об/мин} \quad (83)$$

Определим общее передаточное число передачи от двигателя на ходовое колесо

$$U_{\text{пер}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k} = \frac{935}{33,4} = 28. \quad (84)$$

Максимальный момент на тихоходном валу редуктора

$$M_{\text{max}} = \frac{W \cdot D_k}{2} = \frac{25,5 \cdot 0,71}{2} = 9,05 \text{ кНм} \quad (85)$$

Угловая скорость вала двигателя равна

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 935}{30} = 97,91 \text{ рад/с}, \quad (86)$$

где n_1 - частота оборотов двигателя, об/мин.

Суммарное число циклов контактных напряжений тихоходного зубчатого колеса редуктора определяют по формуле

$Z_m = 30 * n_m * t_{\text{маш}}$, т.к. работает не одна, а две активные поверхности зубьев.

$$Z_m = 30 * 33,4 * 6300 = 6,31 * 10^6, \quad (87)$$

где $t_{\text{Маши}}$ - 6300 ч, (см. табл. 1.3, Л1, стр.14);

Передаточное число тихоходной ступени редуктора предполагаем близким к значению $U_m = 5$. Суммарное число циклов контактных напряжений зуба шестерни тихоходной ступени

$$Z_p = Z_m * U_m = 6,31 * 10^6 * 5 = 31,55 * 10^6. \quad (88)$$

Базовое число циклов контактных напряжений $Z_0 = 125 * 10^6$

Коэффициент срока службы равен

$$k_t = \sqrt[3]{\frac{z_p}{z_o}},$$
$$k_t = \sqrt[3]{\frac{31,55 \cdot 10^6}{125 \cdot 10^6}} = 0,63$$

Коэффициент долговечности равен

$$k_d = k_Q \cdot k_t \quad (89)$$

где k_Q - коэффициент переменности нагрузки;

k_t - коэффициент срока службы.

$$k_Q = \sqrt[3]{k}, \quad (90)$$

где k - коэффициент нагружения. Значения k в зависимости от класса нагружения приведены в табл. 1.4 (Л 1, стр.14). Для класса нагружения ВЗ принимаем значение 0,4.

$$k_Q = \sqrt[3]{0,4} = 0,74 \quad (91)$$

$$k_d = 0,74 \cdot 0,63 = 0,47.$$

Значение k_d необходимо принять не менее чем 0,74, поэтому окончательно принимаем $k_d = 0,74$.

Расчетный крутящий момент T_p на тихоходном валу редуктора определяется по формуле

$$T_p = T_{дв.мах} \cdot U_p \cdot \eta_p, \quad (92)$$

где $T_{дв.мах}$ - максимальный момент двигателя, Нм;

U_p - передаточное число редуктора;

η_p - К.П.Д. редуктора.

Так как редуктор еще не выбран, то можно принять U_p из паспортных данных на принятый тип редуктора и близкое к требуемому передаточному числу редуктора. Ближайшее передаточное число редуктора ВКУ-610М $U_p = 25$, что расходится со значением U на допустимую величину 10,5%

$$\frac{|U_{p.тр.} - U_p|}{U_{p.тр.}} * 100\% \leq 15\%$$

$$\frac{|28 - 25|}{28} * 100\% = 10,5\%$$

Примем К.П.Д. редуктора $\eta_p = 0,94$

$$T_{дв.мах} = T_{дв.н.} \cdot \psi_{мах}, \quad (93)$$

где $T_{дв.н.}$ - номинальный момент двигателя, Нм. Определим необходимый момент на валу двигателя

$$T_{дв} = \frac{N_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{13 \cdot 10^3}{97,91} = 132,78 \text{ Нм} \quad (94)$$

Кратность среднепускового момента двигателя по отношению к номинальному $\psi_{н.ср.}$ для двигателя серии МТФ предварительно принимаем равным 2,0 - табл.2.17 (Л 1, стр.42).

$$T_{дв.мах} = 132,78 * 2 = 265,56 \text{ Нм.}$$

Следовательно, расчетный крутящий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_p = 265,56 * 0,94 * 25 = 6240,66 \text{ Нм.}$$

Расчетный эквивалентный момент

$$T_{р.э.} = 0,74 * 6240,66 = 4618,09 \text{ Нм.}$$

Редуктор ВКУ-610М имеет номинальный крутящий момент на тихоходном валу, равный $T_{р.н.} = 6000 \dots 8500$ Нм, следовательно условие

$$T_{р.э.} \leq T_{р.н.} \quad \text{выполняется.}$$

Определим фактическую скорость и К.П.Д. механизма.

Фактическая скорость передвижения тележки равна

$$V_{пер.т.} = \frac{\omega_{дв} \cdot r_k}{U_{мех}} = \frac{97,1 \cdot 0,355}{25} = 1,36 \text{ м/с} \quad (95)$$

полученное значение отличается от заданного на 8%, что допускается.

К.П.Д. одной зубчатой муфты равен $\eta_m = 0,99$. Поставим одну зубчатую муфту между редуктором и двигателем, и две между колесом и редуктором.

Тогда:

$$\eta_m = \eta_m * \eta_m * \eta_m * \eta_p = 0,99*0,99*0,99*0,94 = 0,91. \quad (96)$$

Данное значение не намного отличается от принятого предварительно, поэтому пересчет мощности не требуется.

4.6.Выбор муфт

Типоразмер муфт выбирают по диаметрам концов соединяемых валов (ГОСТ 5006-83). При этом допускается комбинация втулок различных исполнений (с коническим и цилиндрическим отверстием). Диаметр отверстия втулки можно заказывать равным диаметру конца вала, если последний не превышает наибольшего для данного типоразмера значения, указанного в таблице ГОСТа. Технические данные приведены в ГОСТ 5006-83,21424-75 и 20884-75.

По диаметрам концов соединяемых валов выбираем муфты:

Для быстроходного вала зубчатую муфту - 1600-40-2-50-2-2У2 ГОСТ 5006-83;

Для тихоходного вала зубчатую муфту — 2-25000-80-125-1-2У2 ГОСТ 5006-83.

Технические характеристики:

- на быстроходном валу:

Номинальный вращающий момент $T_{н.м.} = 1600$ м;

Момент инерции $J_m = 0,06$ кг*м²;

$$d_{max} = d_{пр max} = 55\text{мм}; \quad (97)$$

Масса m_m не более 9,2 кг.

- на тихоходном валу:

Номинальный вращающий момент $T_{н.м.} = 25000$ Нм;

Момент инерции $J_m = 2,25$ кг*м²;

$$d_{max} = d_{пр max} = 140\text{мм} \quad (98)$$

Масса m_m не более 100 кг.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

4.7. Выбор тормоза

Согласно правилам на механизмы передвижения, тормоза в устанавливаются в тех случаях, если:

- 1) механизм работает на открытом воздухе;
- 2) работает в помещении и передвигается по пути, уложенному на полу;
- 3) работает в помещении на надземном пути, перемещается со скоростью более 0,32 м/с.

Так как мостовой кран выполняет ответственную задачу по перемещению больших грузов и при его работе необходима высокая точность перемещения груза, необходимо установить тормоз на механизм передвижения крана.

Расчетный тормозной момент механизма $T_{тр.мех.}$ при работе крана в закрытом помещении определяют при движении без груза под уклон в предположении, что реборды колес (или горизонтально направляющие ролики) не задевают за головки рельсов:

$$T_{тр.мех} = T_{yo} + T_{ино} - T_{тро} \quad (99)$$

где T_{yo} , $T_{ино}$, $T_{тро}$ - моменты, создаваемые уклоном, инерцией и силами трения и приведенные к валу, на котором установлен тормоз:

$$T_{yo} = \frac{W_{yo} r_k \eta_{к-т}}{U_{тех}}, \quad (100)$$

где r_k - радиус ходового колеса, м;

$\eta_{к-т}$ - К.П.Д. механизма на участке кинематической цепи "приводное колесо-тормоз";

W_{yo} - сопротивление передвижению крана без груза, создаваемое уклоном, Н.

$$W_{yo} = \alpha * G_{кр}, \quad (101)$$

где α - уклон рельсового пути, для крана равный 0,001.

$$W_{yo} = 0,001 * 912,3 = 0,9 \text{ кН}$$

$$T_{yo} = \frac{0,9 \cdot 10^3 \cdot 0,355 \cdot 0,91}{25} = 11,6 \text{ Нм} . \quad (102)$$

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

$$T_{инО} = \frac{W_{инО} \cdot r_k \cdot \eta_{к-т}}{U_{мех}}, \quad (103)$$

где W_{y0} - сопротивление передвижению крана без груза, создаваемое инерцией.

$$W_{инО} = \delta * m_{кр} * a, \quad (104)$$

где δ - коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей механизма (при скорости передвижения больше 1 м/с можно принимать $\delta = 1,15$);

$m_{пост}$ - масса поступательно движущегося объекта (крана), т;

a - ускорение при разгоне, м/с. Значение a можно принять равным

$a = (0,5 \dots 1,0) * [a]$, где $[a]$ - допускаемое ускорение м/с², $[a] = 0,1$ м/с², из таблицы (Л1, стр.41).

$$W_{инО} = 1,15 * 93 * 0,7 * 0,1 = 7,5 \text{ кН.}$$

$$T_{инО} = \frac{7,5 \cdot 10^3 \cdot 0,355 \cdot 0,91}{25} = 97 \text{ кН}$$

$$T_{трО} = \frac{W_{трО} \cdot r_k}{U_{тех} \cdot \eta_{к-т}}, \quad (105)$$

где $W_{тр}$ - сопротивление передвижению крана без груза, создаваемое силами трения.

$$W_{трО} = G_{кр} \cdot \frac{(2\mu + f \cdot d_u)}{D}, \quad (106)$$

где μ - коэффициент трения качения колеса по рельсу, принимаем μ равным 0,6 мм (Л1, стр.40);

f - коэффициент трения скольжения в подшипниках крановых колес, принимаем/равным 0,015 (Л1, стр.40);

d_u - диаметр цапфы вала (оси) колеса.

$$W_{трО} = 912,3 \cdot \frac{(2 \cdot 0,6 + 0,015 \cdot 125)}{710} = 3,95 \text{ кН.}$$

$$T_{трО} = \frac{3,95 \cdot 10^3 \cdot 0,355}{25 \cdot 0,91} = 61,6 \text{ кН}$$

Расчетный тормозной момент механизма $T_{т.р.мех.}$ равен

$$T_{т.р.мех.} = 11,6 + 97 - 61,6 = 47 \text{ Нм.}$$

Расчетный тормозной момент тормоза $T_{т.р}$ определяют по формуле

$$T_{т.р.} = \frac{T_{т.р.мех}}{z_m}, \quad (107)$$

где z_m число тормозов в механизме.

$$T_{т.р.} = \frac{47}{2} = 23,5 \text{ Нм}$$

Выбираем тормоз типа ТКГ, с электрогидравлическим толкателем. Это благоприятно скажется на сцеплении колес крана с рельсами при торможении.

Выбираем типоразмер тормоза:

Тормоз ТКГ-160-У2-50-380-40, со следующими характеристиками:

$$T_{м.н.} = 100 \text{ Нм};$$

$$D_{м.ш.} = 160 \text{ мм};$$

$$B_k = 70 \text{ мм};$$

$$P_{шт} = 157 \text{ Н};$$

$$m = 21 \text{ кг}.$$

Типоразмер электрогидравлического толкателя - ТЭГ-16М.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

5. Проверочные расчеты механизма передвижения крана

5.1. Проверка двигателя на время разгона

Наибольшее время разгона наблюдается, когда кран нагружен, а уклон пути препятствует движению. Его можно посчитать по приближенной формуле

$$t_{p.факт.} = \frac{\omega_{дв} \cdot J_{мех.p}}{T_{п.ср} - T_{ст.p}}, \quad (108)$$

где $\omega_{дв}$ - угловая скорость двигателя, рад/с;

$J_{мех}$ - приведенный к валу двигателя момент инерции при разгоне всех движущихся частей механизма, включая поступательно движущиеся массы, кг*м² ;

$T_{п.ср}$ - среднепусковой момент двигателя, Нм;

$T_{ст.p}$ - момент статических сопротивлений при разгоне, приведенный к валу двигателя, Нм.

Значение $T_{п.ср}$ определяют по формуле

$$T_{п.ср} = T_{дв.н} * \psi_{п.ср} \quad (109)$$

где $\psi_{п.ср}$ - кратность среднепускового момента двигателя. Значение принято ранее и равно $\psi_{п.ср} = 1,52$.

$$T_{п.ср} = 132,78 * 1,52 = 201,83 \text{ Нм.}$$

Значение $J_{мех.p}$ равно

$$J_{мех.p} = J_{вр} + J_{пост.p} \quad (110)$$

Здесь $J_{вр}$ - момент инерции при разгоне всех вращающихся частей механизма, приведенный к валу двигателя:

$$J_{вр} = \gamma * J_1, \quad (111)$$

где $\gamma = 1,1 \dots 1,2$ - коэффициент учета инерции вращающихся масс, расположенных на втором, третьем и последующих валах механизма;

J_1 - момент инерции вращающихся масс, расположенных на первом валу, равный сумме моментов инерции ротора (якоря) двигателя $J_{р.дв.}$ муфт J_m тормозного шкива $J_{т.ш}$ и т.д.;

$J_{пост.p}$ - момент инерции при разгоне поступательно движущихся частей механизма плюс груза, приведенный к валу двигателя.

$$J_{т.ш} = m_{т.ш} * r_{т.ш}^2 * \zeta_m. \quad (112)$$

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

где $m_{m.u.}$ и $r_{m.u.}$ - соответственно масса, кг, и радиус, м, тормозного шкива;

$\zeta_{m.u.}$ - коэффициент, учитывающий распределенность массы шкива (коэффициент приведения геометрического радиуса вращения к радиусу инерции). Можно принять $\zeta_{m.u.} = 0,6$.

$$J_{m.u.} = 6,9 * 0,08^2 * 0,6 = 0,026 \text{ кгм}^2$$

$$J_M = 0,06 \text{ кгм}^2, J_{\delta\delta} = 0,225 \text{ ГМ}^2.$$

Значит

$$J_I = J_{m.u.} + J_{p.\delta\delta} + J_M = 0,026 + 0,225 + 0,06 = 0,301 \text{ кг*м}^2 \quad (113)$$

$$J_{вp} = 1,15 * 0,301 = 0,358 \text{ кгм}^2$$

$$J_{\text{пост.р}} = \frac{m_{\text{пост}} \cdot r_k^2}{U_{\text{мех}}^2 \cdot \eta_{\text{мех}}}, \quad (114)$$

$$m_{\text{пост}} = m_{\text{кр}} + m_{\text{гр}}; \quad (115)$$

$$m_{\text{пост}} = 93000 + 100000 = 193000 \text{ кг},$$

т.к. привод механизма передвижения раздельный, то, учитывая это

$$m_{\text{пост}} = \frac{193000}{2} = 96500 \text{ кг},$$

следовательно

$$J_{\text{пост.р}} = \frac{96500 \cdot 0,355^2}{25^2 \cdot 0,91} = 12,4 \text{ кгм}^2.$$

Из вышеследующего получаем

$$J_{\text{мех.р}} = J_{вp} + J_{\text{пост.р}} = 0,358 + 12,4 = 12,758 \text{ кгм}^2 \quad (116)$$

$$T_{\text{ст.р}} = \frac{W_{\text{ст}} \cdot r_k}{U_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{мех}}}, \quad (117)$$

$$W_{\text{ст}} = W_{\text{тр}} + W_y + W_{\delta}, \quad (118)$$

где $W_{\text{ст}}$ - статические сопротивления:

$W_{\text{тр}}$ - от сил трения;

W_y - от уклона пути;

W_{δ} - от ветра.

$$W_{\text{ст}} = 9,02 + 1,9 = 11,1 \text{ кН}, \text{ учитывая раздельный привод:}$$

$$W_{\text{ст}} = \frac{11,1}{2} = 5,55 \text{ кН} \quad T_{\text{ст.р}} = \frac{5,55 \cdot 10^3 \cdot 0,355}{25 \cdot 0,91} = 74,6 \text{ Нм}$$

$$t_{р.факт} = \frac{\omega_{дв} \cdot J_{мех.р}}{T_{п.ср} - T_{ст.р}} = \frac{97,91 \cdot 12,758}{(201,83 - 74,6)} = 7,8с \quad (119)$$

Данное время разгона не превышает рекомендуемого для кранов - 8...10 с. Следовательно, выбранный двигатель обеспечит необходимую интенсивность разгона»

Проверим среднее ускорение при разгоне:

$$a = \frac{V_{пер}}{t_{р.факт}} = \frac{1,24}{7,8} = 0,16м/с^2 \quad (120)$$

что приемлемо.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

5.2. Проверка времени торможения механизма передвижения

Проверка производится на тот случай, если кран нагружен, а ветер и наклон способствуют движению. Время торможения должно быть примерно равно времени разгона:

$$t_T \approx t_P \quad (121)$$

$$t_T = \frac{\omega_{дв} \cdot J_{мех.т}}{T_{т.п.мех} + T_{ст.т}}, \quad (122)$$

где $J_{мех.т}$ - момент инерции всех движущихся масс механизма и поступательно движущихся объектов при торможении, приведенный к первому валу механизма, кгм²;

$T_{ст.т}$ - момент статических сопротивлений при торможении, приведенный к первому валу механизма, Нм.

Данные параметры вычисляются по соотношениям

$$J_{мех} = J_{вр} + J_{пост.т}; \quad (123)$$

$$J_{пост} = \frac{m_{пост} \cdot r_k^2 \cdot \eta_{мех}}{U_{мех}^2} = \frac{96500 \cdot 0,355^2 \cdot 0,91}{25^2} = 17,7 \text{ кгм}^2 \quad (124)$$

$$J_{мех.т} = 0,358 + 17,7 = 18,058 \text{ кгм}^2$$

$$T_{ст.т} = \frac{W_{ст.т} \cdot r_k}{U_{тех} \cdot \eta_{тех}}; \quad (125)$$

$$W_{ст.т} = W'_{тр} - W_y - W_B; \quad (126)$$

$$W'_{тр} = G_{пост} \frac{2 \cdot \mu + f \cdot d_{ц}}{D}, \quad (127)$$

Где $G_{пост}$ - вес поступательно движущихся объектов (крана плюс груза),

$$H. \quad W'_{тр} = (912,3 + 981) \cdot \frac{(2 \cdot 0,6 + 0,015 \cdot 125)}{710} = 8,2 \text{ кН};$$

$$W_{ст.т} = 8,2 - 1,9 = 6,3 \text{ кН};$$

$$T_{ст.т} = \frac{6,3 \cdot 0,355}{25 \cdot 0,91} = 98,3 \text{ Н}, \text{ из расчетов получаем}$$

$$t_T = \frac{\omega_{дв} \cdot J_{мех.т}}{T_{т.п.мех} + T_{ст.т}} = \frac{97,91 \cdot 18,058}{47 + 98,3} = 12,2 \text{ с}. \quad (128)$$

Данное значение времени торможения очень велико, желательно чтобы время торможения не превышало время разгона. Необходимо увеличить

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

тормозной момент до 180 кН, но так как типоразмер тормоза ТКГ-160 имеет максимальный тормозной момент 100 кН, следует выбрать другой типоразмер. Выбираем ТКГ-200 с основными параметрами:

Тормоз ТКГ-200-У2-50-380-40;

$$T_{m.n.} = 200 \text{ Нм};$$

$$D_{m.u.} = 200 \text{ мм};$$

$$B_k = 90 \text{ мм};$$

$$m = 38 \text{ кг}.$$

Типоразмер электрогидравлического толкателя — ТЭГ-16М.

5.3. Проверка запаса сцепления колес с рельсами

Проверка производится для случая, когда не нагружены и реборды колес или горизонтально направляющие ролики не задевают за головки рельса. Если привод механизма отдельный, то проверяется запас сцепления наименее нагруженных колес.

Условие проверки:

$$k_{сц} \geq [k_{сц}], \quad (129)$$

где $k_{сц}$ - коэффициент запаса сцепления колеса с рельсом;

$[k_{сц}]$ - допускаемый коэффициент запаса сцепления колес, $[k_{сц}] = 1,2$ при работе крана в помещении.

Значение $k_{сц}$ может быть вычислено по формуле

$$k_{сц} = \frac{T_{сцО}}{T_{дин.р} + T_{у.О.к} + T_{в.О.к} + T_{тр.О.к}}, \quad (130)$$

где $T_{сцО}$ - момент силы сцепления (трения скольжения) колеса с рельсом, когда кран не нагружен;

$T_{дин.р}$ - динамический момент при разгоне, возникающий в трансмиссионном валу вследствие ударно-упругого нагружения, когда в трансмиссии выбирается зазор;

$T_{у.О.к}$, $T_{в.О.к}$, $T_{тр.О.к}$ - соответственно моменты сил: уклона, ветра

рабочего состояния и трения, действующие относительно оси приводных колес, когда кран не нагружен.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

$$T_{cy.O} = F_{cy.O} * r_k, \quad (131)$$

где $F_{cy.O}$ – сила сцепления приводного колеса с рельсом, когда кран не нагружен:

$$F_{cy.O} = f_{cy} * P_{np.O} \quad (132)$$

Здесь f_{cy} – коэффициент сцепления колес с рельсами.

При работе крана в помещении $f_{cy} = 0,2$;

$P_{np.O}$ – нагрузка на приводные колеса крана, когда кран работает без груза. Для приводных колес крана $P_{np.O}$ определяют с помощью расчетной схемы, изображенной на рис.2, с той разницей, что сила G_{zp} (вес номинального груза механизма подъема) должна отсутствовать. При этом, если привод механизма отдельный, в качестве $P_{np.O}$ берется нагрузка на приводное колесо (колеса) наименее нагруженной стороны крана.

$$P_{cy.O} = 105646 \text{ Н},$$

$$F_{cy.O} = 0,2 * 105646 = 21129 \text{ Н},$$

$$T_{cy.O} = 21129 * 0,355 = 7,5 \text{ кНм}.$$

С учетом динамики нагружения трансмиссионного вала значение $T_{дин.р}$ может быть определено по формуле

$$T_{дин.р} \approx T_{дв} \cdot k_{м.р} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2c\varphi}{T_{дв} \cdot k_{м.р}}} \right), \quad (133)$$

где $T_{дв}$ – среднепусковой момент двигателя, уменьшенный на момент сил инерции вращающихся частей механизма и приведенный к оси колеса;

$k_{м.р}$ – коэффициент, учитывающий соотношении масс в механизме при разгоне;

c – коэффициент жесткости тихоходного участка трансмиссии;

φ – угловой зазор в муфтах трансмиссионного вала.

$$T_{дв} = (T_{н.ср} - T_{ин.ср}) * U_{тех} * \eta_{тех} \quad (134)$$

где $T_{н.ср}$ – среднепусковой момент двигателя, Нм;

$T_{ин.ср}$ – момент сил инерции при разгоне вращающихся частей механизма, приведенный к валу двигателя, Нм:

$$T_{ин.ср} = J_{ср} * \epsilon_{р.о}, \quad (135)$$

где $J_{вр}$ - момент инерции вращающихся масс механизма, приведенный к валу двигателя, кгм² ;

$$J_{вр} = \gamma * J_1, \quad \gamma = 1, 1, 1, 2; \quad (136)$$

$\varepsilon_{р.о}$ - угловое ускорение вала двигателя при трогании с места ненагруженного крана, рад/с² :

$$\varepsilon_{р.о} \approx \frac{T_{п.ср} - T_{ст.р.о}}{J_{мех.р.о}}. \quad (137)$$

где $T_{ст.р.о}$ - статический момент при разгоне ненагруженного крана, приведенный к валу двигателя;

$J_{мех.р.о}$ - момент инерции всех движущихся масс, приведенный к валу двигателя, значение $J_{мех.р.о}$ определяют аналогично значению $J_{мех.р}$.

Для определения $T_{ст.р.о}$ следует брать положение крана без груза с уклоном рельсов в сторону движения при действии ветровой нагрузки рабочего состояния также в сторону движения:

$$T_{ст.р.о} = (T_{тр.о} - T_{у.о} - T_{в.о}) * \chi / z_{пр}, \quad (138)$$

где $T_{тр.о}$, $T_{у.о}$, $T_{в.о}$ - моменты сил трения, уклона и ветра, приведенные к валу двигателя;

χ - коэффициент учета неравномерной загрузки сторон крана;

$z_{пр}$ - число приводов в механизме;

$$\chi = \frac{P_{оmin}}{P_{оmax}} = \frac{107293,3}{387213,27} = 0,28, \quad (139)$$

$P_{о min}$ и $P_{о max}$ нагрузки на колеса наименее и наиболее нагруженной сторон крана в порожнем состоянии.

Значения $P_{о min}$ и $P_{о max}$ определяют по формулам

$$P_{о max} = G_{кр} - P_{о min}, \quad (140)$$

значение $P_{о min}$ определяют из уравнения статических моментов по рис.2.

При определении $J_{мех.р.о}$ в случае отдельного привода в качестве массы поступательно движущегося объекта следует брать часть массы крана:

$$m_{пост} = \frac{m_{кр} \cdot \chi}{z_{пр}}. \quad (141)$$

Тогда

$$J_{\text{пост.р.0}} = \frac{m_{\text{кр}} \cdot \chi \cdot r_k^2}{z_{\text{пр}} \cdot U_{\text{мех}}^2 \cdot \eta_{\text{мех}}}, \quad (142)$$

$$J_{\text{мех.р.0}} = J_{\text{вр}} + J_{\text{пост.р.0}}; \quad (143)$$

$$k_m = \frac{J_{\text{пост.р.0}}}{J_{\text{мех.р.0}}}. \quad (144)$$

Расчеты показывают, что коэффициент жесткости тихоходного участка трансмиссии с учетом податливости зубьев, подшипников, шпоночных соединений и муфт можно определить по соотношению: $c \approx 0,3 \cdot c_{\text{тр.в}}$, где $c_{\text{тр.в}}$ - условный коэффициент жесткости трансмиссионного вала, рассчитанный в предположении, что вал имеет один диаметр на всем расстоянии от тихоходного зубчатого колеса редуктора до ходового колеса, соединительных муфт нет и зубчатое ходовое колесо выполнены заодно с валом.

$$c_{\text{тр.в}} = 2 \cdot c_{\text{уч}}, \quad (145)$$

где $c_{\text{уч}}$ - коэффициент жесткости одного участка трансмиссионного вала между зубчатым и ходовым колесами:

$$c_{\text{уч}} = \frac{G_{\text{упр}} \cdot J_{\text{тр.в}}}{l_{\text{уч}}}, \quad (146)$$

где $G_{\text{упр}}$ - модуль упругости второго рода (для стали $G_{\text{упр}} = 7,943 \cdot 10^4$ МПа);

$$J_{\text{тр.в}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{тр.в}}^4}{32}, \quad (147)$$

где $l_{\text{уч}}, d_{\text{тр.в}}$ - соответственно общая длина участка валопровода, равная расстоянию от центра тихоходного зубчатого колеса редуктора до центра ходового колеса, и диаметр трансмиссионного вала на участке.

Момент на оси приводных колес, создаваемый уклоном равен

$$T_{\text{у.о.к}} = W_{\text{у.о}} \cdot r_k = 0,9 \cdot 0,355 = 0,32 \text{ кН} \quad (148)$$

Момент на оси приводных колес, создаваемый силами трения, равен

$$T_{\text{тр.о.к}} = P \cdot (\mu + f \cdot r_{\text{ц}}) = 105,65 \cdot (0,6 \cdot 10^{-3} + 0,015 \cdot 0,0625) = 0,16 \text{ кН}, \quad (149)$$

где r_k - радиус цапфы.

Определяем моменты инерции для порожнего состояния крана:

$$J_{\text{пост.р.0}} = \frac{m_{\text{кр}} \cdot \chi \cdot r_k^2}{z_{\text{пр}} \cdot U_{\text{мех}}^2 \cdot \eta_{\text{мех}}} = \frac{93 \cdot 10^3 \cdot 0,28 \cdot 0,355^2}{2 \cdot 25^2 \cdot 0,91} = 2,8 \text{ кгм}^2; \quad (150)$$

$$J_{мех.р.0} = J_{вр} + J_{пост.р.0} = 0,358 + 2,8 = 3,158 \text{ кгм}^2. \quad (151)$$

$$T_{ст.р.0} = (T_{тр.0} - T_{у.0} - T_{в.0}) \cdot \frac{\chi}{z_{пр}} = (61,6 - 11,6) \cdot \frac{0,28}{2} = 7 \text{ Нм}; \quad (152)$$

$$\varepsilon_{р.0} \approx \frac{T_{п.ср} - T_{ст.р.0}}{J_{мех.р.0}} = \frac{201,83 - 7}{3,158} = 61,7 \text{ рад/с}; \quad (153)$$

$$T_{ин.вр} = J_{вр} \cdot \varepsilon_{р.0} = 0,358 \cdot 61,7 = 22,1 \text{ Нм}; \quad (154)$$

$$T_{дв} = (T_{п.ср} - T_{ин.вр}) \cdot U_{мех} \cdot \eta_{мех} = (201,83 - 22,1) \cdot 25 \cdot 0,91 = 4,08 \text{ кНм}.$$

$$k_M = \frac{J_{пост.р.0}}{J_{мех.р.0}} = \frac{2,8}{3,158} = 0,88. \quad (156)$$

Определим коэффициент жесткости на тихоходном участке трансмиссии

$$J_{тр.в} = \frac{\pi \cdot d_{тр.в}^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,125^4}{32} = 2,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4; \quad (157)$$

$$c_{уч} = \frac{G_{упр} \cdot J_{пр.в}}{l_{уч}} = \frac{7,943 \cdot 10^4 \cdot 2,4 \cdot 10^{-5}}{2,4} = 0,8; \quad (158)$$

$$C_{тр.в} = 2 \cdot c_{уч} = 2 \cdot 0,8 = 1,6. \quad (159)$$

Динамический момент, которым трансмиссионный вал нагружается при разгоне:

$$T_{дин.р} \approx T_{дв} \cdot k_{м.р} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2c\varphi}{T_{дв} \cdot k_{м.р}}} \right) = 4,08 \cdot 0,88 \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 1,6 \cdot 0,022}{4,08 \cdot 0,88}} \right) = 7,2 \text{ кНм} \quad (160)$$

Определим $k_{ц}$:

$$k_{ц} = \frac{T_{ц0}}{T_{дин.р} + T_{у.0.к} + T_{в.0.к} - T_{тр.0.к}} = \frac{7,5}{7,2 + 0,32 - 0,16} = 1,22. \quad (161)$$

Условие проверки выполняется.

6. Разработка методического занятия на тему: «Механизмы подъема и тележки мостового крана»

Курс целевого назначения – вид непрерывного профессионального обучения рабочих и служащих, организуемый для изучения новой техники, оборудования, материалов, технологических процессов, прогрессивных форм организации труда, трудового законодательства, правил технической эксплуатации оборудования, требований безопасности труда, а также вопросов, связанных с повышением качества продукции, и других вопросов, направленных на решение конкретных технических, экономических и иных задач.

Целью данной дипломной работы является повышение грузоподъемности мостового крана путем замены существующей тележки на грузоподъемную тележку финской фирмы «KONECRANES»

В связи с изменением конструкции мостового крана для рабочего персонала (слесарей-ремонтников, электромонтеров, машинистов крана) нужно провести курс целевого обучения и внеплановый инструктаж и ознакомить с изменением конструкции крана каждого работника под роспись в журнале инструктажа.

Таблица 3 – Учебный план курса целевого обучения для обслуживающего персонала на тему: «Механизмы подъема и тележки мостового крана»

№ П/П	Темы(разделы)	Количество часов	
		Лекции	Практ. занятия
1	2	3	4
1.	Основные особенности(отличия) конструкции грузовой тележки финской фирмы «KONECRANES»	1	
2.	Особенности конструкции механизма подъема мостового крана	2	2
3.	Особенности конструкции механизма передвижения тележки	1	1

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4
4.	Элементы грузовых и тяговых устройств мостового крана	1	1
5.	Тормоза, применяемые в механизме подъема и передвижении тележки	1	
6.	Грузозахватный орган (крюковая подвеска)	1	
7.	Форма проверки знаний, ответы на вопросы в виде теста	1	
Общее число часов, отведенное на изучение раздела – 12.			

Разработка вопросов для проверки знаний после прохождения курса целевого назначения

Форма проверки знаний состоит из контрольных вопросов по пройденным разделам в виде тестирования

Вопросы:

1. Что собой представляет грузоподъемная тележка?
2. Из каких основных частей состоит механизм подъема мостового крана?
3. Перечислите основные схемы соединения выходного вала редуктора с барабаном?
4. Какая схема соединения выходного вала редуктора с барабаном наиболее применима в механизмах подъема?
5. Какие по форме бывают крюки?
6. В соответствии с какими требованиями выбирается форма крюков?
7. Из каких материалов изготовляют крюки?
8. Что применяют в качестве гибких элементов в мостовых кранах?
9. Из каких материалов изготавливают канаты?
10. Какие канаты преимущественно применять в грузоподъемных машинах?
11. Какие грузозахватные приспособления наиболее широко применяются на мостовых кранах

Таблица 4 – План-конспект занятия на тему: «Основные особенности конструкции грузовой тележки» Цель занятия: Сформировать знания.

Этап занятия	Содержание
1	2
Вводная часть	<p>Здравствуйтесь уважаемые работники предприятия ООО «Уральские локомотивы» убедительная просьба сосредоточиться на дальнейшей информации, приготовьте пожалуйста ручку и бумагу для краткого конспектирования. Речь у нас пойдет о конструкции грузовой тележки финской фирмы «KONECRANES» и ее особенностях. Наше занятие необходимо для того чтобы более подробно изучить изменение в конструкции тележки для дальнейшей правильной эксплуатации и ремонта мостового крана КМ 100т.</p>
Изложение теоретических сведений	<p>Общее устройство мостового крана — это одно или двухбалочный мост и грузовая тележка, которая по нему перемещается. На мосту и на тележке размещается электрооборудование и основные узлы и механизмы. Стандартная система торможения для мостовых ГПМ — колодочная или диско-колодочная. Если скорость тележки ≤ 32 м/мин, механизмы передвижения можно не оборудовать тормозами. В этих условиях ГПМ сможет затормозить самостоятельно, не превысив длину тормозного пути. Функционально тормозные устройства кранов бывают стопорными — для остановки устройства — и спускными — замедляющими спуск. Тормоза могут быть открытого или закрытого типов. Подъемные механизмы кранов оснащаются закрытыми тормозами — в нормальном положении механизмы заторможены, тормоз снимается только при запуске двигателя. Механизмы подъема кранов, перемещающих опасные грузы: расплавленный металл, взрывчатые, ядовитые вещества, кислоты, имеют 2 тормоза, действующие автономно. Тормоза закрытого типа используют в ГПМ потому, что они более долговечны, чем открытые и их поломку можно легко заметить.</p> <p>Открытые тормоза в некоторых случаях монтируют дополнительно к закрытым (как вспомогательные) — для увеличения скорости и точности размещения груза</p> <p>Механизм подъема и спуска груза тоже размещен на крановой тележке.</p> <p>Состоит из приводного электродвигателя, трансмиссионных валов, горизонтального редуктора и грузовых тросов с барабаном для намотки.</p> <p>Для работ с грузами > 80 т применяется доп. редуктор мостового крана или понижающая зубчатая передача. Чтобы повысить тяговое усилие используют полиспаст (чаще всего двоянный кратный).</p> <p>Грузовая тележка производит подъем, спуск и перемещение груза вдоль моста.</p> <p>На жесткой стальной раме с ведущими и ведомыми колесами установлены многочисленные крановые узлы. Это приводы, электродвигатели подъемных механизмов (основного</p>

Продолжение таблицы 4

1	2
	<p>Это приводы, электродвигатели подъемных механизмов (основного и вспомогательного), токосъемник, блокираторы высоты подъема. Аварийную остановку тележки при поломке тормозной системы обеспечивают буфера.</p> <p>Консольную тележку используют для однобалочных устройств. В двухбалочных применяют тележки, которые могут двигаться по обоим поясам балок (нижнему и верхнему).</p> <p>Konecranes – это группа компаний, являющаяся мировым лидером в сфере разработки и производства подъемного оборудования под торговой маркой Lifting Businesses™, оказывающая услуги широкому спектру заказчиков, представляющих производственные и обрабатывающие отрасли промышленности, судостроительные заводы, порты и грузовые терминалы. Независимо от ваших потребностей в грузоподъемных работах, мы стремимся предоставить вам специализированное грузоподъемное оборудование и услуги, повышающие стоимость и эффективность бизнеса</p>
<p>Заключительная часть</p>	<p>В результате занятия мы ознакомились с техническими характеристиками и особенностями модернизированной грузовой тележки финской фирмы и определили все особенности конструкции.</p>

Вывод: В методической части дипломного проекта разработан учебный план курса целевого обучения для ремонтного персонала предприятия ООО «Уральские локомотивы» которые работают в отделе главного механика на участке по ремонту и обслуживанию кранового оборудования. Также был разработан план-конспект одного занятия.

7. Демонтаж монтаж грузовой тележки

Для того чтобы произвести монтаж новой грузовой тележки нам нужно демонтировать старую, а так как у нас ограниченная высота цеха по этому у автокрана не хватит вылета стрелы, чтобы снять тележку через верх. Для этого нам придется разполовинить кран по центру концевых балок в монтажных местах. После того как, разполовинили балки, производим строповку тележки и приподнимаем ее. После того как, мы ее приподняли откатываем одну из балок монтажными лебедками после этого производим спуск тележки вниз.

Монтаж производится, в обратном порядке при этом соблюдается техника безопасности. Работы выполняются по согласованному плану производства работ, а так же по нарядам допускам.

По завершению монтажа и проведению пуско-наладочных работ проводятся испытания мостового крана. В соответствии с действующими ФНП"[19] производится испытание крана грузом превышающим на 25 процентов паспортную грузоподъемность (статические испытания, без движения). Помимо этого кран подвергается динамическим испытаниям, подъем груза превышающего паспортную грузоподъемность крана на 10 процентов в движении (проверяются тормоза и другие механизмы).

Только после успешно проведенных испытаний монтаж мостового крана можно считать окончанным.

После того как, все работы выполнены на 100 процентов мы обязаны будем в десяти дневный срок направить письмо в органы Ростехнадзора с просьбой провести процедуру о пуске крана в производство с участием инспектора Ростехнадзора, и предоставить всю необходимую документацию на кран, только после этого мы можем эксплуатировать наш модернизированный кран.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

8. Технико-экономическое обоснование проекта

Целью настоящего проекта является повышение грузоподъемности путем замены существующей тележки на грузоподъемную тележку финской фирмы «KONECRANES» грузоподъемностью 100т..

Рассмотрим варианты по выполнению данной задачи, исходя из того, что мы имеем возможность либо установить новый мостовой кран, либо заменить существующую тележку на грузоподъемную тележку фирмы "KONECRANES" грузоподъемностью 100т. Как рабочий вариант работы двумя кранами не учитываем.

Рассмотрим два варианта, когда в пролете можно установить новый мостовой кран и замена тележки на новую лебедку фирмы «KONECRANES» с грузоподъемностью до 100 т. Определим годовые эксплуатационные расходы, но следует иметь в виду, что некоторые затраты по модернизированному и не модернизированному кранам могут остаться без изменения, а затраты на электроэнергию при увеличении производительности крана после модернизации или замены - возрасти. Однако затраты на ремонт сократятся.

Годовой сравнительный экономический эффект различных вариантов модернизации следует оценивать путем сравнения с не модернизированным краном, в том числе и с другими способами решения задачи. Для этого нужно составить таблицу, в которой отразить для не модернизированного крана, а также вариантов модернизации эксплуатационные показатели, после чего выбрать наилучший вариант.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8.1. Затраты на проектирование

$З_{контр} = T_{мес} \cdot O \cdot K_{пр} \cdot K_{пояс.к-т} \cdot K_{соц.взносы} = 3 \cdot 20000 \cdot 1,2 \cdot 1,15 \cdot 1,3 = 107640$
руб

где $T_{мес}$ – продолжительность производства чертежей.

O – оклад (16000 ÷ 20 000 руб).

8.2. Затраты на покупку

Таблица 5- Затраты на покупку.

№ п/п	Наименование	Количество, шт.	Цена за ед., руб	Сумма затрат, руб
1	Тележка фирмы "KONECRANES"	1	11300000	11300000
2	Кран фирмы «KONECRANES»	1	13200000	13200000

Затраты на демонтаж старой тележки составляет 10% и равны 278 000 руб.

Затраты на монтаж лебедки составляет 15% и равны 1695000 руб.

Затраты на демонтаж старого крана составляет 10% и равны 350000руб.

Затраты на монтаж крана составляет 15% и равны 1980000руб.

8.3. Единовременные затраты

$Кед = \text{проектирование} + \text{цена} + \text{транспорт (10÷15\%)} + \text{демонтаж(10÷ 15\%)} + \text{монтаж (10÷15\%)}$

Итого:

Лебедка фирмы "KONECRANES":

$Кед1 = 107640 + 11300000 + 1130000 + 278\ 000 + 1695000 = 14510640$ руб

Кран фирмы "KONECRANES:

$Кед2 = 13200000 + 1320000 + 350000 + 1980000 = 16850000$ руб.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

8.4. Эксплуатационные затраты

Затраты на амортизацию:

$$C'_a = \frac{Ц'_{б.т.о.} \cdot H'_a}{100} = \frac{11300000 \cdot 10}{100} = 1130000 \text{ руб}$$

$$C''_a = \frac{Ц''_{б.т.о.} \cdot H''_a}{100} = \frac{13200000 \cdot 10}{100} = 1320000 \text{ руб}$$

$Ц'_{б.т.о.}, Ц''_{б.т.о.}$ – балансовая стоимость единицы.

H'_a, H''_a – годовая норма амортизационных отчислений на восстановление оборудования, %.

Затраты на ремонт и техническое обслуживание:

$$C'_{РиТО} = 0,6 \cdot C'_a = 0,6 \cdot 1130000 = 678000 \text{ руб}$$

$$C''_{РиТО} = 0,6 \cdot C''_a = 0,6 \cdot 1320000 = 792000 \text{ руб}$$

Затраты на силовую электроэнергию, из расчета цены за кВт 3,5 руб.:

$$C'_э = N'_y \cdot k'_N \cdot k'_{ep} \cdot k'_w \cdot Ц'_э \cdot \Phi'_д = \\ = 13 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 1,04 \cdot 3,5 \cdot 3600 = 81768,96 \text{ руб}$$

$$C''_э = N''_y \cdot k''_N \cdot k''_{ep} \cdot k''_w \cdot Ц''_э \cdot \Phi''_д = \\ = 15 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 1,04 \cdot 3,5 \cdot 3600 = 94348,8 \text{ руб.}$$

где N'_y, N''_y – установленные мощности главного электродвигателя, кВт.

k'_N, k''_N – средние коэффициенты загрузки электродвигателя по мощности (0,8).

$k'_{вр}, k''_{вр}$ – средние коэффициенты загрузки электродвигателя по времени (0,6÷0,8).

k'_w, k''_w – коэффициенты, учитывающие потери электроэнергии в сети завода (1,04).

Цэ- стоимость 1 кВт · ч (3,5 руб).

$\Phi'_д, \Phi''_д$ – действительный годовой фонд времени работы (3600 ч)

Приведенные затраты по вариантам, руб.:

$$\begin{aligned} Z'_{\text{пр}} &= K'_{\text{ед}} \cdot E_{\text{н}} + \mathcal{E}'_{\text{затр}} = \\ &= 14510640 \cdot 0,5 + 1130000 + 81769 + 678000 = 9145089 \text{ руб} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z''_{\text{пр}} &= K''_{\text{ед}} \cdot E_{\text{н}} + \mathcal{E}''_{\text{затр}} = \\ &= 16850000 \cdot 0,5 + 1320000 + 94349 + 792000 = 10631349 \text{ руб} \end{aligned}$$

$E_{\text{н}}$ – нормативный коэффициент сравнительной экономической эффективности (может быть принят на уровне норматива по данному предприятию, процента за пользование банковским кредитом на уровне 0,5).

8.5. Годовой экономический эффект

$$\mathcal{E}_{\text{г}} = Z_{\text{прив}}^{\text{нов}} - Z_{\text{прив}}^{\text{леб}} = 10631349 - 9145089 = 1486260 \text{ руб}$$

Таким образом получаем в случае выбора лебедки годовой экономический эффект равный 1486260 руб, что показывает экономическую целесообразность и выгоду в замене тележки на лебедку, а не монтажа нового крана с нужной грузоподъемностью.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

9. Безопасность жизнедеятельности

9.1. Введение

На предприятии блок производственных цехов относится к разряду производства с повышенной опасностью, отсюда многообразие и сложность проблем безопасности.

Организация надзора и техника безопасности

При проектировании, изготовлении и эксплуатации грузоподъемных машин особое внимание следует уделять на повышение надёжности и соблюдения техники безопасности.

Безопасность труда при подъёме и перемещении грузов в значительной степени зависит от конструктивных особенностей подъёмно-транспортных машин и соответствия их согласно ФНИП [19].

На мостовом электрическом кране следует ограждать все движущиеся и вращающиеся части механизмов. Важную роль во время работы играют устройства безопасности, предназначенные для обеспечения своевременной остановки механизмов и появления аварийных нагрузок.

Задачей технической эксплуатации крана является: создание расчётных условий работы крана и отдельных его механизмов, следить за исправным состоянием механизмов, аппаратов и деталей, тем самым обеспечить безопасные условия труда для обслуживающего персонала.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

9.2. Безопасность труда по ГОСТ 12.0.003-74

9.2.1. Идентификация опасных и вредных факторов

К опасным механическим воздействиям в промышленности на организм человека, относят:

- движущиеся машины и механизмы; подвижные части производственного оборудования; передвигающиеся изделия, заготовки, материалы; разрушающиеся конструкции; повышенная запыленность воздуха рабочей зоны; острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхности заготовок, инструмента и оборудования; расположение рабочего места на значительной высоте относительно поверхности земли (пола) и др.

Основным нормативным документом для конструкторов, технологов, организаторов производства по созданию безопасного производственного оборудования и технологических процессов являются стандарты ССБТ.

Технические мероприятия по травмобезопасности оператора крана:

- наличие на лестницах, площадках крана перил,
- вращающиеся части механизмов защищены кожухами,
- наличие заземления и зануления,
- отсутствие открытых участков проводов и т.д.

Организационные мероприятия по травмобезопасности оператора крана:

- проходит инструктаж по ТБ,
- оператор крана должен работать в спец. одежде,
- при обслуживании крана, его механизмов, на высоте необходимо использовать страховочную привязь, съемную анкерную линию и т.д

9.3.2 Электробезопасность

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

9.3.2 Электробезопасность

Класс опасности по поражению электротоком.

Обеспечение электробезопасности техническими способами и средствами

Для обеспечения защиты от случайного прикосновения к токоведущим частям необходимо применять следующие средства защиты:

- защитные оболочки проводов;
- защитные ограждения (временные или стационарные);
- изоляция токоведущих частей (основная, дополнительная, усиленная, двойная);
- изоляция рабочего места;
- малое напряжение для собственных нужд в кабине крана;
- защитное отключение;
- электрическое разделение;
- предупредительная сигнализация, блокировки, знаки безопасности.
- диалектрический коврик

Для обеспечения защиты от поражения электрическим током при прикосновении к металлическим нетоковедущим частям, которые могут оказаться под напряжением в результате повреждения изоляции, применяют следующие способы:

- защитное заземление электрооборудования;
- зануление электроприборов.
- систему защитных проводов;
- аварийное отключение приводов;
- изоляцию нетоковедущих частей;
- электрическое разделение сети;
- простое и защитное разделения цепей;
- малое напряжение;
- контроль изоляции;

- электроизоляционные средства;
- средства индивидуальной защиты.

Технические способы и средства применяют отдельно или в сочетании друг с другом так, чтобы обеспечивалась оптимальная защита при нормальном функционировании электроустановок и при возникновении аварийных ситуаций.

Сопротивление заземляющего контура, сопротивление изоляции

Считается достаточным, если части подлежащие заземлению или занулению, присоединены к металлическим конструкциям крана, при этом должна быть обеспечена непрерывность электрической цепи металлических конструкций. Если электрооборудование крана установлено на его заземлённых металлических конструкциях и на опорных предусмотрены зачищенные и не покрашенные места для обеспечения электрического контакта, то дополнительного заземления не требуется. Все подкрановые пути должны быть заземлены, рельсы между собой и к подкрановым балкам

Расчёт заземляющего устройства

Определим сопротивление заземления, Ом:

$$R_z = \frac{U_p}{I_{\text{расч}}} \quad (167)$$

где U_p - расчётное напряжение, В

$$U_p = 125$$

$I_{\text{расч}}$ - расчётный ток, А

$$I_{\text{расч}} = \frac{U \cdot (35 \cdot l_k)}{350} \quad (168)$$

где l_k - длина кабельной линии, км

$$I_{\text{расч}} = \frac{6 \cdot (35 \cdot 1,2)}{350} = 0,72$$

$$R_3 = \frac{125}{0,72} = 173,6$$

Определим сопротивление искусственных заземлителей с учётом естественных, Ом

$$R_n = R_3 = 173,6$$

$$R_n \leq 4$$

принимаем

$$R_n = R_3 = 4 \text{ Ом}$$

9.3.3. Анализ условий труда

9.3.3.1. Тяжесть и напряженность труда

Тяжесть труда характеризуется физической динамической нагрузкой, массой поднимаемого и перемещаемого груза, в течение рабочей смены.

По показателям тяжести трудового процесса различают следующие классы условий труда:

Оптимальный (легкая физическая нагрузка)

Допустимый (средняя физическая нагрузка)

Вредный (тяжелый труд 1-й и 2-й степеней).

По показателям напряженности трудового процесса различают следующие классы условий труда:

Оптимальный (напряженность труда легкой степени, требующая затрат энергии до 174,1 Дж/с).

Допустимый (напряженность труда средней степени — от 174,1 до 290,5 Дж/с).

Вредный (напряженность труда 1-й и 2-й степеней — более 290,5 Дж/с).

По тяжести и напряженности труда оператор крана и ремонтный персонал относится ко второй группе, т.е. средняя физическая нагрузка. Допустимые условия труда (2 класс) такими: уровнями характеризуются факторы среды и трудового процесса, которые не превышают установленных нормативов для рабочих мест, а изменения функционального состояния организма, восста-

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

навливаются во время отдыха или к началу следующей смены и не должны оказывать неблагоприятного действия в ближайшем и отдаленном периоде на состояние здоровья работающих. Допустимые условия труда условно относят к безопасным

9.3.3.2. Состояние воздушной среды, вентиляции

Температура, °С факт/норм	-	15-22/16-27
Относительная влажность % факт/норм	-	15-75/15-75
Скорость воздуха, м/с факт/норм	-	0,2-0,4/0,20,5
Концентрация вредного вещества, мг/м ³ факт/норм	-	1,4/0,5

9.3.3.3. Микроклимат

Теплоизлучение, Вт/м ² факт/норм	-	110/140
Освещение, ЛК факт/норм	-	300/200
Наименование вредного вещества на рабочем месте	-	Пыль,загазованность воздуха в цехе

Измеренные параметры соответствуют требованиям СанПиН, условия труда по показателям микроклимата характеризуются как допустимые (2 класс)

9.3.3.4. Шум, вибрация

Одним из негативных факторов производственной среды является *вибрация*. На промышленных предприятиях применяется в эксплуатации большое количество машин и агрегатов, многие из которых создают вибрацию в процессе работы, неблагоприятно воздействующую на человека.

Общие средства защиты рук от вибрации регламентируется на оператора не менее 1 дБ (в 1,12 раза), но не более 12 дБ (в 4 раза)

ГОСТ 12.04.002-97 [3].

Локальной вибрации подвергаются главным образом люди, работающие с ручным механизированным инструментом. Локальная вибрация вызывает спазмы сосудов кисти, предплечий, нарушая снабжение конечностей кровью.

Общую вибрацию 2 категории - транспортно-технологическую вибрацию, воздействующую на человека на рабочих местах машин, перемещающихся по специально подготовленным поверхностям производственных помещений, промышленных площадок.

Как при проектировании производственного оборудования, так и при его установке практически всегда требуется применение средств виброзащиты.

В направлении распространения вибрацию снижают, используя дополнительные устройства – виброгасящие и виброизоляционные.

Методы и средства борьбы с шумом принято подразделять на:

- методы снижения шума в источнике его образования – конструктивные изменения источника;
- методы снижения шума на пути его распространения – изоляция источника шума;
- средства индивидуальной защиты – средства индивидуальной защиты.

9.3.3.5. Производственное освещение

По параметрам освещенности по СНиП 23–05–95 [4] 200 Лк, зрительная работа - 6 разряд характеризуется, как глубокая при этой работе коэффициент пульсации $K_p=20\%$, показатель ослепленности $P=40$,

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Коэффициент естественного освещения при комбинированном освещении $E_n=3\%$, при боковом освещении $E_n=1\%$, при верхнем освещении $E_n=1,8\%$, при комбинированном боковом освещении $E_n=0,6\%$.

Естественное освещение нельзя количественно задавать величиной освещенности, так как естественное освещение характеризуется тем, что создаваемая освещенность изменяется в чрезвычайно широких пределах.

Естественное и искусственное освещение в помещениях регламентируется нормами СНиП 23-05-95 [4] в зависимости от характера зрительной работы, системы и вида освещения, фона, контраста объекта с фоном.

Естественное освещение может быть боковым (оконные проёмы расположены в наружных стенах), верхним (световые проёмы расположены в крыше) и совмещёнными (сочетание бокового и верхнего).

Искусственное освещение делится на общее, местное и комбинированное.

Расчет искусственной освещенности.

Рабочая площадка по длине 25 м, ширине 25 м. Необходимое число светильников определяется по формуле:

$$N = E_{\text{ср}} \cdot S \cdot K / (Y \cdot \Phi_{\text{л}}), \quad (169)$$

где N – необходимое число прожекторов, шт

$E_{\text{ср}}$ – средняя нормируемая освещенность, 75 ЛК

S – площадь освещенной территории, м^2

K – коэффициент запаса (2,5 по СНиП 23-05-95)

Y – коэффициент использования прожекторов

$\Phi_{\text{л}}$ – световой поток всех ламп на открытом воздухе, Лм (по ГОСТ 2239-79 выбираем прожекторы ГО 24-1000-001 с лапами типа ДРЛ (1000), напряжением 200В, мощность 1000Вт, со световым потоком 16100Лм)

Определяем индекс участка по формуле:

$$I = S / (A + B), \quad (170)$$

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

где I – индекс площадки,

S – площадь помещения, м²

A, B – длина, ширина, высота установки прожекторов

$$I=625/(25+25)=1,5$$

При индексе помещения 1,5 – коэффициент использования светильников равен – 1,19 (ГОСТ 12.1.046-85 - НОРМЫ ОСВЕЩЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ ПЛОЩАДОК)

$$N = \frac{75 \times 625 \times 2,5}{1,19 \times 16100} = 6 \text{ прожекторов}$$

Система вентиляции

Контроль за состоянием воздуха рабочей зоны производственных помещений должен производиться в соответствии с требованиями

(ГОСТ 12.1.005-88) [5].

В результате производственной деятельности в воздушную среду могут поступать различные вредные вещества в виде паров, газов, пыли. Все вредные вещества по характеру воздействия на человека можно разделить на две группы: токсичные и нетоксичные.

9.3.3.6. Электромагнитные поля

Излучение электромагнитное подразделяется на:

- радиоволны (начиная со сверхдлинных),
- инфракрасное излучение,
- видимый свет,
- ультрафиолетовое излучение,

- жесткое рентгеновское излучение (гамма-излучение). В кабине крана могут присутствовать такие как: инфракрасное излучение от обогревательных приборов которые находятся в цехе, так же рентгеновское излучение, в пролете где расположено здание рентгеноскопии.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

9.3.4. Пожарная безопасность

Пожарная безопасность на участке обеспечивается в соответствии с инструкциями по технике безопасности ПБ-450, ПБ-100

Возгорание на рабочем месте может произойти из-за короткого замыкания проводки.

Чтобы избежать пожарной ситуации необходимо соблюдать все правила пожарной безопасности:

- при ремонте полностью обесточивать оборудование;
- для освещения мест ремонта не применять открытого огня, а использовать переносные лампы;
- не допускать в работу неисправное электрооборудование, перед включением автомата и сервисных устройств в электрическую сеть необходимо убедиться в исправности токоведущих кабелей;
- не оставлять без присмотра работающее электрооборудование.

На мостовом кране должны быть следующие средства пожаротушения: огнетушитель ОУ2.

3. Пожар

Человеческие жертвы, выход оборудования из строя. Термическое воздействия и отравление людей продуктами горения.

При возгорании крана или кранового оборудования, крановщику – немедленно покинуть кран, и сообщить о возгорании.

Мероприятия для предотвращения ЧС:

- проводятся инструктажи, по мерам предотвращения при ЧС,
- проверяется наличие средств пожаротушения,
- проводятся учения, с привлечением сил МЧС,
- проводится проверка средств оповещения населения и работников

предприятия. Мероприятия по ликвидации ЧС:

- на предприятии для ликвидации ЧС есть в наличие средства пожаротушения, СИЗ, средства необходимые для оказания первой до врачебной медицинской помощи.

- проводятся учения, где отрабатывается взаимосвязь подразделений, сотрудников предприятия, отрабатываются действия по ликвидации ЧС.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

10. Природопользование и охрана окружающей среды

К потенциально опасным факторам можно отнести утечку или разлив смазочных материалов, применяемых при эксплуатации крана. Для редукторов применяют смазочные материалы по ГОСТ 23652-79 [6],

ГОСТ 10541-78 [7], ГОСТ 20799-75 [8], трансмиссионные, моторные и индустриальные масла.

В ходе эксплуатации грузоподъемных механизмов необходимо следить за отсутствием утечки смазочных материалов, так как они могут нанести вред окружающей среде.

Отработанные смазочные материалы необходимо заменять, а затем утилизировать в соответствии с действующими нормами и правилами утилизации отработанных смазочных материалов.

Мероприятия, направленные на защиту окружающей среды

На случай аварийной утечки смазочных материалов к природоохранным мероприятиям в ремонтном цехе относятся очистные сооружения ливневых стоков.

В составе комплекса очистки входят регулирующая ёмкость и блочные очистные сооружения.

Регулирующая ёмкость предусматривается на приём через разделительную камеру пиковых расходов дождевого стока с последующей подачей стока на очистку после прекращения или уменьшения притока.

Очистные сооружения представляют собой единый подземный блок, изготовленный из металла с антикоррозийным покрытием. Очистные сооружения имеют сертификат соответствия, выданный Госстандартом Российской Федерации. Очистные сооружения состоят из отстойника – маслоотделителя с тонкослойными элементами, коалисциатора и блока доочистки.

В отстойнике – маслоотделителе происходит отделение взвешенных веществ и нефтепродуктов из сточных вод. Нефтепродукты после отделения от

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

водной фазы всплывают на поверхность стоков и накапливаются. Частицы взвешенных веществ осаждаются на дно. На коагисциаторе происходит дополнительное отделение нефтепродуктов и взвешенных веществ. Доочистка стоков осуществляется на фильтре, в котором в качестве фильтрующей загрузки используется сорбент растительного происхождения, имеющий высокую сорбционную ёмкость.

Остаточное содержание в сточных водах нефтепродуктов и взвешенных после очистки составит:

- взвешенные вещества – 2 мг/л;
- нефтепродукты – 0,05 мг/л.

Мероприятия по сбору и утилизации твёрдых отходов.

На территории цеха установлены специальные контейнеры для сбора твёрдых отходов. Твёрдые отходы подразделяются на: бытовые и производственные. Соответственно предусмотрены баки для бытовых отходов (бумага, пластик, стекло, остатки пищи и др.) и для производственных (металл, стружка металлическая и алюминиевая, остатки строительного мусора и др.). Утилизация отходов так же происходит по-разному. Бытовые отходы отвозятся на свалку, либо на приёмочные пункты, где в свою очередь происходит сортировка и дальнейшая переработка отходов. Производственные отходы отвозятся на специальные полигоны, либо на пункты приёма, где сортируются для дальнейшей переработки. Так же предусмотрены специальные баки для утилизации легковоспламеняющихся отходов (промасленной ветоши, испорченной спецодежды, тары из-под лакокрасочных материалов и др.). Данные отходы отвозятся на специальные полигоны для уничтожения либо сжигаются в специальных печах.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

Заключение

Целью данной работы являлась модернизация мостового крана КМ 80/20т. путем замены существующей тележки на грузоподъемную тележку финской фирмы с увеличением грузоподъемности до 100т, кран установлен в блоке производственных цехов в ООО «Уральские локомотивы»

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи связанные с расчетом:

- металлоконструкции крана;
- механизма подъема;
- механизма передвижения грузовой тележки;
- механизма передвижения крана;
- также были проведены проверочные расчеты.

- были затронуты вопросы экономики, экологии и безопасности жизнедеятельности.

- а так же еще был рассмотрен немало важный вопрос по демонтажу и монтажу грузовой тележки.

Объектом модернизации послужило технологическое изменение в производственном цикле. Наш действующий кран не мог выполнить заданные цели в полном объеме, почему и возникла потребность в увеличении грузоподъемности до 100 тонн

После того как мы решили все выше изложенные задачи по увеличению грузоподъемности, наш модернизированный кран будет использован в производственном процессе, в сборочном цехе кузовов электровоза и соответствовать всем пунктам Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности на опасных производственных объектах.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

Список использованных источников

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов.- М.:Из-во МГТУ им.Н.Э.Баумана - Высшая школа,2000.-552 с.
2. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов, - М. Машиностроение, 1989.
3. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций: Учеб. пособие для техн. вузов. - М. Машиностроение, 1976.
4. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов/Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. -М. Машиностроение, 1986.
5. Колесник Н.П. Расчеты строительных кранов. - Киев: вища школа, 1985.
6. Кукин П.П. Лапин Л.Л. Подгорных Е.А. Пономарев Н.Л. Сердюк Н. И. Безопасность жизнедеятельности (охрана труда).М.Высшая шк., 1999, 323 с.
7. Курсовое проектирование грузоподъемных машин: Учеб. Пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов/Казак С.А., Дусье В.Е., кузнецов Е.С. и др.; Под ред. С.А. Казака. - М.: Высш. Школа, 1989.
8. Марин А.Г. Машинист гидравлического автомобильного крана: учеб. пособие – Москва: Издательский центр «Академия», 2007.- 96с.
9. Олейников В.П. Машинист крана автомобильного: учеб. Пособие для нач. проф. образования, - Москва: Издательский центр «Академия», 2008.- 320с.
10. Петухов П.З., Ксюнин Г.П., Серлин Л.Г. Специальные краны: Учеб. пособие для машиностроительных вузов по специальности "Подъемно-транспортные машины и оборудование". - М. Машиностроение , 1985.
11. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций: Учеб. пособие для студентов вузов / Александров М.П., Решетов Д.Н., Байков В.А. и

др. - М.Машиностроение, 1987.

12. Поляков В.И., Епифанов С.П. Пневмоколесные и гусеничные краны: Учебник для ПТУ. -М. :Высш. школа, 1990.

13. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов.-М. Металлургия, 1983.

14. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. -М. :Изд-во НПО ОБТ, 1993.

15. Расчеты грузовых характеристик и устойчивости стреловых самоходных кранов на ЭВМ: Методические указания по работе с программой для ЭВМ. - Владивосток: Изд-во ДВЕТУ, 1995.

16. Справочник по кранам: В 2 т. Т.1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций. - М. Машиностроение, 1988.

17. Справочник по кранам: В 2 т. Т.2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов. - М. Машиностроение, 1988.

18. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» Москва, ПИО ОБТ, 2013 г.

19. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» Москва, ПИО ОБТ, 2013 г.

20. ГОСТ 12.04.002-97 ССБТ «Средства индивидуальной защиты рук от вибрации. Технические требования и методы испытаний» М.: ИПК Изд-во стандартов, 203.

21. СНиП 23-05-95 - «Естественное и искусственное освещение» М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 2003.

22. ГОСТ 12.1.005-88 – «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000.

					ДП 44.03.04.717 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

23. ГОСТ 23652-79 – «Масла трансмиссионные» М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000.
24. ГОСТ 10541-78 - «Масла моторные универсальные и для автомобильных карбюраторных двигателей» М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000.
25. ГОСТ 20799-75 – «Масла промышленные общего назначения. Технические условия» М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000.
26. СНиП 2.01.01-82 - «Строительные климатология и кондиционирование» М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 2003.
27. СНиП 2.04.05-91 - «Отопление, вентиляция и кондиционирование» М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 2003.
28. СНиП 2.01.02-85. Противопожарные нормы. М.: Госстрой СССР, 1991.
29. СП 2.2.1.1312-03. Гигиенические требования к проектированию вновь строящихся и реконструируемых промышленных предприятий // Российская газета. 2003. №119/1. 20 июня.
30. СП 2.6.1.758-99. Нормы радиационной безопасности (НРБ-99). М.: Департамент Госсанэпиднадзора России, 1999.
31. СП 2.6.1.799-99. Основные санитарные правила обеспечения радиационной безопасности (ОСПОРБ-99). М.: Минздрав России, 2000.
32. ГОСТ 12.4.124-83. ССБТ. Средства защиты от статического электричества. Общие требования безопасности. М.: Изд-во стандартов, 1986.
33. ГОСТ 12.4.011-88. ССБТ. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2001.
34. СНиП 2.09.04-88. Административные и бытовые здания. М.: ГУП ЦПП, 2001.
35. СанПиН 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. М.: ФГУП ЦПП, 2003.

Приложение
Таблица 6 – Графические изображения

Наименование		Шифр	Формат	Кол-во
1	Мостовой кран	ДП 44.03.04.717	A1	1
2	Балка пролётная	ДП 44.03.04.717	A1	1
3	Тележка до модернизации	ДП 44.03.04.717	A1	1
4	Тележка после модернизации	ДП 44.03.04.717	A1	1
5	Механизм передвижения крана	ДП 44.03.04.717	A	1

6	Плакат. Монтаж.	ДП 44.03.04.717	A	1
7	Плакат. Основные расчётные параметры механизма подъёма	ДП 44.03.04.717	A1	1
8	Плакат. Общая схема определения давления на колесо.	ДП 44.03.04.717	A1	1