

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И. Сатпаева

Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева
Кафедра «Транспортная техника»

Тайсуганова С.Р.

Проектирование мобильного крана-манипулятора для погрузки сыпучих
грузов

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

Специальность 5В071300 – «Транспорт, транспортная техника и
технологии»

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ ЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И. Сатпаева
Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева
Кафедра «Транспортная техника»

ДОПУШЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой ТТ,
доктор техн. наук, профессор
 С.А. Машеков
« 20 » 05 2019 г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

на тему: «Проектирование мобильного крана-манипулятора для погрузки сыпучих грузов»

по специальности 5В071300 -«Транспорт, транспортная техника и технологии»

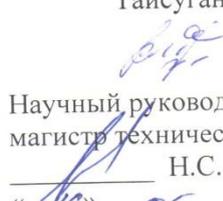
Выполнил

Тайсуганова С.Р.

Рецензент
Директор ТОО
«Достык Экспресс»

«Алматы-

 Т.С. Бекетов
« 16 » 05 2019 г.


Научный руководитель
магистр технических наук
Н.С. Камзанов
« 16 » 05 2019 г.

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И. Сатпаева

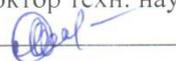
Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева

Кафедра «Транспортная техника»

5B071300 - Транспорт, транспортная техника и технологии

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой ТТ,
доктор техн. наук, профессор

 С.А. Машеков

« 23 » 11 2018 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся *Тайсуганова Сабина Руслановна*

Тема: *Проектирование мобильного крана-манипулятора для погрузки сыпучих грузов*

Утверждена приказом руководителя №1252-б от «06». 11. 2018г.
университета

Срок сдачи законченной работы *«16» май 2019 г.*

Исходные данные к дипломной работе: *Существующие конструкции мобильных кранов-манипуляторов для погрузки сыпучих грузов*

Краткое содержание дипломной работы:

- а) *Аналитический обзор по теме работы*
- б) *Выбор и обоснование проектно-конструкторских решений, принятых в работе*
- в) *Описание технологии, предлагаемые в работе*

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. Патентный поиск – 1 лист; 2. Общий вид – 1 лист; 3. Сборочный чертеж и гидравлическая схема – 4 листа; 4. Технологическая карта – 1 лист; 5. Детализовка – 1 лист.

Рекомендуемая основная литература: *из 11 наименований*

ГРАФИК
подготовки дипломной работы (проекта)

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю и консультантам	Примечание
Общая часть		
Специальная часть		

Подписи
консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу (проект) с указанием относящихся к ним разделов работы (проекта)

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Общая часть	Н.С. Камзанов, магистр технических наук	22.03.15	
Специальная часть	Н.С. Камзанов, магистр технических наук	30.04.15	
Нормоконтроль	Р.А.Козбагаров, кандидат технических наук, доцент	16.05.15	

Научный руководитель  Н.С. Камзанов

Задание принял к исполнению обучающийся  С.П. Тайсуганова

Дата « 20 » 11 2018 г.

АННОТАЦИЯ

Выпускная работа на тему «Проектирование мобильного крана-манипулятора для погрузки сыпучих грузов» представляется для итоговой аттестации автора и присвоения академической степени бакалавра транспорта.

В выпускной работе приведены общие сведения, классификация и обзор существующих моделей манипулятора, особенности использования их различных условиях. На основе анализа приведенных материалов предложена конструкция мобильного крана-манипулятора для погрузки сыпучих грузов.

Проведены необходимые расчеты для определения работоспособности оборудования.

Пояснительная записка изложена на 51 страницах, графическая часть содержит 7 листов формата А1.

АНДАТПА

Дипломдық жұмыс «Сусымалы жүктерді тиеу үшін мобильді кран-манипуляторды жобалау» тақырыбы бойынша автордың қорытынды аттестациясына және көлік саласындағы бакалавриаттың академиялық тағайындалуына ұсынылады.

Қорытынды жұмыста жалпы ақпарат бар, кішігірім манипулятордың қолданыстағы модельдерін классификациялау және шолу, қысқы уақытта пайдалану ерекшеліктері сипатталған. Ұсынылған материалдарды талдау негізінде сусымалы жүктерді тиеу үшін мобильді кран-манипуляторды жобалау ұсынылды.

Жабдықтың жұмысының тиімділігін анықтау үшін қажетті есептер жасалды.

Түсіндірме жазбасы 51 бетте сипатталған, графикалық бөлігінде А1 форматындағы 7 парақ бар.

ABSTRACT

The final work on the topic “Designing a mobile crane-manipulator for loading bulk cargo” is submitted for the final certification of the author and assignment of an academic degree to the bachelor of transport.

The final paper presents general information, classification and review of existing models of the manipulator, features of using their various conditions. Based on the analysis of the materials, a design of a mobile crane-manipulator for loading bulk cargo is proposed.

Conducted the necessary calculations to determine the performance of the equipment.

The explanatory note is presented on 51 pages, the graphic part contains 7 sheets of A1 format.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	9
1	Общая часть	10
1.1	Назначение и область применения	10
2	Основная часть	11
2.1	Обоснование параметров крана – манипулятора	11
2.2	Портал самоходный	11
2.3	Верхнее поворотное строение	16
3	Выбор сечений и определение веса несущих узлов металлоконструкции верхнего поворотного строения	18
3.1	Телескопируемая секция гуська	18
3.2	Наружная секция гуська	19
3.3	Телескопируемая секция стрелы	21
3.4	Наружная секция стрелы до опорного шарнира	22
3.5	Телескопируемые задние балки	23
4	Расчёт захватных устройств	26
4.1	Подвеска грузовая поворотная	26
4.2	Расчёты на прочность основных грузонесущих узлов захвата гидравлического для крупнотоннажных контейнеров	28
4.3	Расчёт гидроподвесок захвата	32
5	Гидравлический расчёт гидрообъёмной трансмиссии крана-манипулятора	33
5.1	Транспортное передвижение крана-манипулятора	33
5.2	Рабочее передвижение крана	34
6	Расчёт нагрузок на опоры крана	36
6.1	Определение нагрузок на опорные плиты домкратов выносных опор	36
6.2	Определение нагрузок на колёса ходовых тележек и колёса выносных опор при передвижении крана с поднятым грузом	38
6.3	Расчёт металлоконструкции выносной опоры	40
6.4	Расчёт металлоконструкции опоры опорной фермы портала	41
7	Расчёт устойчивости крана-манипулятора	43
7.1	Грузовая устойчивость	43
7.2	Собственная устойчивость крана	47
7.3	Заключение по результатам расчёта устойчивости крана – манипулятора	48
	Выводы	50
	Список использованной литературы	51

ВВЕДЕНИЕ

Целью разработки является создание и освоение производства крана-манипулятора грузоподъемностью $Q=16$ тонн на вылете $L=25$ метр и $Q=10$ тонн на вылете $L=32$ метра для перегрузки песчано-гравийной смеси и для перегрузки штучных грузов. Кран КММ 10/32 разработан для портов, позволяющих повысить коэффициент использования портовой техники за счёт её мобильного перемещения на грузовых участках портов и использования на внепортовых погрузочно-разгрузочных работах и строительно-монтажных работах, в том числе в межнавигационный период.

В составе дипломного проекта также разработаны автоматический универсальный захват для двух типоразмеров крупнотоннажных контейнеров (20 футов), траверс с гидравлическим приводом для перегрузки песчано-гравийной смеси и поворотная грузовая подвеска для захвата крупнотоннажных контейнеров.

На поворотную грузовую подвеску при необходимости могут навешиваться гидравлическая таль, с целью осуществления вертикального подъёма при монтажных операциях на любых вылетах, и другие грузозахватные устройства для перегрузки различных грузов. Перечень грузозахватных устройств может быть расширен при освоении производства кранов-манипуляторов с учётом требований потребителей.

Основной задачей дипломного проекта является расчет металлоконструкции крана

с целью облегчить собственный вес крана и сделать его более пригодным для транспортировки до места использования.

1 Общая часть

1.1 Назначение и область применения

Основным-назначением крана-манипулятора является выполнение погрузочно-разгрузочных работ в речных и морских портах и других предприятиях, связанных с грузовой обработкой судов, вагонов и автотранспорта с различными грузами, а также выполнение складских операций с крупнотоннажными контейнерами, навалочными и тарно-штучными грузами на открытых складах и контейнерных терминалах портов и других предприятий.

Кран-манипулятор может быть также применен на строительных объектах при выполнении строительно-монтажных работ и на судоремонтных заводах.

Кран-манипулятор может устанавливаться на специальном понтоне и использоваться в навигации как плавучий кран на погрузочно-разгрузочных работах и на

подводной добыче песчано-гравийных материалов, а также на гидротехнических работах.

По условиям воздействия климатических факторов внешней среды разработанный кран-манипулятор имеет исполнение "У" по ГОСТ 15150-69 и может, применяться в районах с умеренным климатом при температуре от + 40 град. С до – 40.

2 Основная часть

2.1. Обоснование параметров крана – манипулятора

Особенностями принципиальных требований, которые определили принятие конструктивных решений по крану-манипулятору, явились:

- необходимость обеспечить его мобильность путем складывания крана в транспортное положение с габаритом по высоте до 4,8 м и самомониторинг при приведении крана в рабочее положение;
- обеспечение самоходности, а также возможности буксировки крана по автодорогам с твердым покрытием;
- использование для подъема груза принципа манипулятора без канатной системы подвески;
- применение для механизмов крана-манипулятора гидроприводов, обеспечивающих плавность работы механизмов при их пуске и торможении и минимальные динамические нагрузки.

Основными составными частями крана-манипулятора являются:

- самоходный портал;
- верхнее поворотное строение (со стреловым устройством);
- гидравлическая часть;
- электротехническая часть;
- захватные устройства.

2.2 Портал самоходный

Портал самоходный состоит из:

- | | | |
|--|---|------------|
| – Ферма опорная | - | 2 ед. |
| – Ригель (в сборе с гидродомкратом) | - | 1 ед. |
| – Опора выносная | - | 4ед |
| – Тележка пневмоколесная приводная управляемая ведущая | - | 4ед. |
| – Тележка пневмоколесная холостая ось поддерживающая | - | 2ед. |
| – Гидроцилиндр | - | 4 ед. |
| – Гидроцилиндр поворота выносных опор | - | 4 ед. |
| – Машинное отделение | - | 2 ед. |
| – Кабельный барабан | - | 1 ед. |
| – Стяжка | - | 2 ед. |
| – Ограждения, лестницы, площадки обслуживания | - | 1 комплект |

2.2.1 Опорная ферма

Опорная ферма состоит из двух сварных листовых опор коробчатого сечения, соединенных между собой с помощью болтовых соединений

раскосами. Опоры ферм своими верхними концами шарнирно соединяются с ригелем, который является я верхним замыкающим звеном портала.

Своими нижними концами опорные фермы шарнирно опираются на четыре балансирные приводные пневмоколесные тележки, образуя портал, пролет которого в рабочем положении крана обеспечивает пропуск между опорных ферм вух железнодорожных путей.

Фиксация опорных ферм и неизменяемость геометрии портала в рабочем положении крана обеспечивается четырьмя стягивающими гидроцилиндрами и двумя шарнирно соединяемыми стяжками.

Проушина опорной вставки фермы, к которой шарнирно крепится приводная тележка, имеет возможность поворачиваться вместе с тележкой и фиксироваться для установки на необходимое направление движения портала через каждые 30 град. поворота.

2.2.2 Ригель портала

Ригель портала сварной листовой конструкции, шарнирно опираясь на опоры ферм и на стягивающие гидроцилиндры, образует горизонтальную площадку, на которой приварено опорное кольцо с фланцем для установки на него опорно-поворотного устройства и верхнего поворотного строения крана.

К двум боковым противоположным балкам ригеля снизу приварены проушины для шарнирного крепления стягивающих гидроцилиндров, а по наружным сторонам этих балок - прямоугольные фланцы для крепления к ним холостых пневмоколесных тележек. В центре ригеля его балки и ребра жесткости привариваются к вертикальной трубе, которая образует сквозное отверстие по вертикальной оси ригеля. Нижний выступающий торец трубы заканчивается фланцем, к которому крепится фланец телескопического гидроцилиндра, который проходит через указанное отверстие в ригеле, соответствующее отверстие в поворотной платформе и размещается между опор шарниров качания стрелы.

Телескопический гидроцилиндр предназначен для начального подъема портала из транспортного в рабочее положение до высоты 4,55 м. или для опускания портала с этой высоты в обратном направлении.

Основные параметры гидроцилиндра:

– Тип - телескопический с двумя ступенями подъема, двухстороннего действия;

– Ход телескопа общий, мм - 4550

– Ход телескопа одной ступени, мм - 2750

– Внутренний диаметр цилиндра первой ступени, мм - 400

– Внутренний диаметр цилиндра второй ступени, мм - 330

– Диаметр штока цилиндра второй ступени, мм - 200

– Скорость хода телескопа, м/мин - 1,0

Расчетное давление масла во всех гидроцилиндрах портала принято равным 160кг/см²

2.2.3 Выносная опора

Выносная опора представляет собой сварную листовую балку коробчатого сечения, на которой установлены гидравлический домкрат с опорной плитой и сдвоенные опорные колеса с гидроподвеской.

Балка выносной опоры одним концом крепится с помощью вертикальной оси к опоре фермы портала, а ее поворот в горизонтальной плоскости и фиксация в заданном положении осуществляется с помощью гидроцилиндра.

При выполнении краном грузовых операций он опирается на все четыре гидродомкрата и разгружает пневмоколеса ходовых тележек. Вертикальность оси вращения крана обеспечивается с помощью указанных гидродомкратов и следящей системы.

Опорные колеса включаются в работу во время передвижения крана в рабочем положении без груза и с грузом на минимальном вылете, обеспечивают устойчивость крана и уменьшение нагрузки на пневмоколеса ходовых тележек.

Каждая колесная опора представляет собой два колеса с обрезиненными ободами, установленные на балансирной балке, которая дает возможность качания колес при неровностях поверхности территории. Осью качания служит, ось штока гидроцилиндра гидравлической Подвески колеса, установленная в отверстиях проушин балансирной балки.

Таблица 2.1 – основные параметры гидроцилиндров выносной опоры.

п./п.	Наименование параметра, размерность	Гидроцилиндры	
		гидравлического домкрата	гидроподвески опорных колес
1	Тип	Одноступенчатый двухстороннего действия	
2	Ход поршня, мм	600	350
3	Внутренний диаметр цилиндра, мм	300	130
4	Диаметр штока, мм	160	70
5	Скорость хода поршня, м/с	0,02	0,02

2.3.4. Тележка пневмоколесная приводная (управляемая ведущая)

Приводная тележка представляет собой балансирную балку сварной листовой конструкции, опирающуюся, на две пары приводных колес. Каждое

колесо приводной тележки имеет планетарный редуктор, а вращение каждой пары колес производится от одного гидромотора. Кроме того, каждая пара приводных колес имеет свой привод поворота относительно вертикальной оси, установленный на металлоконструкции балансирующей балки.

2.2.5. Тележка пневмоколесная холостая

Холостая тележка состоит из основной балансирующей балки сварной конструкции, опирающейся на две пары неприводных пневмоколес. Колеса каждой пары, в свою очередь, также соединены между собой балансиром для обеспечения возможности качания колес в поперечном направлении.

Холостая тележка имеет гидроподвеску и крепится болтовым соединением к ригелю портала. При длительных перерывах между переездами крана на новые объекты эксплуатации холостые тележки могут быть сняты и устанавливаться вновь при приведении крана в транспортное положение.

2.2.6. Стягивающие гидроцилиндры

Стягивающие гидроцилиндры предназначены для подъема портала из транспортного положения в рабочее и его опускания в обратном направлении. При передвижении портала в транспортном положении стягивающие гидроцилиндры выполняют роль гидроподвесок приводных пневмоколесных тележек.

Гидроцилиндры смонтированы попарно в плоскостях пролета портала по колее, шарнирно соединяясь с ригелем и противоположно расположенными опорами ферм портала.

Подъем и опускание портала осуществляется за счет стягивающих усилий на штоках гидроцилиндров.

Синхронность работы гидроцилиндров, исключая возможный переко

(наклон) горизонтальной плоскости ригеля, обеспечивает специальный прибор, который в

случае наклона ригеля до предельно допустимого угла (не более 1 град.) дает сигнал на

восстановление горизонтальности ригеля за счет изменения давления рабочей жидкости в

гидроцилиндрах и, соответственно, скорости хода их поршней.

Стягивающие гидроцилиндры снабжены предохранительными клапанами. Включение их в работу, как гидроподвесок, происходит в процессе передвижения крана в транспортном положении при поступлении сигнала об уменьшении вертикальной догрузки на колеса приводных пневмоколесных тележек.

Ниже приводятся основные параметры стягивающего гидроцилиндра.

– Тип – одноступенчатый		
– Ход поршня, мм	-	1350 .
– Внутренний диаметр цилиндра, мм	-	400
– Диаметр штока, мм	-	150
– Скорость хода поршня, м/мин	-	0,14

2.2.7. Гидроцилиндры поворота выносных опор

Гидроцилиндры поворота выносных опор предназначены для поворота выносных опор, шарнирно крепятся к проушинам нижней балки опорной фермы и металлоконструкции выносной опоры. Гидроцилиндры включаются в работу при подготовке портала к его опусканию в транспортное положение или после подъема портала при подготовке крана к работе.

Принятые ход штока и расположение цилиндра на портале обеспечивают поворот выносной опоры на 90 град, и ее фиксацию в заданном положении.

Основные параметры гидроцилиндра:

– Тип - одноступенчатый, двухстороннего действия.		
– Ход поршня, мм	-	700
– Внутренний диаметр цилиндра, мм	-	80
– Диаметр штока, мм	-	40
– Скорость хода поршня, м/с	-	0,06

2.2.8. Машинное отделение

Машинное отделение предназначено для размещения гидростанций, обеспечивающих подачу рабочей жидкости для работы гидромоторов и гидроцилиндров, расположенных на портале, а также для размещения гидро и электроаппаратуры.

Каждое из помещений машинного отделения представляет собой каркас, сваренный из профильного проката, обшитого стальным листом. Одна из стенок отделения имеет раздвижные панели для обеспечения обслуживания оборудования и его охлаждения в жаркую погоду.

В связи с изменением углов наклона опорных ферм портала при переводе его из рабочего положения в транспортное, вертикальность расположения кабины машинного отделения обеспечивается наличием двух шарнирных опор, на которых подвешена кабина. После того, как порталом принято рабочее или транспортное положение, кабина фиксируется жесткими элементами, предотвращающими возможность ее качания на шарнирах.

2.2.9. Кабельный барабан

Кабельный барабан установлен на стене машинного помещения и

рассчитан на намотку 50 м кабеля, что обеспечивает перемещение крана по длине трюма судна. Вращение барабана при наматывании кабеля осуществляется от собственного привода, а сматывание кабеля - под действием натяжения последнего при отключенном приводе.

При передвижении крана в транспортном положении самоходом электропитание крана осуществляется по этому же кабелю, подключенному к передвижной буксируемой электростанции, сопровождающей кран при его перемещении на другой объект работы.

2.2.10. Стяжка портала

Стяжка портала установлена выше железнодорожного габарита и предназначена для страховки фиксации портала в рабочем положении по его колее в случае аварийного отказа замков гидросистемы стягивающих портал гидроцилиндров и для увеличения жесткости портала. В середине пролета стяжка имеет разъемное соединение, разъем которого производится перед укладкой портала в транспортное положение.

2.3 Верхнее поворотное строение

Верхнее строение является частью крана-манипулятора, предназначено для выполнения крановых операций с грузом.

Поворотная платформа устанавливается на опорно-поворотный круг, который крепится к portalу и вращается с помощью установленного на ней механизма поворота за счет зацепления его выходной шестерни с зубчатым венцом опорно-поворотного круга. В центральной части платформы расположены четыре стойки, к которым шарнирно крепится стрела. Между внутренних стоек расположен центральный гидроцилиндр портала. В передней части платформы, слева, консольно расположена кабина управления, выдвигаемая гидроцилиндром вперед для обеспечения обзорности в рабочем положении. Сзади на платформе с двух сторон, по бокам, расположены два машинных отделения, в которых располагаются насосные станции с баками для рабочей жидкости и охладителями, гидро и электрооборудование, необходимое для приведения в действие механизмов верхнего строения, подачи питания на грузозахватный орган. Там же размещается аппаратура системы защиты крана. В центральной части поворотной платформы над гидроцилиндром портала расположен токосъемник, обеспечивающий передачу электроэнергии с портала на верхнее строение. В передней части поворотной платформы, внизу, расположены проушины гидроцилиндров четырехзвенного механизма движения стрелы. Стреловое оборудование крана представляет собой двухзвенную шарнирную конструкцию из коробчатых элементов. Стрела, как и гусек (хобот), является телескопическим узлом и телескопируется своим гидроцилиндром, расположенным внутри конструкции. Стрела в месте

крепления к поворотной платформе имеет двухбалочную конструкцию, каждая балка которой шарнирно опирается на две стойки. В хвостовой части стрелы установлен подвижный противовес, момент от которого назад увеличивается в рабочем состоянии по сравнению с транспортным. Гусек перемещается относительно стрелы шестизвенным механизмом движения гуська с помощью двух гидроцилиндров. Телескопирование стрелы выполняется установочно без груза, телескопирование гуська возможно с грузом при положении гуська, близком к вертикальному. Перемещение противовеса производится в установочном режиме. На конце гуська расположен шарнир, к которому крепится грузозахватный орган.

Поворотное строение установлено на опору роликовую с тремя рядами роликов и внутренним зубчатым зацеплением. Опора предназначена для восприятия момента до 800 тм при вертикальной нагрузке 150 т, что практически совпадает с расчетными значениями для опоры при противовесе 50 т.

Для поворота применены два механизма поворота, расположенные на одном диаметре. Такая конструкция применяется на тяжелых кранах, поскольку позволяет создавать более компактные конструкции, снижать удельное давления в зубчатом зацеплении открытой пары и суммарную радиальную нагрузку на крепления опоры.

Поворотная платформа представляет кольцевую коробчатую раму, конструкция которой обеспечивает жесткость, необходимую для создания благоприятных условий работы опоры. Стойки имеют коробчатую конструкцию и для облегчения их стенки имеют отверстия.А

Кабина управления расположена на консоли, закрепленной на кольце поворотной платформы и выдвигаемой с помощью гидроцилиндра. В кабине должны располагаться аппараты ручного управления крановыми механизмами, механизмами передвижения крана и установки аутригеров.

Стрела представляет собой сварную из листов телескопическую конструкцию. Внутренняя (телескопируемая) секция и наружная секция до ее хвостовой части имеет коробчатое прямоугольное сечение. Внутренняя секция опирается на бронзовые скользуны, установленные на наружной секции. В головной части телескопируемой секции имеется отверстие для крепления гуська (хобота) и тяги механизма движения гуська. Хвостовая часть стрелы представляет собой две телескопические балки. К концам телескопируемых балок прикреплен противовес. Масса противовеса выбрана из условия уравнивания стрелового оборудования относительно опорного шарнира стрелы при полностью выдвинутой стреле, гуське и противовесе и высоте шарнира гуська 2:5 м.

Гусек, как и стрела, является сварной листовой телескопической конструкцией с прямоугольным коробчатым профилем обеих секций, с той же системой телескопирования. В корневой части наружной секции гуська имеются отверстия крепления к стреле и отверстия крепления тяги механизма движения гуська. На головке телескопируемой секции расположен

шарнир, к которому крепится грузозахватный орган.

3. Выбор сечений и определение веса несущих узлов металлоконструкции верхнего поворотного строения

3.1 Телескопируемая секция гуська

Расчётная схема телескопируемой секции гуська приведена на рисунке 3.1.

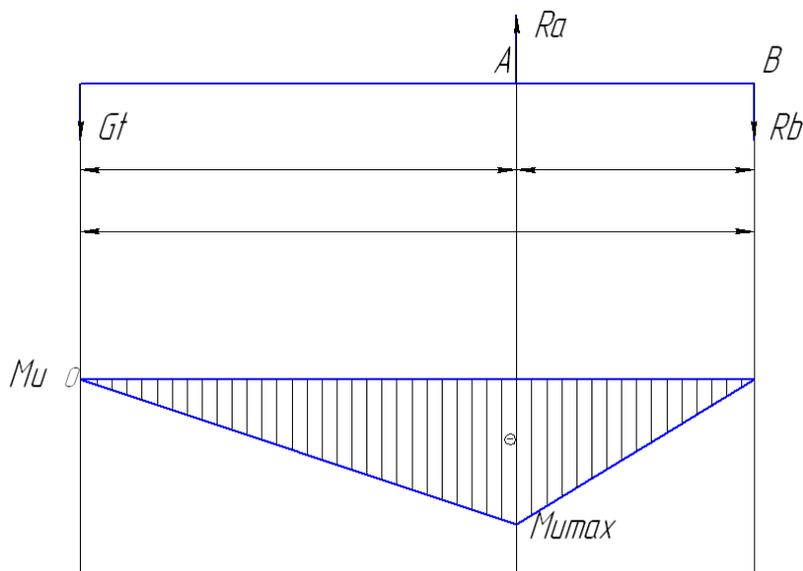


Рисунок 3.1– Расчётная схема телескопируемой секции гуська.

где: $l_1=5300\text{мм}$; $l_2=2500\text{мм}$; $l_3=7800\text{мм}$ – плечи сил

Изгибающий момент M_A кн* м, относительно точки «А» равен:

$$M_{u \max} = Gt * l_1$$

Gt – вес груза;

l_1 –плечо от веса груза до опоры А

Отсюда:

$$M_A = 100 * 5.3 = 530 \text{ кн*м.},$$

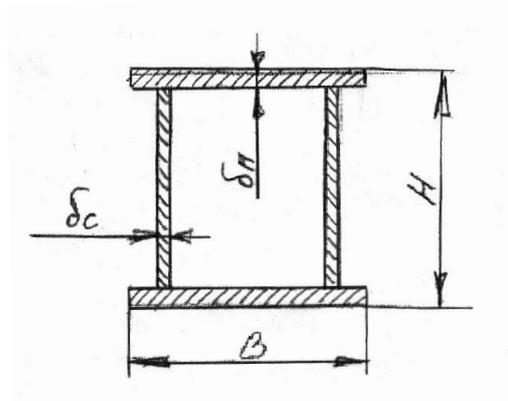


Рисунок 3.2. – Расчётная схема для расчёта металлоконструкции телескопируемой секции гуська

Момент сопротивления коробчатого сечения W см³, равен:

$$W = \frac{H}{3} * (3 * \delta_{п} * B + \delta_{с} * H)$$

где $H=480$ мм;

$B=350$ мм;

$\delta_{п} = 12$ мм;

$\delta_{с} = 6$ мм.

Отсюда:

$$W = \frac{480}{3} * (3 * 12 * 350 + 6 * 480) = 2476800 \text{ мм}^3$$

Коэффициент запаса прочности $K_{зап}$ для стали 10ХСНД принимаем = 1,6

Допустимое напряжение $[\sigma]$, равно:

νR_t – предел текучести стали 10ХСНД = 350 МПа

$$[\sigma] = \frac{K_t}{K_{зап}} = \frac{350}{1,6} = 219 \text{ МПа}$$

Напряжение σ МПа, равно:

$$\sigma = \frac{M_{i \max}}{W} = \frac{530 * 10^7}{2476800} = 214 \text{ МПа} < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

Запас $\Delta\sigma = [\sigma] - \sigma = 219 - 214 = 5$ МПа – запас для восприятия местных напряжений от опирания на скользуны.

Погонный теоретический вес μ т/см, равен:

$$\mu = 2 * \gamma * A$$

где γ – удельный вес металла, $\gamma = 7,85$ г/см³.

$$A = (\delta_n * B + \delta_c * H)$$

Отсюда:

$$\mu = 2 * 7,85 * (12 * 480 + 6 * 350) = 1.11 * 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивный вес секции G_1 т, равен:

$$G_1 = k * \mu * l_3,$$

где k – конструктивный коэффициент, $k = 1,2$.

Отсюда:

$$G_1 = 1.2 * 1.11 * 7800 = 1.03 \text{ т.}$$

3.2 Наружная секция гуська

Расчётная схема наружной секции гуська приведена на рисунке 6.2.

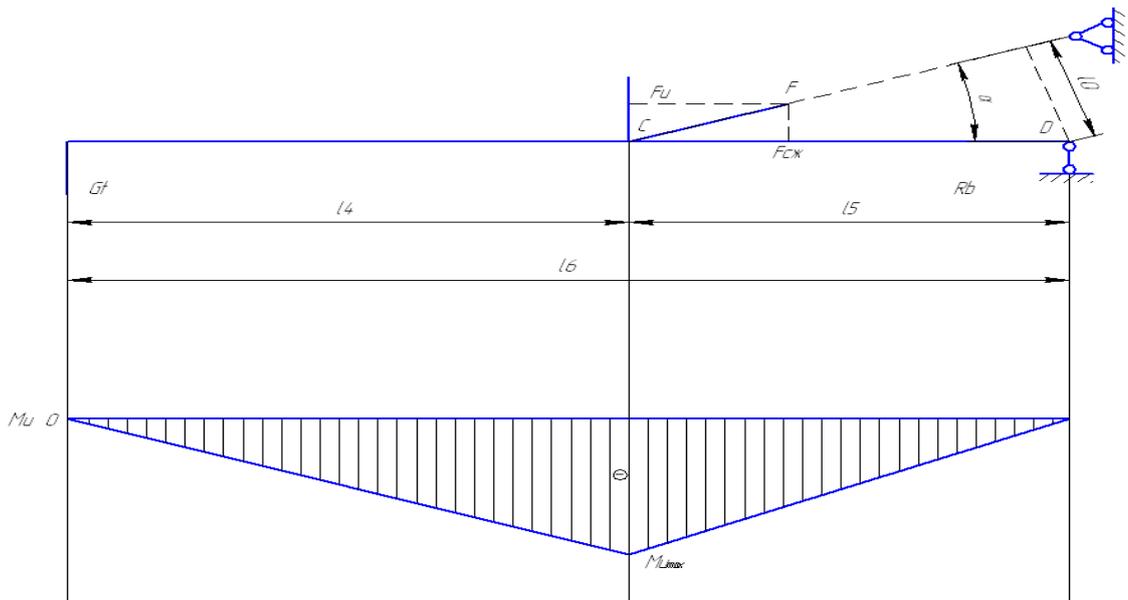


Рисунок 3.3.– Расчётная схема наружной секции гуська.

Где: $l_4=6700\text{мм}$; $l_5=6500\text{мм}$; $l_6=13200\text{мм}$; $l_0=1750\text{мм}$; $Gt=100\text{кН}$; $\alpha=33^\circ$
 $Gt \cdot l_6 = F \cdot l_0$.

Отсюда:

$$F = \frac{Gt \cdot l_6}{l_0} = \frac{100 \cdot 13.2}{1.75} = 754 \text{ кН.}$$

Изгибающий момент $M_{\text{и max}}$ кН*м равен:

$$M_{\text{и max}} = Gt \cdot l_4.$$

Gt – вес груза;

l_4 – плечо от веса груза до опоры А.

Отсюда:

$$M_A = 100 \cdot 6.7 = 670 \text{ кН*м.}$$

Момент сопротивления сечения коробки W см^3 , (рисунок 3.2) с параметрами

$H=500$ мм; $B=380$ мм; $\delta_{\text{п}}=16$ мм; $\delta_{\text{с}}=10$ мм, равен:

$$W = \frac{500}{3} \cdot (3 \cdot 16 \cdot 380 + 10 \cdot 500) = 3873333 \text{ см}^3.$$

Напряжение $\sigma_{\text{и}}$ МПа, равно:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_A}{W} = \frac{670 \cdot 10^6}{3873333} = 173 \text{ Мпа.}$$

Напряжение $\sigma_{\text{сж}}$ МПа, равно:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F \cdot \cos 33^\circ}{A}$$

Где: F- реакция опоры в т.С

A-площадь поперечного сечения секции

$$A = 2(500 * 10 + 380 * 16) = 22160 \text{ мм}^2$$

Напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{сж} = \frac{754 * 10^3 * 0,83}{22160} = 29 \text{ Мпа} .$$

Результирующее напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{рез} = \sigma_{и} + \sigma_{сж} = 173 + 29 = 202 < [\sigma] = 219 \text{ Мпа}.$$

Погонный теоретический вес μ т/см, равен:

$$\mu = k * \mu * A = 2 * 7,85 * 22160 = 1,73 * 10^{-4} \text{ т/мм}.$$

Конструктивный вес секции G2 т, равен:

$$G_2 = 1.2 * 1,73 * 10^{-4} * 7900 = 1,64 \text{ т}.$$

3.3 Телескопируемая секция стрелы

Расчётная схема телескопируемой секции стрелы приведена на рисунке 6.3

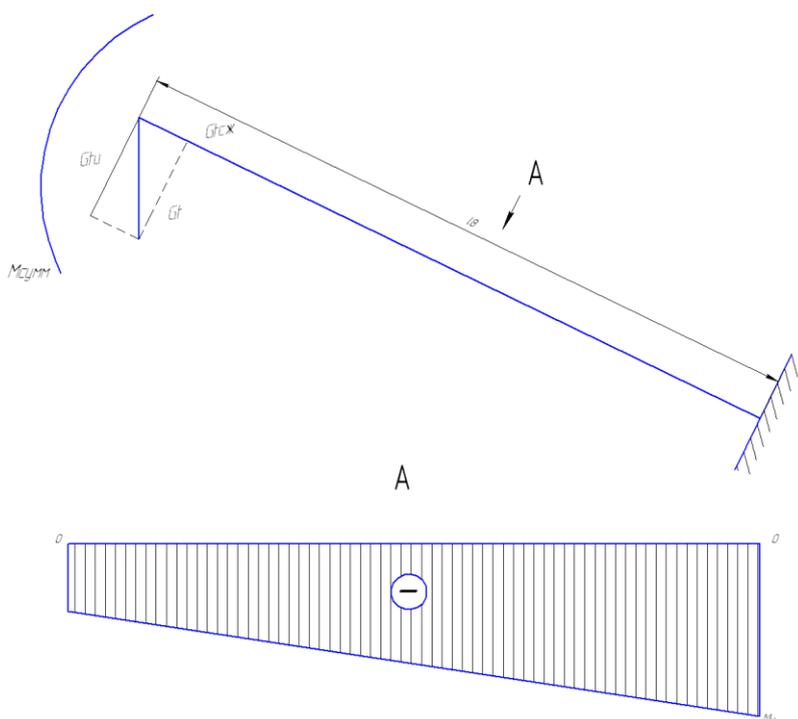


Рисунок 3.4– Расчётная схема телескопируемой секции стрелы.

где: $l=9500$; $G_t=100\text{кн}$;

$M_{\text{сумм}}$ —Суммарный изгибающий момент создаваемый гуськом на стрелу.

$$M_{\text{сумм}} = Gt * l_6 = 100 * 13.2 = 1320 \text{ кН*м.}$$

Изгибающий момент $M_{\text{и max}}$ кн*м равен:

$$M_{\text{и max}} = M_{\text{сумм}} + Gt * \sin 33^\circ * l_7.$$

l_1 -плечо от веса груза до опоры E.

Отсюда:

$$M_A = 1320 + 100 * 0.54 * 9.5 = 1837 \text{ кН*м.}$$

Момент сопротивления сечения коробки W см³, (рисунок 3.2) с параметрами

$H=600$ мм; $B=500$ мм; $\delta_{\text{п}}=22$ мм; $\delta_{\text{с}}=16$ мм, равен:

$$W = \frac{600}{3} * (3 * 22 * 380 + 16 * 500) = 8520000 \text{ мм}^3.$$

Напряжение $\sigma_{\text{и}}$ МПа, равно:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_A}{W} = \frac{1837 * 10^6}{8520000} = 215 \text{ МПа.}$$

Напряжение $\sigma_{\text{сж}}$ МПа, равно:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{Gt * \cos 33^\circ}{A}$$

A -площадь поперечного сечения секции

$$A = 2(600 * 16 + 500 * 22) = 41200 \text{ мм}^2$$

Напряжение $\sigma_{\text{сж}}$ МПа, равно:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{100 * 10^3 * 0,83}{41200} = 2 \text{ МПа.}$$

Результирующее напряжение $\sigma_{\text{сж}}$ МПа, равно:

$$\sigma_{\text{рез}} = \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}} = 215 + 2 = 217 < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

Погонный теоретический вес μ т/см, равен:

$$\mu = k * \mu * A = 2 * 7,85 * 41200 = 3.22 * 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивный вес секции G_2 т, равен:

$$G_2 = 1.2 * 3.22 * 10^{-4} * 7900 = 3.67 \text{ т.}$$

3.4 Наружная секция стрелы до опорного шарнира

Расчётная схема наружной секции стрелы до опорного шарнира приведена на рисунке 3.5.

где: $l_8=15000$; $Gt=100$ кн;

$M_{\text{сумм}}$ —Суммарный изгибающий момент создаваемый гуськом на стрелу.

$$M_{\text{сумм}} = Gt * l_6 = 100 * 13.2 = 1320 \text{ кН*м.}$$

Изгибающий момент $M_{\text{и max}}$ кн*м равен:

$$M_{\text{и max}} = M_{\text{сумм}} + Gt * \sin 33^\circ * l_8.$$

l_1 -плечо от веса груза до опоры E.

Отсюда:

$$M_A = 1320 + 100 * 0.54 * 15 = 2137 \text{ кН*м.}$$

Момент сопротивления сечения коробки $W \text{ см}^3$, (рисунок 3.2) с параметрами

$H=620 \text{ мм}$; $B=520 \text{ мм}$; $\delta_{п} = 24 \text{ мм}$; $\delta_{с} = 18 \text{ мм}$, равен:

$$W = \frac{620}{3} * (3 * 24 * 520 + 18 * 520) = 10044000 \text{ мм}^3.$$

Напряжение σ_u МПа, равно:

$$\sigma_u = \frac{M_A}{W} = \frac{2137 * 10^6}{10044000} = 213 \text{ МПа}.$$

Напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{сж} = \frac{Gt * \cos 33^\circ}{A}$$

Напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{сж} = \frac{100 * 10^3 * 0,83}{47280} = 2 \text{ МПа}.$$

Результирующее напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{рез} = \sigma_u + \sigma_{сж} = 213 + 2 = 215 < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

Погонный теоретический вес μ т/см, равен:

$$\mu = k * \mu * A = 2 * 7,85 * 47280 = 3.68 * 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивный вес секции G_2 т, равен:

$$G_2 = 1,2 * 3,68 * 10^{-4} * 15000 = 6,62 \text{ т.}$$

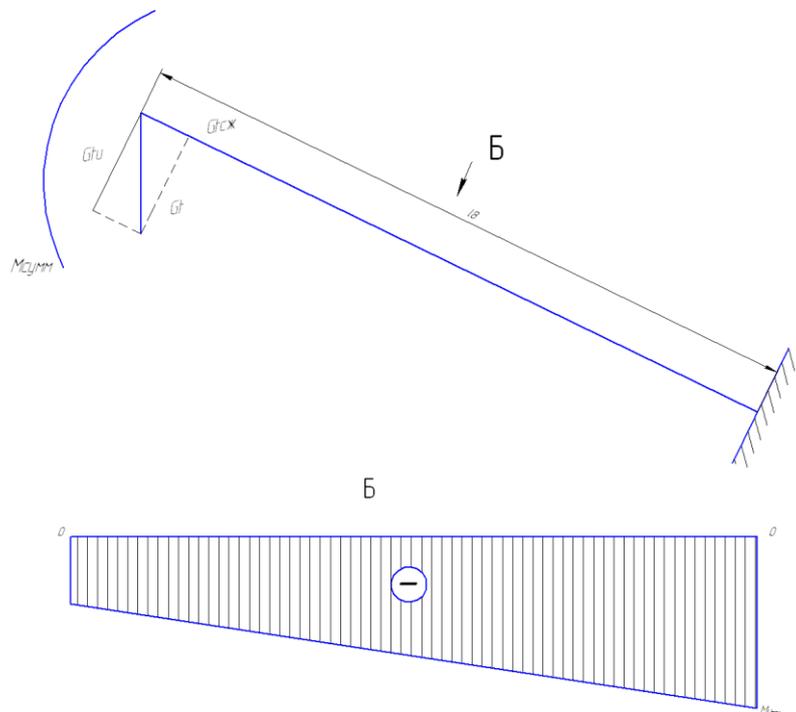


Рисунок 3.5– Расчётная схема телескопируемой секции стрелы.

3.5 Телескопируемые задние балки

Для определения расчета телекопируемых задних балок противовеса определим собственный вес противовеса.

Схема определения собственного веса противовеса приведена на рисунке 6.5.

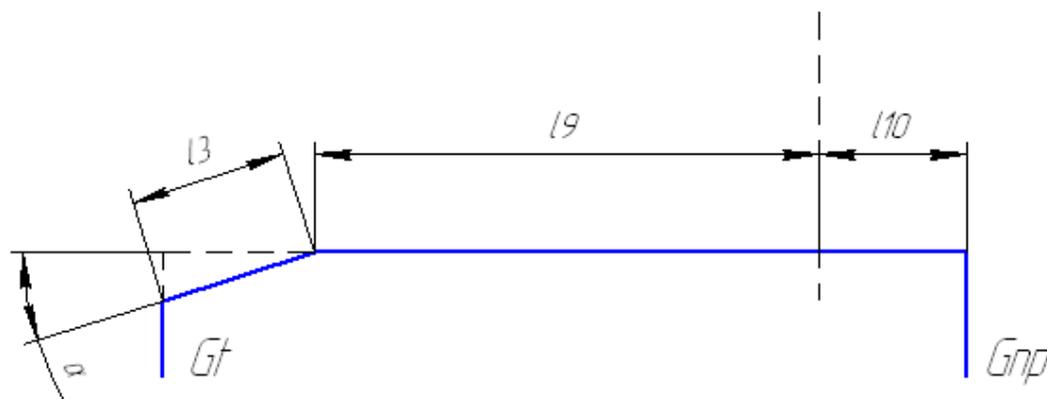


Рисунок 3.6– Расчётная схема определения веса противовеса..

Где: $l_3=13200\text{мм}$; $l_9=21500\text{мм}$; $l_{10}=8500\text{мм}$; $\alpha=33^\circ$.

$$(l_3 \cdot \sin \alpha + l_9) \cdot G_t = G_{np} \cdot l_{10}$$

Отсюда:

$$G_{np} = \frac{(13,2 \cdot 0,54 + 28,5) \cdot 100}{8,5} = 340 \text{ кН} = 34 \text{ т}.$$

Расчётная схема телескопируемых задних балок приведена на рисунке 3,7.

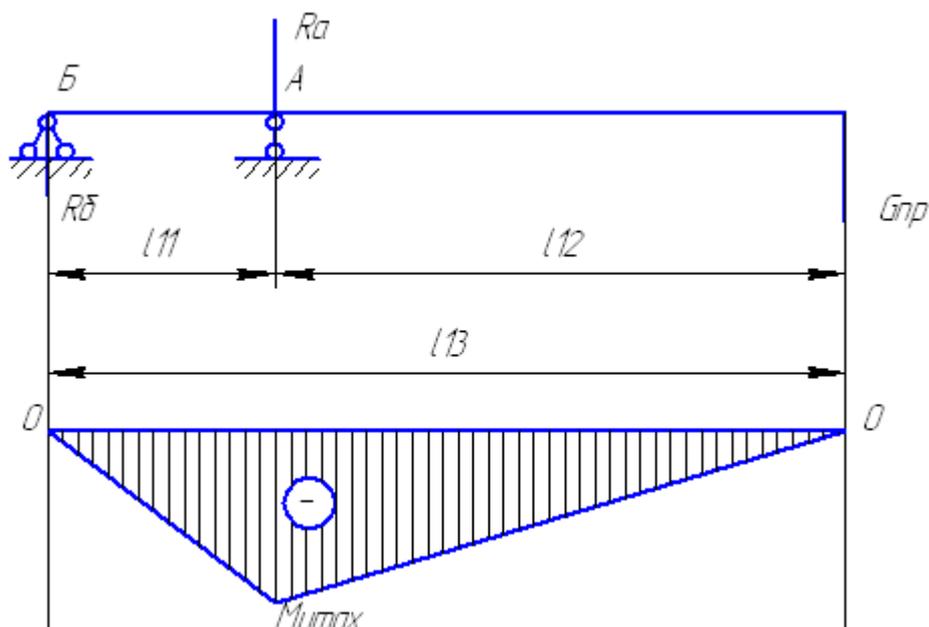


Рисунок 3.7– Расчётная схема телескопируемых задних балок.

Где: $l_{11}=1700\text{мм}$; $l_{12}=4100\text{мм}$; $l_{13}=5800\text{мм}$.

Изгибающий момент M_A кН*м относительно точки «А» равен:

$$M_{и\max} = G_{np} \cdot l_{12},$$

$G_{np}=34\text{т}$.

Отсюда:

$$M_A = 34 * 4.1 = 1394 \text{ кН*м}$$

Момент сопротивления сечения двух коробок $W \text{ см}^3$, (рисунок 6.1.2) с параметрами

$H=600 \text{ мм}$; $B=480 \text{ мм}$; $\delta_n = 18 \text{ мм}$; $\delta_c = 12 \text{ мм}$, равен:

$$W = 2 * \frac{600}{3} * (3 * 18 * 480 + 12 * 600) = 6624000 \text{ см}^3$$

Напряжение $\sigma \text{ МПа}$, равно:

$$\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{1394 * 10^6}{6624000} = 210.5 \text{ МПа} < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

-площадь поперечного сечения секции

$$A = 2(480 * 18 + 600 * 12) = 93600 \text{ мм}^2$$

Погонный теоретический вес $\mu \text{ т/см}$, равен:

$$\mu = 2 * 7.85 * 93600 = 2.48 * 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивный вес секции $G_8 \text{ т}$, равен:

$$G_8 = 1.2 * 2.48 * 10^{-4} * 5800 = 1.72 \text{ т.}$$

4 Расчёт захватных устройств

4.1 Подвеска грузовая поворотная

Расчёт потребляемой мощности гидропривода подвески для поворота контейнера массой брутто 15 тонн с продольным смещением центра тяжести груза на 1,5 метра.

1. Данные для расчёта:

Угловая скорость поворота контейнера в установившемся режиме $n=1,5$ об/мин.

Время разгона (торможения) в неустановившемся режиме = 10 секунд.

Время поворота траверсы с грузом на предельный угол поворота 280° – 30 секунд.

Ветровая нагрузка 250 Н на m^2 .

2. Определение момента инерции контейнера относительно смещённого центра тяжести.

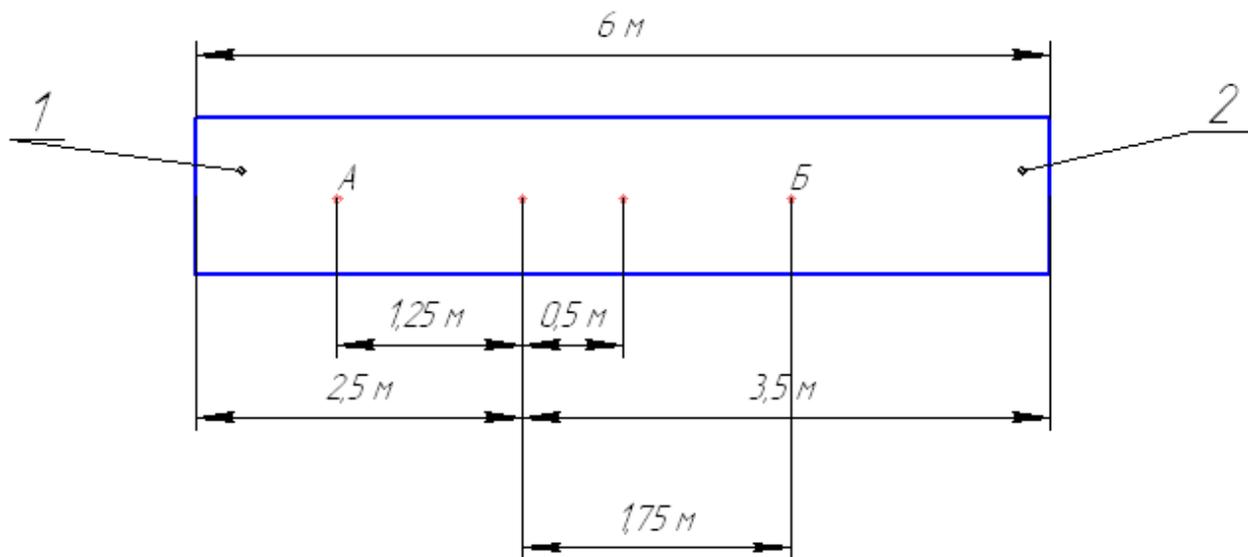


Рисунок 4.1. – Расчётная схема для определения момента инерции контейнера.

Точки А и Б – точки приложения векторов равнодействующей ветровых нагрузок.

Момент инерции M_1 Н*м, левой части «1» контейнера:

$$\text{Масса: } M_1 = \frac{M}{6} * 2.5 = 0.416M * M,$$

где $M=15000$ кг.

$$I_1 = \frac{0.416 * M * 2.5^2}{3} = 130000 \text{ Н*м}^2.$$

Момент инерции M_2 Н*м правой части «2»:

$$\text{Масса: } M_2 = \frac{M}{6} * 3.5 = 0.583 * M.$$

$$I_2 = \frac{0.583 * M * 3,5^2}{3} = 357088 \text{ Н*м}^2.$$

$$I = I_1 + I_2 = 130000 + 357088 = 487088 \text{ Н*м}^2.$$

3. Определение ветровой нагрузки.

Нагрузка P_1 Н, на левую часть «1» контейнера (при высоте контейнера 2,5 м) равна:

$$P_1 = 2.5 * 2.5 * 250 = 1562.5 \text{ Н}$$

Нагрузка P_2 Н на правую часть «2» контейнера:

$$P_2 = 3.5 * 2.5 * 250 = 2187.5 \text{ Н}$$

Тормозной момент M_T Нм, от ветровой нагрузки:

$$M_T = 2187,5 * 3,75 - 1562,5 * 2,25 = 4687,5 \text{ Нм.}$$

4. Определение рабочего момента на зубчатом колесе подвески, обеспечивающего рост угловой скорости поворота контейнера от $n=0$ до $n=1,5$ об/мин за $t=10$ секунд при действии ветровой нагрузки M_T .

Уравнение динамики: $M = I * E + M_T$

Где $I = 487088 \text{ Н*м}^2$ – момент инерции контейнера;

$$E = \frac{\omega - \omega_0}{t} = \frac{0.15 - 0}{10} = 0.015 \text{ с}^{-2} \text{ – угловое ускорение;}$$

Здесь $\omega = 2 * \pi * n / 60 = 0,1n = 0,15 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость, соответствующая $n=1,5$ об/мин.

$\omega_0 = 0$ – начальное значение угловой скорости.

$t = 10 \text{ с}$ – время разгона.

Моментом инерции поворотной подвески можно пренебречь за малостью значения относительно контейнера. Для упрощения расчёта величину ветровой нагрузки за время разгона принимаем постоянной.

Тогда рабочий момент M Н*м, будет равен:

$$M = I * \frac{\omega - \omega_0}{t} + M_T = 487088 * \frac{0.15}{10} + 4687.5 = 11993.8 \text{ Нм.}$$

Потребляемая мощность N кВт, привода поворотной подвески равна:

$$N = M * \omega = 11993.8 * 0.15 = 1799 \text{ Вт} = 1,799 \text{ кВт.}$$

5. Расчёт расхода рабочей жидкости гидромотора привода поворотной подвески.

Для гидромотора, приведённого к одному гидроцилиндру расход Q л/с, равен:

$$Q = V * F_{ц},$$

Где $V = N / R$ – скорость движения поршня;

N – мощность гидропривода;

$R = P * F_{ц}$ – усилие на поршне при давлении рабочей жидкости P ;

Тогда:

$$Q = \frac{N}{P * F_{ц}} * F_{ц} = \frac{N}{P} = \frac{17990}{160} = 112.43 \text{ см}^3 / \text{с} = 0,11 \text{ л/с.}$$

Здесь $P = 16 \text{ МПа}$ – давление рабочей жидкости в гидросистеме.

4.2 Расчёты на прочность основных грузонесущих узлов захвата гидравлического для крупнотоннажных контейнеров

1. Схема расчёта захвата.

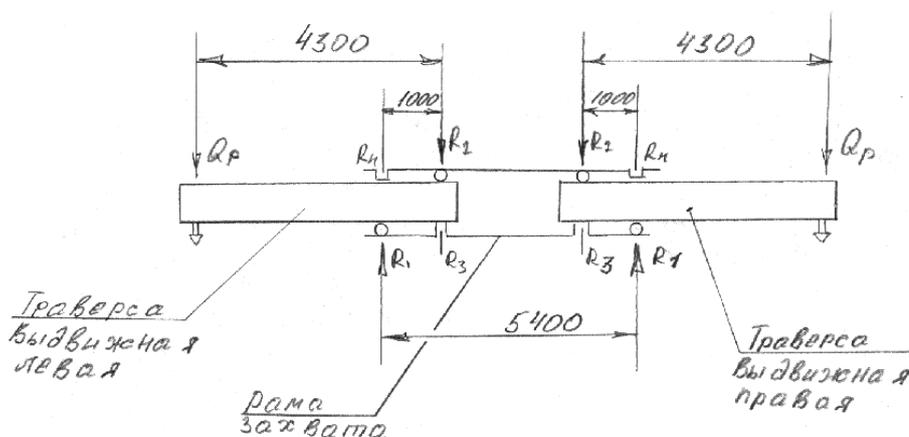


Рисунок 4.2 – Расчётная схема захвата.

Q_p – расчётная нагрузка от загруженного контейнера, взятая с динамическим коэффициентом, распределённая на два грузозахватных органа.

R_1 и R_2 – реакции роликовых опор (по две штуки на одну опору)

R_3 и R_4 – реакции винтовых опор, возникающих в момент подъёма захвата с крыши перемещённого захвата.

При сдвигании траверсы выдвигная правая задвигается внутрь траверсы выдвигной левой.

Далее проводится расчёт на прочность траверс левой и правой, рамы, гидроподвески захвата в режиме коррекции переноса при смещении центра тяжести груза.

2. Расчёт траверсы выдвигной правой (продольная балка)

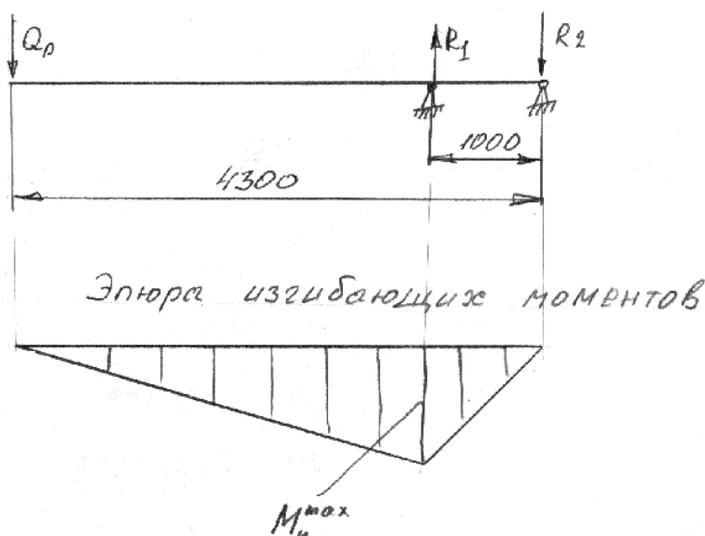


Рисунок 4.3.– Схема нагрузки балки.

Действующие нагрузки:

$Q=15$ т – масса брутто контейнера;

$Q_d=15*k_d=18$ тс – динамическая нагрузка при коэффициенте динамической нагрузки;

$k_d=1,2$ – применительно к гидродинамике крана;

Расчётная нагрузка Q_p тс, равна:

$$Q_p = \frac{Q_d}{2} = \frac{18}{2} = 9 \text{ тс (без учёта смещения центра тяжести груза)}$$

Реакции опор R_1 и R_2 определяются из условия равновесия балки: $\Sigma M=0$ и $\Sigma Y=0$.

$$R_1 = \frac{Q_p * 4300}{1000} = 387 \text{ кН.}$$

$$R_2 = R_1 - Q_p = 387 - 90 = 297 \text{ кН.}$$

$$M_u^{\max} = Q_p * (430 - 100) = 90000 * (430 - 100) = 297 * 10^5 \text{ Н*см}$$

Расчёт сечения балки.

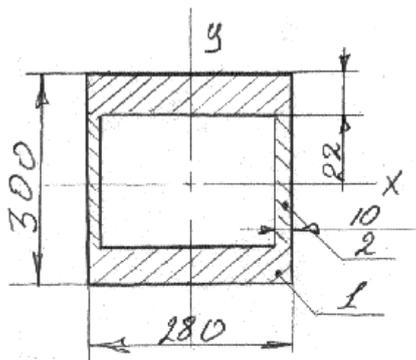


Рисунок 4,4 – Расчётная схема сечения балки.

Расчёт осевых моментов инерции относительно оси X–X:

Элементы «1»:

$$I_{x1} = (I_{o1} + F_1 + y_1^2) * 2$$

где I_{o1} – момент инерции элемента «1» относительно собственной центральной оси;

F_1 – площадь элемента «1»

y_1 – координата центра тяжести элемента «1» от оси X–X

$$y_1 = 150 - 11 = 139 \text{ мм.}$$

$$I_{x1} = \left(\frac{28 * 2.2^3}{12} + 28 * 2.2 * 13.9^2 \right) * 2 = 23854 \text{ см}^4$$

Элементы «2»:

$$I_{x2} = \frac{B * H^3}{12} * 2$$

где $B=1$ см – толщина стенки;

$H=300-44=256$ мм – высота стенки;

$$I_{x2} = \frac{1 * 25,6^3}{12} * 2 = 2796 \text{ см}^4$$

Суммарный момент инерции $I_X \text{ см}^4$, равен:

$$I_X = I_{X1} + I_{X2} = 26650 \text{ см}^4$$

Момент сопротивления сечения $W_X \text{ см}^3$, равен:

$$W_X = \frac{I_X * 2}{H}$$

где $H = 300/2 = 150 \text{ мм}$.

$$W_X = \frac{26650}{15} = 1780 \text{ см}^3$$

Расчётное напряжение изгиба балки $\sigma_i \text{ МПа}$, с учётом динамической нагрузки:

$$\sigma_i = \frac{M_i^{\max}}{W_X} = 330 \text{ МПа}$$

Применяется сталь марки 10ХСНД, предел текучести $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$ в состоянии поставки.

3. Траверса выдвигная левая (продольная балка)

Нагрузка и реакции опор – см. пункт 1.

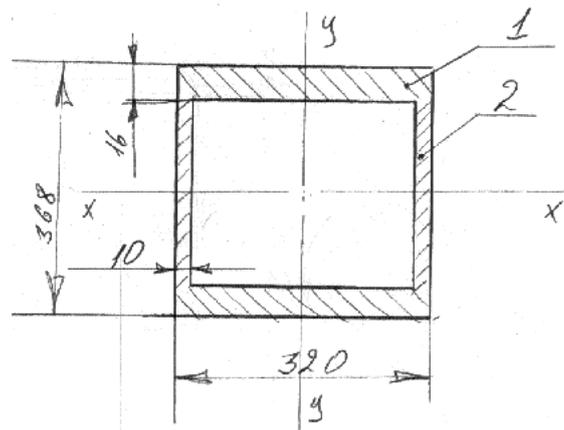


Рисунок 4.5 – Расчётная схема сечения балки.

Момент инерции $I_X \text{ см}^4$, сечения относительно оси X–X:

$$I_X = I_{X1} - I_{X2} = \frac{B_1 * H_1^3}{12} - \frac{B_2 * H_2^3}{12} = \frac{32 * 36,8^3}{12} - \frac{30 * 33,6^3}{12} = 38063 \text{ см}^4$$

Момент сопротивления $W_X \text{ см}^3$, сечения:

$$W_X = \frac{I_X * 2}{36,8} = 2069 \text{ см}^3$$

Расчётное напряжение $\sigma_i \text{ МПа}$, изгиба балки:

$$\sigma_i = \frac{M_i^{\max}}{W_i} = 287,1 \text{ МПа}$$

Вывод: есть возможность увеличения прочности траверсы правой за счёт снижения прочности траверсы левой без увеличения суммарной массы траверс.

4. Рама захвата.

Схема нагрузки приведена на рисунке 7.9.

Действующие нагрузки:

$$R_1 = 77,4 \text{ т};$$

$$R_2 = 59,4 \text{ т};$$

$$N = R_1 - R_2 = 12 \text{ т};$$

$$M_{и} = R_1 * 100 = 774 * 10^5 \text{ Н*см.}$$

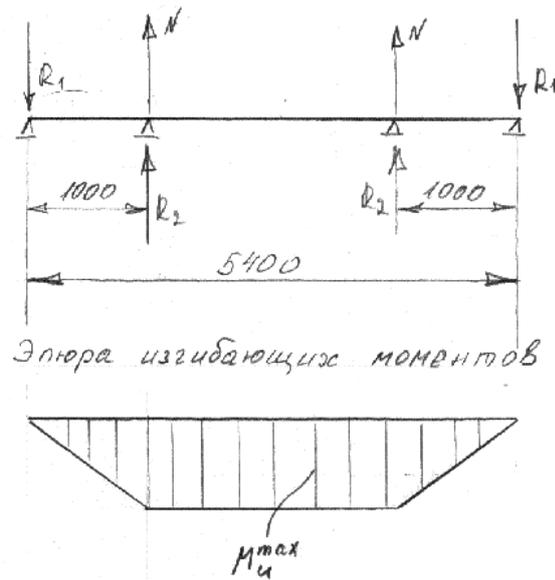


Рисунок 4.6 – Схема нагрузки на раму захвата.

Расчёт поперечного сечения.

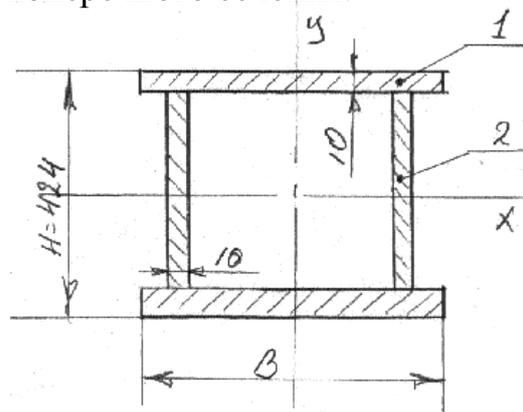


Рисунок 4.7 – Схема поперечного сечения.

Определение ширины «В» сечения при заданных остальных параметрах и допуске напряжении $[\sigma_{и}] = 320 \text{ МПа}$

Момент сопротивления $W_x \text{ см}^3$, сечения:

$$W_x = \frac{M_{и}^{\max}}{[\sigma_{и}]} = \frac{774 * 10^4}{3200} = 2418 \text{ см}^3$$

Соответствующий момент инерции $I_x \text{ см}^4$ сечения:

$$I_x = W_x * \frac{H}{2} = 2418 * \frac{42.4}{2} = 51262 \text{ см}^4 -$$

–который составляется из суммы моментов инерции относительно оси «X» элементов сечения «1» и «2» или

$$I_x = 2 * B * 1 * 20.7^2 + 2 \frac{1 * 40.4^3}{12} = 51262 -$$

откуда определим значение «В». Здесь множители:

2 – учёт парности элементов «1» и «2»

1 – толщина элементов в сантиметрах.

20,7 см – координата «у» центра тяжести элемента «1» от оси X

40,4 см – высота элемента «2».

$$B = \frac{51262 - 2 \frac{1 * 40.4^3}{12}}{2 * 20.7^2} = 47 \text{ см.}$$

При некотором увеличении высоты сечения рамы уменьшится ширина «В» силовых листов, что позволит отказаться от подпорных косынок для устойчивости кромок выпусков.

4.3 Расчёт гидроподвесок захвата

Расчётной схемой гидроподвесок захвата служит схема коррекции продольного перекоса контейнера со смещённым центром тяжести груза (см рисунок 5.3)

Гидроподвеска представляет собой гидроцилиндр, шток которого в режиме автоматической коррекции перемещается на определённую величину, вызывая перераспределение нагрузки между гидроподвесками.

Согласно схеме при смещении центра тяжести груза вправо на 1,5 метра наибольшее нагружение получает одна из двух правых гидроподвесок Q=13,4 т. При давлении в гидросистеме p=16 МПа. Такое усилие с запасом компенсирует гидроцилиндр

D=120 мм при штоке dШ=40...45 мм. Ход штока при коррекции L=860 мм. Мощность работы гидроподвесок в режиме коррекции захвата:

$$N=2*Q*V$$

Где Q=13,4 т – усилие на гидроподвеске

V=86/5≈17 см/с – скорость перемещения штока на длине 860 мм за 5 секунд.

Тогда мощность гидропривода равна:

$$N=2*13400*86/5=4600000 \text{ Н*см/с}=46 \text{ кВт.}$$

Необходимый расход рабочей жидкости при этом составит:

$$Q = \frac{N}{p} = \frac{460000}{160} = 2875 \text{ см}^3/\text{с} = 2,8 \text{ л/с.}$$

5 Гидравлический расчёт гидрообъёмной трансмиссии крана-манипулятора

5.1 Транспортное передвижение крана-манипулятора

Движение по ровной твёрдой горизонтальной поверхности с максимальной скоростью ≈ 8 км/час, без учёта силы сопротивления воздуха и инерционной массы элементов привода. Работают насосы Н1, Н2 и НА5, все восемь гидромоторов М1...М8.

Зададимся рабочим давлением в гидросистеме при движении с максимальной скоростью $p=21$ МПа. Тогда перепад давления составит $\Delta p=19$ МПа.

Требуемая сила тяги F кН, равна:

$$F = G_a * f = 200000 * 0.025 = 50 \text{ кН.}$$

Требуемый крутящий момент $M_{гм}$ Нм, на валу каждого гидромотора равен:

$$M_{гм} = \frac{F * R_k}{8 * i_p * \eta_p} = \frac{50 * 0.745}{8 * 50 * 0.8} = 116.4 \text{ Нм.}$$

Тогда рабочий объём $q_{г/м}$ см³, каждого гидромотора должен составить:

$$q_{г/м} = \frac{M_{г/м}}{0,00159 * \Delta p * \eta_{мг}} = 40,56 \text{ см}^3.$$

Потребный расход Q л/мин, для привода каждой четырёх гидромоторов составит:

$$Q = \frac{q_{г/м} * n_{г/м} * 4}{\eta_{вг/м}}$$

Частота вращения каждого гидромотора $n_{г/м}$ мин⁻¹, при $V=8$ км/ч составит:

$$n_{г/м} = \frac{V * i}{0.377 * R_k} = \frac{8 * 50}{0.377 * 0.745} = 1424.2 \text{ мин}^{-1}$$

Тогда:

$$Q = \frac{40,56 * 1424,2 * 4}{0,95 * 1000} = 243,2 \text{ л/мин,}$$

В этом случае максимальный рабочий объём q_n см³/об, насосов Н1 и Н2 составит:

$$q_n = \frac{243.2 * 1000}{2 * 1470 * 0.94} = 88 \text{ см}^3/\text{об, (с запасом в 1,13%)}$$

Максимальный рабочий объём q_n см³/об, насоса НА5 составит:

$$q_n = \frac{243,2 * 1000}{970 * 0,94} = 266,7 \text{ см}^3/\text{об, (53,3% от возможного)}$$

Насос НА5 будет при этом развивать такое же рабочее давление $p=21$ МПа.

Потребная мощность N кВт, для привода одного насоса типа НП 90 составит:

$$N = \frac{p * q * n}{612 * 10^3 * \eta_{\text{общ}}} = \frac{21 * 88 * 1470}{612000 * 0.8} = 54.4 \text{ кВт}, (\text{при имеющейся } N=55 \text{ кВт})$$

Потребная мощность N кВт для привода одного насоса типа А4VSG500ЕО составит:

$$N = \frac{p * q * n}{612 * 10^3 * \eta_{\text{общ}}} = \frac{21 * 266.7 * 970}{612000 * 0.18} = 108.85 \text{ кВт}, (\text{при имеющейся } N=110 \text{ кВт})$$

Таким образом, необходимый баланс выдерживается.

При движении на максимальном подъёме 10% (уклон в $5,71^\circ$) при коэффициенте сопротивления качению $f=0,025$ потребная сила тяги F кН, составит:

$$F = G_a * (f + \sin \alpha) = 200000 * (0.025 + 0.1) = 250 \text{ кН}.$$

Работают все 8 гидромоторов с максимальным рабочим объёмом $q_{\Gamma/M} = 112 \text{ см}^3/\text{об}$.

Тогда давление в гидросистеме p МПа, составит:

$$p = \frac{F * R_k}{8 * i_p * \eta_p * 0.00159 * q_{\Gamma/M} * \eta_{\Gamma/M}} + 16 = \frac{250 * 0,745}{8 * 50 * 0,8 * 0,00159 * 112 * 0,95} + 16 = 36$$

МПа, что несколько не достигает уровня настройки предохранительных клапанов ($p_{\text{max}}=38$ МПа).

Использование полной мощности всех трёх электродвигателей Э1, Э2, Э3 ($2*55+110=220$ кВт) позволяет преодолевать максимальный подъём с уклоном в 10% со скоростью V км/ч, равной:

$$V = \frac{0.377 * R_k * N_{\Sigma} * 612 * 10^3 * \eta_n * \eta_v}{i_p * p * 8 * q_{\Gamma/M}} = \frac{0,377 * 0,745 * 220 * 612 * 10^3 * 0,8 * 0,91}{50 * 360 * 8 * 112} = 1,706$$

км/ч.

5.2 Рабочее передвижение крана

Движение по ровной асфальтобетонной поверхности с уклоном 1,5% и с учётом ветрового сопротивления $f=0,02$; $\alpha=0,86^\circ$; $W=35$ кН.

Требуемая сила тяги F кН, составит:

$$F = G_a * (f + \sin \alpha) + W = 200000 * (0.02 + 0.015) + 35 = 105 \text{ кН},$$

Работают 4 гидроцилиндра (4 ведущих оси из восьми), питание подаётся от двух насосов Н1 и Н2 типа НП90.

Требуемый крутящий момент $M_{\Gamma/M}$ Н*м, на валу каждого гидромотора составит:

$$M_{\Gamma/M} = \frac{F * R_k}{4 * i_p * \eta_p} = \frac{105 * 0.745}{4 * 50 * 0.8} = 488.9 \text{ Н*м}.$$

При максимальном рабочем объёме $q_{\text{max}} = 112 \text{ см}^3/\text{об}$, каждого гидромотора, давление p МПа, в гидросистеме составит

$$: p = \frac{M_{\Gamma/M}}{0.00159 * q_{\text{max}} * \eta_M} + 16 = \frac{488.9}{0.00159 * 112 * 0.95} + 16 = 30.5 \text{ МПа},$$

что укладывается в допустимое значение.

При использовании полной мощности электродвигателей Э1 и Э2 (2*55=110 кВт) скорость движения V км/ч, составит:

$$V = \frac{0.377 * R_k * N_{\Sigma} * 612 * 10^3 * \eta_n * \eta_{vm}}{i_p * p * 4 * q_{max}} = \frac{0.377 * 0.745 * 110 * 612 * 10^3 * 0.8 * 0.9}{50 * 30.5 * 4 * 112} = 2.01$$

км/ч

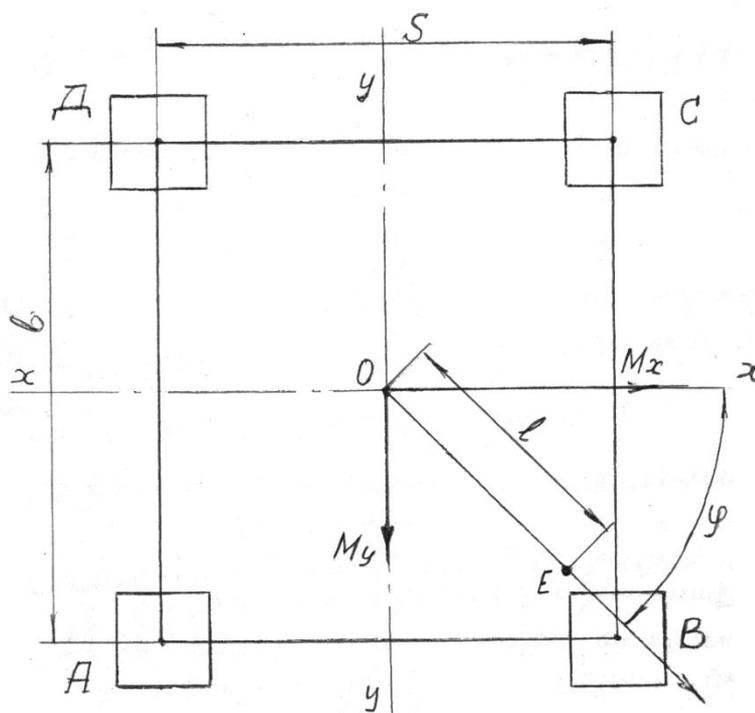
что, примерно, соответствует требуемой скорости перемещения 1,8 км/ч (0,5 м/с).

6 Расчёт нагрузок на опоры крана

6.1 Определение нагрузок на опорные плиты домкратов выносных опор

Наибольшее значение нагрузок на опорные плиты домкратов выносных опор возникает при работе крана–манипулятора на перегрузке контейнеров, когда масса груза с захватом составляет 16 т., а вылет стрелы равен 25 метр.

Расчётная схема расположения опорных плит домкратов приведена на рисунке 6.1.



АБСД–опорные плиты домкратов;

О–ось вращения крана;

Е–центр тяжести поворотной части крана.

Рисунок 6.1.–Расчётная схема расположения опорных плит домкратов.

Наличие домкратов, на которые опирается кран в процессе работы позволяет рассматривать конструкцию портала как жёсткую раму.

Величина опорных давлений V_A , V_B , V_C , V_D , определяются по формуле:

$$V_{A,C} = \frac{G_0}{4} \left(1 \mp 2 \frac{t_0}{S}\right) \mp \frac{M_x}{2 \cdot S} \pm \frac{M_y}{2 \cdot b} k_1 + \frac{G_1}{4} \left(1 \mp 2 \frac{t_1}{S}\right);$$

$$V_{B,D} = \frac{G_0}{4} \left(1 \pm 2 \frac{t_0}{S}\right) \pm \frac{M_x}{2 \cdot S} \pm \frac{M_y}{2 \cdot b} k_2 + \frac{G_1}{4} \left(1 \pm 2 \frac{t_1}{S}\right);$$

Где $G_0=Q+ G_{п}+ G_c=16+22,8+51,04=89,84$ т, – масса поворотной части крана с грузом;

$Q=16$ т – масса груза;

$G_{п}=22,8$ т – масса поворотной платформы;

$G_c=51,04$ т – масса стрелы с противовесом;

$G_1=86$ т – масса портала с пневматическими тележками;

$S=9.5$ м – расстояние между опорными плитами домкратов вдоль пути движения крана;

$b=10,5$ м – расстояние между опорными плитами домкратов поперёк пути движения крана;

$t_0=t_1=0$ – расстояние центра тяжести поворотной части и ходовой части портала от оси вращения крана;

$k_1=k_2=1$ – коэффициенты;

M_X и M_Y – соответствующие моменты в плоскостях X–X и Y–Y;

$M_X= G_0*l*\cos\varphi+M_{H/X}$;

$M_y= G_0*l*\sin\varphi+M_{H/Y}$;

где $l=5,3$ м – расстояние от оси вращения крана до центра тяжести поворотной части;

$\varphi=45^\circ$ – угол поворота стрелы;

$M_{H/X}$ – момент, вызываемый действием силы ветра и силы инерции подъёма (опускания) груза(наклон крана отсутствует, так как выравнивается гидроприводами);

$M_{H/X}= M_B+ M_I$

где M_B –момент, вызываемый давлением ветра тм,

$M_B=(4,85*12)+(1*16,5)=74,7$ тм.

M_I –момент, создаваемый действием силы инерции подъёма (опускания) груза тм,

$$M_I= \frac{Q*V_1}{q*t_1}(21-7) = \frac{16*10}{9.81*2.5}(21-7) = 9.13 \text{ тм.}$$

$V_1=1$ м/с – скорость подъёма (опускания) груза массой 16 т;

$t_1=2,5$ с – время торможения (пуска) механизма подъёма;

$q=9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести (ускорение свободного падения);

$M_{H/X}= M_{H/Y}=74,7+9,13=83,83$ тм.

$M_X=89,84*5,3*0,71+83,83=421,8$ тм;

$M_y=89,84*5,3*0,71+83,83=421,8$ тм;

Величина давления V т, на опоры А, В, С, D:

$$V_A= \frac{89.84}{4} - \frac{421.8}{2*9.5} + \frac{421.8}{2*10.5} + \frac{86}{4} = 41.84 \text{ т.}$$

$$V_B = \frac{89.84}{4} + \frac{421.8}{2 \cdot 9.5} + \frac{421.8}{2 \cdot 10.5} + \frac{86}{4} = 86.24 \text{ т.}$$

$$V_C = \frac{89.84}{4} + \frac{421.8}{2 \cdot 9.5} - \frac{421.8}{2 \cdot 10.5} + \frac{86}{4} = 46.07 \text{ т.}$$

$$V_D = \frac{89.4}{4} - \frac{421.8}{2 \cdot 9.5} - \frac{421.8}{2 \cdot 10.5} + \frac{86}{4} = -1.56 \text{ т.}$$

В связи с тем, что опора «D» имеет отрицательную нагрузку, то есть отрыв, рассматриваются случаи когда опорные давления приходятся на три опоры – А, В и С.

При принятых обозначениях и расчётной схеме эти давления определяются формулами:

$$V_A = \frac{G_0}{2} (1 - 2 \frac{t_0}{S}) - \frac{M_x}{S} + \frac{G_1}{2} (1 - 2 \frac{t_1}{S});$$

$$V_B = G_0 \frac{t_0}{S} + \frac{M_x}{S} + \frac{M_y}{b} + G_1 \frac{t_1}{S};$$

$$V_C = \frac{G_0}{S} - \frac{M_y}{b} + \frac{G_1}{2};$$

$$t_0 = t_1 = 0$$

Подставляя значения получим:

$$V_A = \frac{89.84}{2} - \frac{421.8}{9.5} + \frac{86}{2} = 43.52 \text{ т.}$$

$$V_B = \frac{421.8}{9.5} + \frac{421.8}{10.5} = 84.57 \text{ т.}$$

$$V_C = \frac{89.84}{2} - \frac{421.8}{10.5} + \frac{86}{2} = 47.74 \text{ т.}$$

6.2. Определение нагрузок на колёса ходовых тележек и колёса выносных опор при передвижении крана с поднятым грузом

При передвижении крана с грузом в процессе работы, стрела на минимальном вылете с наклонённым в сторону портала хоботом установлена перпендикулярно пути передвижения. Противовес выдвинут на максимальное удаление его центра тяжести от оси вращения поворотной платформы крана. Передвижение осуществляется по подкрановым балкам,

жёсткость которых исключает влияние осадки грунта.
 Расчётная схема приведена на рисунке 6.2.

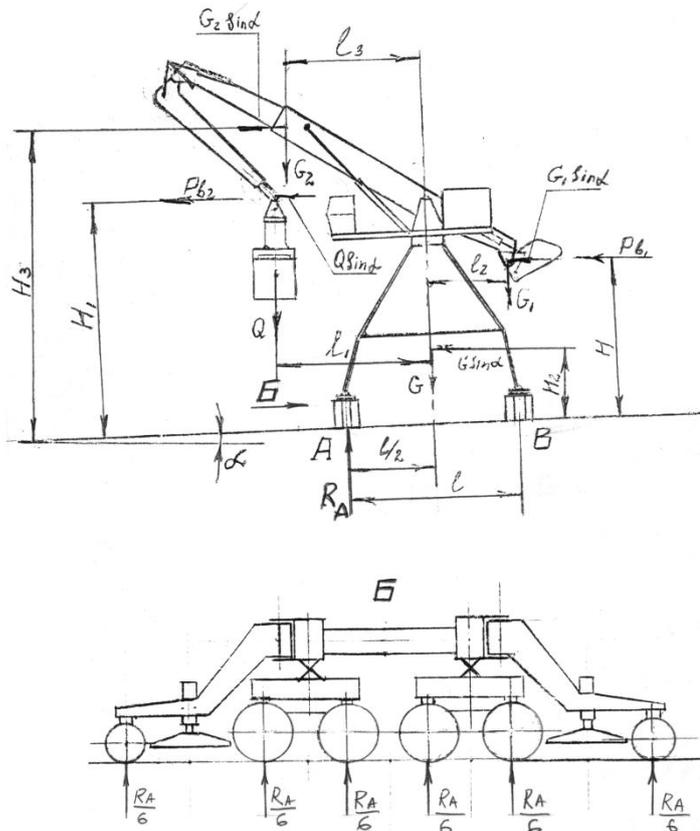


Рисунок 6.2.–Расчётная схема для определения нагрузок на колёса ходовых тележек и колёса выносных опор при передвижении крана с поднятым грузом.

Наибольшую нагрузку будут воспринимать колёса, расположенные по линии ребра А, при этом учитывается сила давления ветра рабочего состояния. Инерционные нагрузки не учитываются, так как подъём груза и установка стрелы в положение для передвижения крана производится при опирании крана на домкраты выносных опор. После окончания передвижения крана он устанавливается на домкраты выносных опор, после чего производится установка груза на место складирования.

Суммарная реакция колёсных опор R_A т, определяется из выражения:

$$\Sigma R_A = \frac{1}{1} \left\{ Q \left[\left(1 + \frac{1}{2} \right) + \sin \alpha * H_1 \right] + G \left(\frac{1}{2} + \sin \alpha * H_2 \right) + G_1 \left[\left(\frac{1}{2} - l_2 \right) + \sin \alpha * H \right] + G_2 \left[\left(1 + \frac{1}{2} \right) + \sin \alpha * H_3 \right] + P_{б1} H + P_{б2} H_1 \right\}$$

где $Q=16$ т. – масса груза;

$G=86$ т. – масса портала крана;

$G_1=79,04$ т. – масса поворотной платформы и хвостовой части стрелы с противовесом;

$G_2=51,04$ т. – масса стрелы с хоботом;

$R_{b1}=4.85$ т. – сила давления ветра на кран;
 $R_{b2}=1,0$ т. – сила давления ветра на груз;
 $l=10,5$ м; $l_1=8,5$ м; $l_2=5,1$ м; $l_3=8,72$ м; $H=12$ м; $H_1=14,5$ м; $H_2=5$ м;
 $H_3=18$ м; - плечи сил;
 $\alpha=3^\circ$ – угол наклона территории в поперечном направлении к движению крана;

$$\Sigma R_A = \frac{1}{10,5} \left\{ \begin{aligned} &16 \left[\left(8,5 + \frac{10,5}{2} \right) + \sin 3^\circ * 14,5 \right] + 86 \left(\frac{10,5}{2} + \sin 3^\circ * 5 \right) + 79,04 \left[\left(\frac{10,5}{2} - 5,1 \right) + \sin 3^\circ * 12 \right] + \\ &51,04 \left[\left(8,72 + \frac{10,5}{2} \right) + \sin 3^\circ * 18 \right] + 4,85 * 12 + 1 * 14,5 \end{aligned} \right\} = 113,46 \text{ Т.}$$

ΣR_A – нагрузка на шесть колёсных осей, каждая из которых имеет два колеса.

Нагрузка на одно колесо составит:

$$\frac{R_A}{6 * 2} = \frac{113,6}{12} = 9,46 \text{ т.}$$

Что не превышает проектируемую допустимую нагрузку на одно колесо, равную 12,5 т.

6.3. Расчёт металлоконструкции выносной опоры

Расчётная схема и характеристики расчётных сечений приведены на рисунке 6.3.

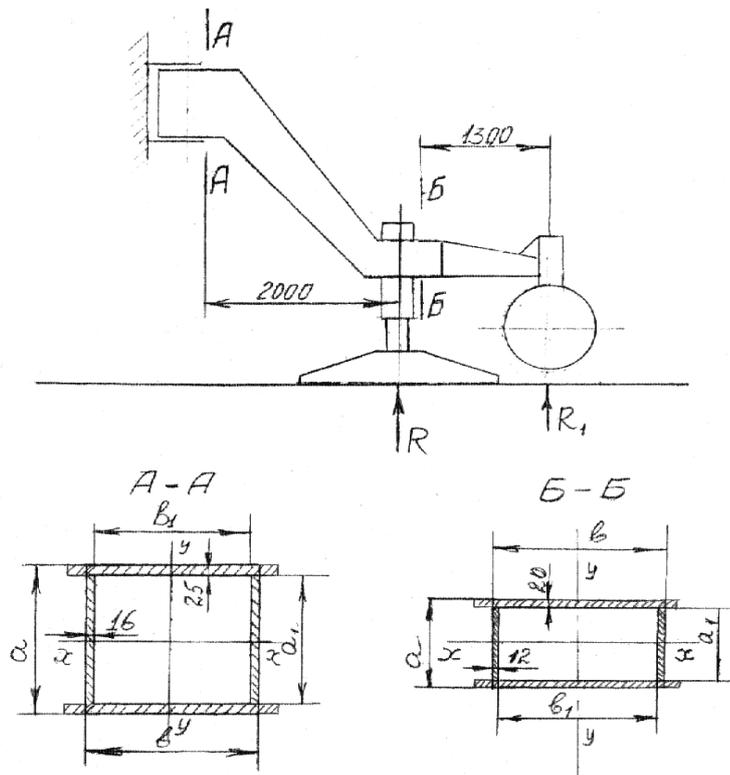


Рисунок 6.3. – Расчётная схема выносной опоры.

Напряжение в сечении А–А от изгибающего момента, создаваемого реакцией опоры R составит:

$$\sigma = R * 200 * kД / WX$$

Где R= 131800 кг – реакция от нагрузки на опорную плиту домкрата.

kД=1.3 – коэффициент, учитывающий динамику действия нагрузок.

WX – Момент сопротивления сечения А—А см³,

$$WX = \frac{b * a^3 - b_1 * a_1^3}{6 * a} = \frac{65 * 70^3 - 61.8 * 65^3}{6 * 70} = 12674 \text{ см}^3.$$

$$\sigma = 131800 * 200 * 1,3 / 12674 = 270,4 \text{ МПа} < [\sigma]$$

[σ]=350 МПа - допустимый предел для стали 10ХСНД–12

Напряжение в сечении Б–Б от изгибающего момента, создаваемого реакцией R1 составит:

$$\sigma = R1 * 130 * kД / WX$$

где R1=12,34*2=24,68 т=24680 кг–нагрузка на ось опорного колеса.

130 см–плечо действия силы;

WX – Момент сопротивления сечения Б—Б.

$$WX = \frac{b * a^3 - b_1 * a_1^3}{6 * a} = \frac{65 * 35^3 - 62.6 * 31^3}{6 * 35} = 4390 \text{ см}^3.$$

$$\sigma = 24680 * 130 * 1,3 / 4390 = 95 \text{ МПа} < [\sigma]$$

6.4. Расчёт металлоконструкции опоры опорной фермы портала

Рассматривается расчётный случай, когда кран находится в транспортном положении и передвигается со скоростью 8 км/час. Расчётная схема и расчётные сечения опоры приведены на рисунке 9.4. При опирании портала на шесть ходовых тележек реакции в шарнире опоры R=34т=34000 кг. В этом случае опора портала в сечении А–А удерживается шарниром штока стягивающего гидроцилиндра.

Напряжение в сечении А–А от изгибающего момента, создаваемого реакцией R составит:

$$\sigma_{AA} = R * l * kД / WX$$

где R=28666 кг–реакция опоры при равномерном распределении массы крана на шесть колёсных тележек

l=575 см–плечо силы;

kД=1.5–коэффициент, учитывающий динамику действующих нагрузок и возможную неравномерность распределения массы крана по тележкам.

WX – Момент сопротивления сечения А–А.

$$WX = \frac{b * a^3 - b_1 * a_1^3}{6 * a} = \frac{60 * 90^3 - 57,6 * 86^3}{6 * 90} = 13154 \text{ см}^3.$$

$$\sigma_{AA} = 2866.6 * 575 * 1,5 / 13154 = 188. \text{ МПа} < [\sigma]$$

При отрыве двух средних холостых тележек от поверхности дороги кран опирается на приводные тележки. Реакция в шарнире опоры, при равномерном распределении массы крана по тележкам, составит $43\text{т}=43000$ кг. В этом случае стягивающий гидроцилиндр сбрасывает давление и опора портала сечением В–В упирается в стрелу крана.

Напряжение в сечении В–В от изгибающего момента, создаваемого реакцией R_1 составит:

$$\sigma_{BB} = R_1 * l_1 * k_D / W_X$$

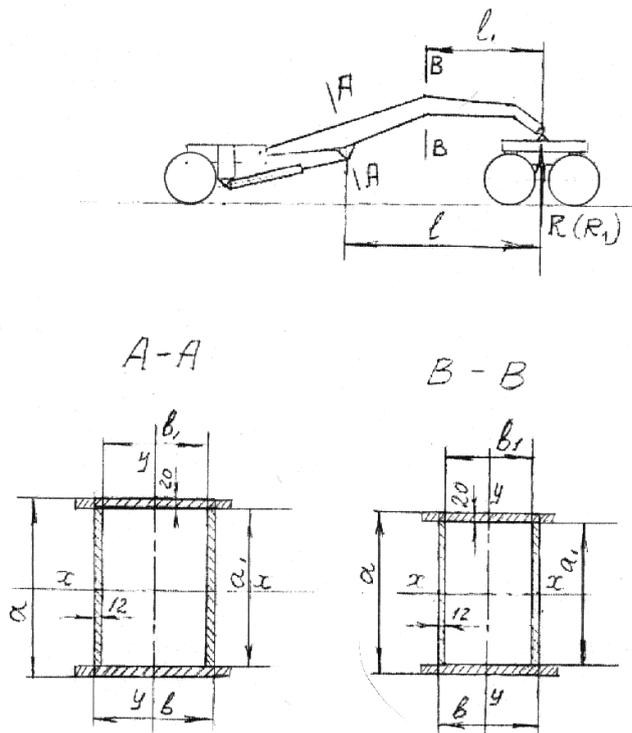
где $R_1 = 43000$ кг

$l_1 = 350$ см

W_X – Момент сопротивления сечения В–В.

$$W_X = \frac{b * a^3 - b_1 * a_1^3}{6 * a} = \frac{50 * 80^3 - 47,6 * 76^3}{6 * 80} = 9802 \text{ см}^3.$$

$$\sigma_{BB} = 43000 * 350 * 1,5 / 9802 = 230,3 \text{ МПа} < [\sigma]$$



$$a = 90 \text{ см}; a_1 = 86 \text{ см.}$$

$$b = 60 \text{ см}; b_1 = 57,6 \text{ см.}$$

$$l = 575 \text{ см}$$

$$a = 80 \text{ см}; a_1 = 76 \text{ см.}$$

$$b = 50 \text{ см}; b_1 = 47,6 \text{ см.}$$

$$l = 350 \text{ см}$$

Рисунок 6.4. – Расчётная схема опоры опорной фермы портала.

7 Расчёт устойчивости крана-манипулятора

7.1 Грузовая устойчивость

Кран – манипулятор в рабочем состоянии опирается на гидродомкраты четырёх выносных опор и не передвигается с грузом. Наличие следящей системы за обеспечением горизонтальности расположения портала крана исключает влияние наклона подкранового основания к горизонту. Стрела крана расположена перпендикулярно к ребру опрокидывания, находится на вылете 21 метр с грузом 36 тонн = 360000 Н. Указанный вылет и вес груза создают наибольший опрокидывающий момент.

Расчётная схема приведена на рисунке 7.1. Грузовая устойчивость рассчитывается относительно ребра «А».

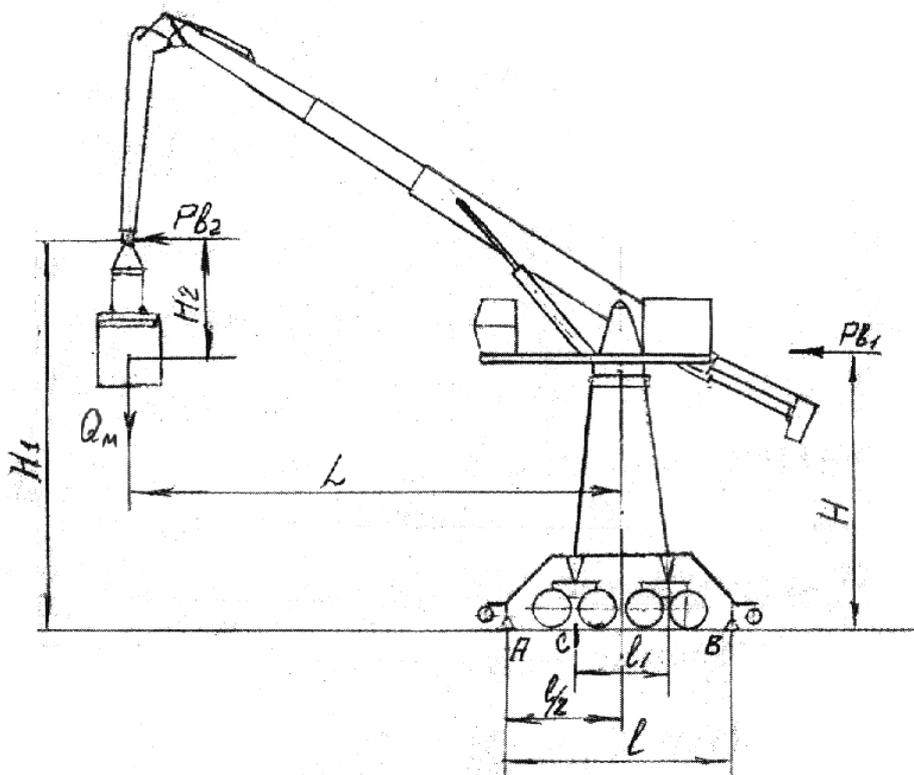


Рисунок 7.1. – Расчётная схема грузовой устойчивости (первый случай)

Коэффициент K_1' , грузовой устойчивости определяется по формуле:

$$K_1' = \frac{1}{G(L - \frac{1}{2})} \left[G_k * \frac{1}{2} - \frac{G * n^2 * L * H_1}{900 - n^2 * H_2} - \frac{Q * V_1}{t_1} (L - \frac{1}{2}) - \frac{(Q + m_c) * V_3'}{t_3} * H - \frac{(Q + m_c) * V_3''}{t_3} \left(L - \frac{1}{2} \right) - P_{b1} * H - P_{b2} * H \right] \geq 1.15$$

где: $G_k = 1720000$ Н – вес крана;

$G = 160000$ Н – вес груза;

$Q=16000$ кг – грузоподъёмность крана;
 $L=25$ м – наибольший вылет при указанной грузоподъёмности;
 $l/2=4,75$ м – расстояние от центра тяжести крана до ребра опрокидывания;
 $H=12$ м; $H_1=16.5$ м; $H_2=4$ м – плечи сил;
 $N=12$ об/мин – частота вращения крана на максимальном вылете и предельной грузоподъёмности;
 $V_1=1$ м/с – скорость подъёма (опускания) груза весом 16 тонн;
 $t_1=2.5$ с – время пуска (торможения) механизма подъёма;
 $t_3=2$, с – время пуска (торможения) механизма изменения вылета;
 $V'_1=1$ м/с и $V''_3=1$ м/с – скорости горизонтального и вертикального перемещения груза;
 $P_{b1}=S_k * p=194 * 250=48500$ Н – ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии;
 $S_k=194$ м² – наветренная площадь крана;
 $p=250$ па – динамическое давление ветра;
 $P_{b2}=S_2 * p=40 * 250=10000$ Н – ветровая нагрузка на груз с захватным приспособлением;
 $S_2=40$ м² – наветренная площадь контейнера и захвата;
 m'_c и m''_c – масса стрелового устройства с оборудованием, приведённая к точке подвеса груза. Учитывая, что вылет стрелы является установленным движением, а изменение угла наклона хобота не совмещается с вылетом, значения m'_c и m''_c приняты как для прямой стрелы:
 $m'_c = m''_c = m_c / 3 = 18000 / 3 = 6000$ кг;
 где m_c – масса передней части стрелы с хоботом;

$$K_1 = \frac{1}{160000(25 - 4.75)} \left[1720000 * 4.75 - \frac{160000 * 1.2^2 * 25 * 16.5}{900 - 12^2 * 4} - \frac{16000 * 1}{2.5} (25 - 4.75) \right] - \left[\frac{(16000 + 6000) * 1}{2.5} * 16.5 - \frac{(16000 + 6000) * 1}{2.5} * (25 - 4.75) - 48500 * 12 - 10000 * 16.5 \right] = 1.86$$

7.1.2 Второй расчётный случай

При условиях рассмотренного первого случая грузовой устойчивости крана, но при стреле, расположенной под углом 45° к ребру опрокидывания проверяется запас устойчивости крана с учётом касательной силы инерции $F_{И.К.}$ и центробежной силы $F_{И.Ц.}$ при торможении или пуске механизма вращения крана.

Расчётная схема приведена на рисунке 7.2.

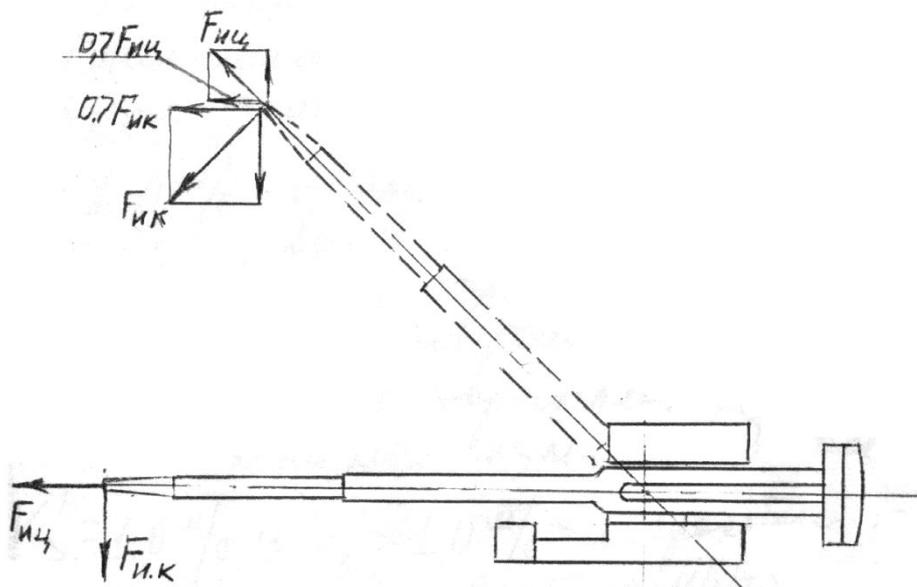


Рисунок 7.2. – Расчётная схема грузовой устойчивости крана (второй случай).

Коэффициент K_1'' , запаса устойчивости определяется по формуле:

$$K_1'' = \frac{1}{0.7G(L - \frac{l}{2})} \left[G_k * \frac{l}{2} - \frac{0.7G * n^2 * L * H_1}{900 - n^2 * H_2} - \frac{66(Q + m_c) * n * L * H_1}{(900 - n^2 * H_2)t_4} - \frac{0.7Q * V_1}{t_1} \left(L - \frac{l}{2} \right) - \right.$$

$$\left. - 0.7 \frac{(Q + m_c) * V_3}{t_3} * H - 0.7 \frac{(Q + m_c) * V_3''}{t_3} \left(L - \frac{l}{2} \right) - 0.7P_{b1} * H - P_{b2} * H_1 \geq 1.5 \right.$$

где $t_4=5$ с – время пуска (торможения) механизма вращения поворотной платформы;

Остальные обозначения приведены выше, при рассмотрении первого расчётного случая грузовой устойчивости.

$$K_1'' = \frac{1}{0.7 * 160000(25 - 4.75)} \left[1720000 * 4.75 - \frac{0.7 * 160000 * 1.2^2 * 25 * 16.5}{900 - 12^2 * 4} \left[- \right. \right.$$

$$\left. - \frac{66 * (160000 + 6000) * 1.2 * 25 * 16.5}{(900 - 12^2 * 4) * 5} - 0.7 * \frac{16000 * 1}{2.5} (25 - 4.75) - 0.7 * \frac{(16000 + 6000) * 1}{2.5} * 16.5 - \right.$$

$$\left. - 0.7 * \frac{16000 * 1}{2.5} (25 - 4.75) \right] - 0.7 * 485000 * 12 - 10000 * 16.5] = 2.31 > 1.5$$

7.1.3 Третий расчётный случай

Расчётная схема соответствует рисунку 10.1.1. Коэффициент K_1''' ,

грузовой устойчивости определяется при отсутствии воздействия сил инерции и ветра:

$$K_1''' = \frac{G_k * \frac{1}{2}}{G * \left(L - \frac{1}{2}\right)} \geq 1.4$$

$$K_1''' = \frac{1720000 * 4.75}{160000 * (25 - 4.75)} = 2.52 > 1.4$$

7.1.4 Грузовая устойчивость крана при передвижении с грузом

Во время передвижения крана с грузом все другие механизмы заблокированы и не могут включиться в работу. До начала передвижения стрела с подвешенным грузом устанавливается перпендикулярно пути движения. При передвижении крана с грузом со стрелой, расположенной вдоль пути передвижения заведомо не обеспечивается устойчивость крана независимо от вылета стрелы, так как при передвижении расчётная опорная база ходовых тележек составит четыре метра.

Расчётная схема приведена на рисунке 7.3.

По приведённой расчётной схеме устойчивость крана проверяется относительно ребра «С».

Удерживающий момент, создаваемый весом крана и груза уменьшается от влияния наклона территории

Опрокидывающий момент в сторону передвижения создаётся ветровой нагрузкой рабочего состояния и действием сил инерции, возникающих при движении крана.

Коэффициент K_{III} запаса устойчивости при передвижении определяется по формуле:

$$K_{III} = \frac{G_k * \left(\frac{1}{2} - \sin \alpha * H\right) + G * \left(\frac{l_1}{2} - \sin \alpha * H_1\right)}{P_{b1} * H + P_{b2} * H_1 + \frac{Q * V_2 * H_1}{t_2} + \frac{m_k * V_2 * H}{t_2}} \geq 1.15$$

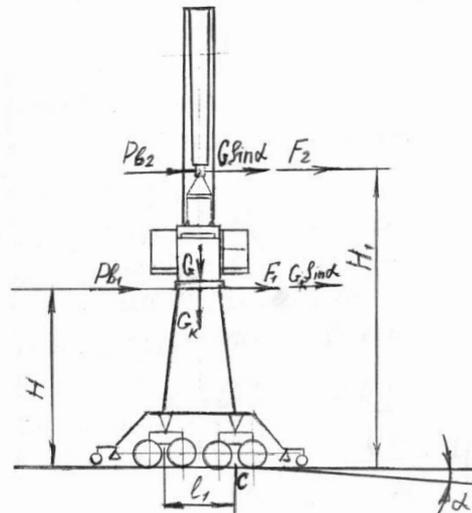


Рисунок 7.3. – Расчётная схема грузовой устойчивости крана при передвижении с грузом.

Где $\alpha=3^\circ$ – Угол наклона подкранового основания к горизонту;

$V=0,5$ м/с – скорость передвижения крана;

$t=1$ с – время пуска (торможения) механизма передвижения;

$m_K=172000$ кг – масса крана;

Остальные обозначения приведены в выше рассмотренных случаях.

$$K_{1л} = \frac{172000 \left(\frac{4}{2} - \sin 3^\circ * 12 \right) + 160000 \left(\frac{4}{2} - \sin 3^\circ * 16.5 \right)}{48500 * 12 + 10000 * 16.5 + \frac{16000 * 0.5}{1} * 16.5 + \frac{172000 * 0.5}{1} * 12} = 1.68 > 1,15$$

7.2 Собственная устойчивость крана

Расчёт собственной устойчивости крана выполнен при его опирании только на ходовые приводные тележки. Гидродомкраты выносных опор и дополнительные опорные колёса подняты.

Устойчивость крана проверяется относительно ребра «Д» при возможном опрокидывании от действия ветровой нагрузки нерабочего состояния в сторону противовеса, при этом противовес полностью выдвинут в сторону опрокидывания.

Удерживающий момент, создаваемый весом частей крана, уменьшается от влияния наклона крана.

Коэффициент K_2 собственной устойчивости определяется по формуле:

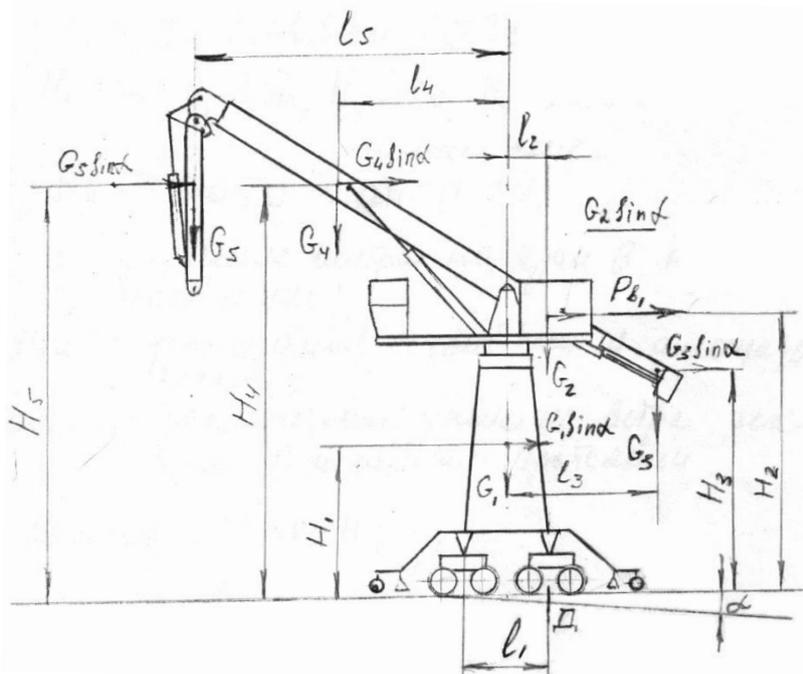


Рисунок 7.4. – Расчётная схема для определения собственной устойчивости крана.

$$K_2 = \frac{1}{P_{b1} * H_2 + G_3 \left[\left(l_3 - \frac{l_1}{2} \right) + H_3 * \sin \alpha \right]} \left\{ G_1 \left(\frac{l_1}{2} - H_1 * \sin \alpha \right) + G_2 \left[\left(\frac{l_1}{2} - l_2 \right) - H_2 * \sin \alpha \right] + \right. \\ \left. + G_4 \left[\left(l_4 + \frac{l_1}{2} \right) - H_4 * \sin \alpha \right] + G_5 \left[\left(l_5 + \frac{l_1}{2} \right) - H_5 * \sin \alpha \right] \right\} \geq 1.15$$

Где $G_1=860000$ Н – вес портала;

$G_2=228000$ Н – вес поворотной платформы;

$G_3=380800$ Н – вес противовеса с хвостовой частью стрелы;

$G_4=230000$ Н – вес передней части стрелы с оборудованием;

$G_5=26700$ Н – вес хобота;

$l_1=4$ м; $l_2=1,42$ м; $l_3=6,58$ м; $l_4=7,1$ м; $l_5=14,1$ м; $H_1=5$ м; $H_2=12$ м;

$H_3=9,5$ м; $H_4=18$ м;

$H_5=18,2$ м; – плечи сил.

$\alpha=3^\circ$ – угол наклона подкранового основания к горизонту;

$P_{b1}=SK * p_1$ – давление ветра на кран в нерабочем положении;

$SK=194 \text{ м}^2$ – расчётная наветренная площадь крана;

$p_1=400$ Па – динамическое давление ветра на кран в нерабочем положении;

$P_{b1}=194 * 400=77600$ Н.

$$K_2 = \frac{1}{77600 * 12 + 380800 * \left[\left(6.58 - \frac{4}{2} \right) + 9.5 * \sin 3^\circ \right]} \left\{ 860000 * \left(\frac{4}{2} - 5 * \sin 3^\circ \right) + 228000 * \right. \\ \left. \left[\left(\frac{4}{2} - 1.42 \right) - 12 * \sin 3^\circ \right] + \right. \\ \left. + 230000 * \left[\left(7.1 + \frac{4}{2} \right) - 18 * \sin 3^\circ \right] + 26700 * \left[\left(14.1 + \frac{4}{2} \right) - 18.2 * \sin 3^\circ \right] \right\} = 1,73 > 1,15$$

7.3 Заключение по результатам расчёта устойчивости крана – манипулятора

Методическое выполнение расчётов устойчивости крана проверено по рекомендациям, изложенным в «Справочнике по кранам» (изд. «Машиностроение» 1988 г. 184 стр.)

В соответствии с требованиями Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов (ПБ 10-382-00) выполнен расчёт грузовой и собственной устойчивости крана – манипулятора.

7.3.1. Грузовая устойчивость крана рассматривается для четырёх основных случаев.

Выполненные расчёты подтвердили, что грузовая устойчивость крана обеспечивается со следующими значениями коэффициентов запаса устойчивости:

1. Коэффициент грузовой устойчивости при учёте всех действующих нагрузок рабочего состояния (без передвижения крана) $K_1' = 1,86$ при нормативном минимальном значении этого коэффициента, равном 1,15.

2. Коэффициент грузовой устойчивости, рассчитанный с учётом воздействия составляющей касательной силы инерции и центробежной силы при торможении или пуске механизма вращения $K_1'' = 2,31$ при нормативном значении, равным 1,5.

3. Коэффициент грузовой устойчивости без учёта воздействия сил инерции и ветра $K_1''' = 2,52$ при нормативном значении, равном 1,4.

4. Четвёртый расчётный случай грузовой устойчивости крана рассчитан при его передвижении с грузом при отсутствии совмещения других рабочих движений крана. Коэффициент грузовой устойчивости для этого случая $K_{III} = 1,68$ при нормативном значении, равном 1,15.

Проведённый расчёт собственной устойчивости крана показал, что она также соответствует нормам – коэффициент собственной устойчивости $K_2 = 1,73$ при нормативном значении, равном 1,15.

Для повышения надёжности устойчивости крана при возникновении не предусмотренных ситуаций на кран установлены дополнительные выносные опорные колёса, которые при расчёте устойчивости крана не учитывались.

ВЫВОДЫ

Выполненный эскизный проект мобильного крана-манипулятора подтвердил техническую возможность и экономическую целесообразность создания такого крана.

Принятые принципиальные технические решения по крану соответствуют мировым тенденциям развития подъемно-транспортной техники.

В дипломной работе с необходимой подробностью определены конструктивные решения, весовые и энергетические показатели по всем основным узлам и по крану в целом. Установлена возможность использования отечественной стали и других материалов, подобрана дизельная электростанция отечественного производства также комплектации крана-манипулятора электрооборудованием. Полученная технико-эксплуатационная характеристика крана-манипулятора по большинству основных показателей подтверждает его преимущество перед отечественными аналогами, применяемыми на перегрузочных работах в портах.

Наиболее существенными достоинствами разработанного мобильного крана-манипулятора, которые определяют эффективность его применения в сравнении с порталными кранами являются: мобильность и универсальность, использование принципа "манипулятора" без грузовых канатов и лебедок, наличие управляемой поворотной головки для позиционирования захватов и груза, более высокие скоростные характеристики.

Применение новых мобильных кранов-манипуляторов позволит :

- повысить интенсивность перегрузочных работ, ускорить обработку транспортных средств (судов, вагонов, авто);
- использование крана в меж навигационный период принесет значительную выгоду и существенно повысит экономический эффект
- повысить производительность труда обслуживающего персонала ;
- повысить уровень автоматизации управления, улучшить условия и культуру труда при эксплуатации и ремонте кранов, уменьшить затраты времени и средств на выполнение ремонтных работ, повысить интенсивность и эффективность использования перегрузочных средств и их фондоотдачу, сократить парк перегрузочных средств, сэкономить капиталовложения на техническое перевооружение и развитие портов и других предприятий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ:

1. ЗАО «МОПЕКО». Эскизный проект – Кран-манипулятор мобильный универсальный. М., 1997, 120 с.
2. Казак С. А., Дусье В. Е., Кузнецов . С. Курсовое проектирование грузоподъёмных машин. М., Высш. шк., 1989, 319 с.
3. Гохберг М.М. Справочник по кранам. Л., Машиностроение, 1988. Т.1–336 с., Т.2–559 с.
4. Шерле З. П., Каракулин Г. Г. Справочник механизатора речного порта. М., Транспорт, 1980, 391 с.
5. Александров М. П. Подъёмно-транспортные машины. М., Выс. шк., 1979, 558 с.
6. Мягков В. Д. Краткий справочник конструктора. Л., Машиностроение, 1975, 816 с.
7. Скороходов Е. А. Общетехнический справочник. М., Машиностроение, 1982, 415 с.
8. Спивковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М., Машиностроение, 1983, 487 с.
9. Кузьмин А. В., Марон Ф. Л. Справочник по расчётам механизмов подъёмно-транспортных машин. М., Высш. шк., 1983, 350 с.
10. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов. СПб., Деан, 2005, 272 с.
11. Гаранин Н. П., Брауде В. И., Артемьев П. П. Грузоподъёмные машины на речном транспорте. М., Транспорт, 1991, 319 с.

КОМПАС-3D v17.1 Home © 2017 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

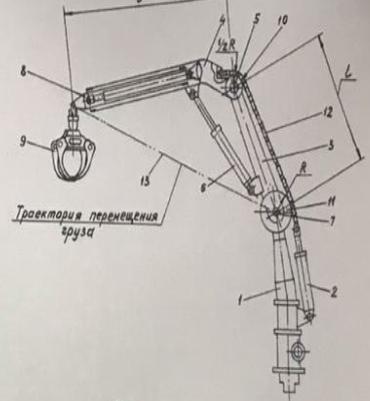
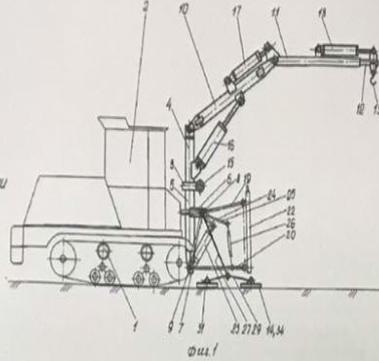
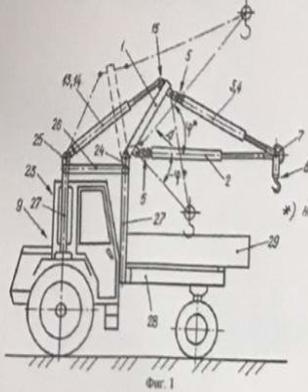
Формат		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
№	Инд.						
Документация							
A1				ДР.ПТМ.14.07.02. СД	Сборочный чертеж	1	
Сборочные единицы							
		1		ДР.ПТМ.14.07.02.08	Оголовок	2	
		2		ДР.ПТМ.14.07.02.09	Трапеция	2	
		3		ДР.ПТМ.14.07.02.10	Арка	2	
		4		ДР.ПТМ.14.07.02.11	Стенка №1	2	
		5		ДР.ПТМ.14.07.02.12	Стенка №2	4	
		6		ДР.ПТМ.14.07.02.13	Стенка №3	4	
		7		ДР.ПТМ.14.07.02.14	Консоль	2	
		8		ДР.ПТМ.14.07.02.15	Опора №1	2	
		9		ДР.ПТМ.14.07.02.16	Опора №2	2	
		10		ДР.ПТМ.14.07.02.17	Опора №3	4	
		11		ДР.ПТМ.14.07.02.18	Блок роликоопор №1	4	
		12		ДР.ПТМ.14.07.02.19	Ограничитель №1	4	
		13		ДР.ПТМ.14.07.02.20	Блок роликоопор №2	2	
		14		ДР.ПТМ.14.07.02.21	Ограничитель №2	2	
Стандартные изделия							
		15			Лист Б-ПВ-0 ГОСТ 19903-74 Сталь 10ХСНД-12 ГОСТ 10-50-84 3380x220x16 мм	2	
		16			Лист Б-ПВ-0 ГОСТ 19903-74 Сталь 10ХСНД-12 ГОСТ 10-50-84 500x280x16 мм	1	
				ДР.ПТМ.14.07.02. СД			
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	Металлоконструкция стрелы		
Разраб.	Тайсуганова С.Р.			15.05			
Проб.	Камзанов Н.С.			15.05			
Н.контр.	Козбагаров Р.А.			16.05			
Утв.	Машеков С.А.			20.05	КазНИТУ им.К.И. Сатпаева Кафедра ТТ		

Не для коммерческого использования

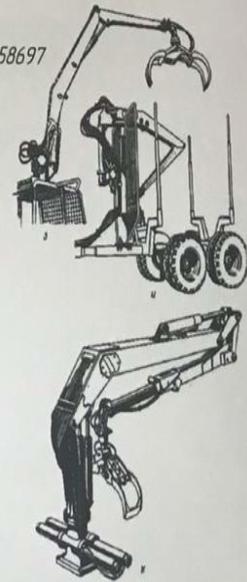
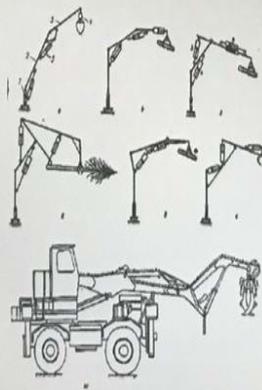
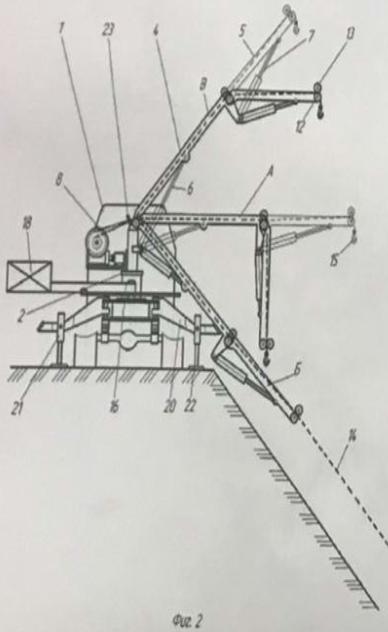
Копировал

Формат А4

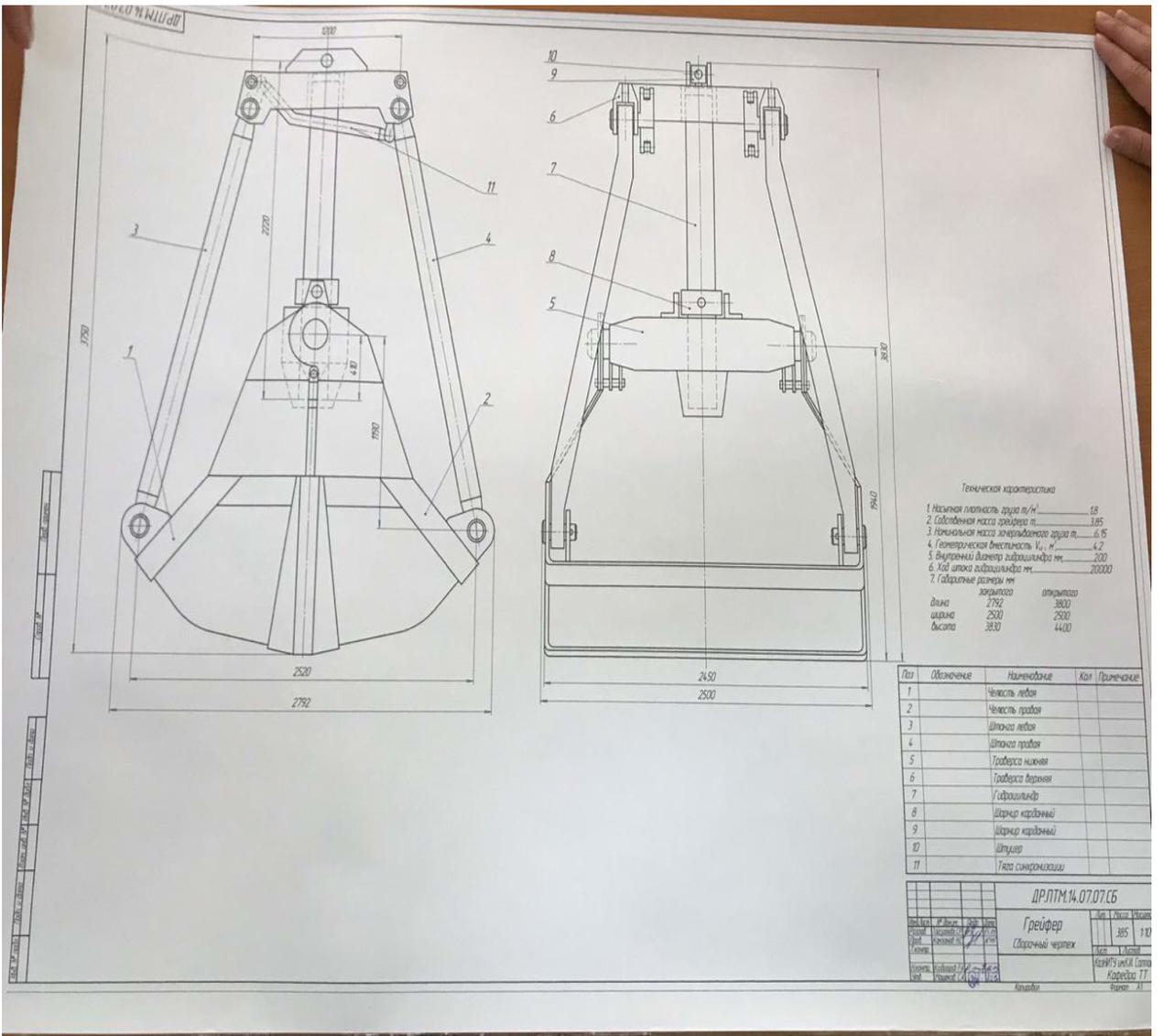
Кран-манипулятор. Патент РФ №2207317 Кран-манипулятор. Патент РФ № 2312057 Гидравлический кран-манипулятор. Патент РФ №2193518



Кран-манипулятор на грузовом автомобиле. Патент РФ №2545698 Кран-манипулятор. Патент РФ №2558697



Вид работы: Дипломная работа
Тема: Проектирование мобильного крана-манипулятора для погрузки сыпучих грузов
Студент: Тайсуганба С.Р.
Матрица: 58071300 - Транспортная техника и технологии
Кафедра: Транспортная техника
Тексерген: Камзонаб Н.С.

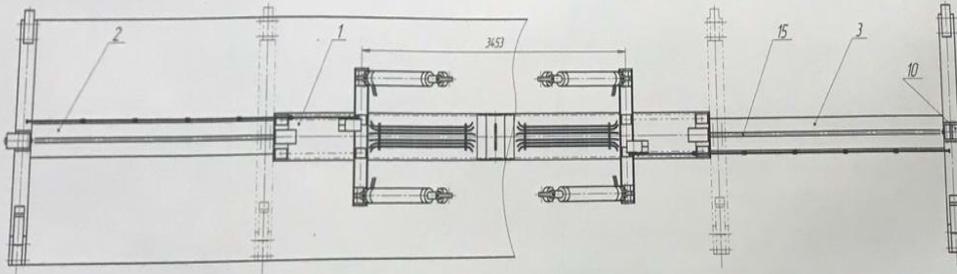
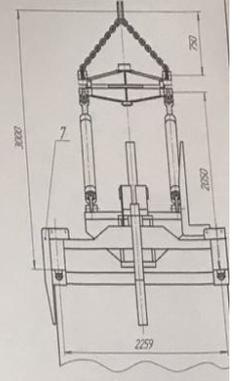
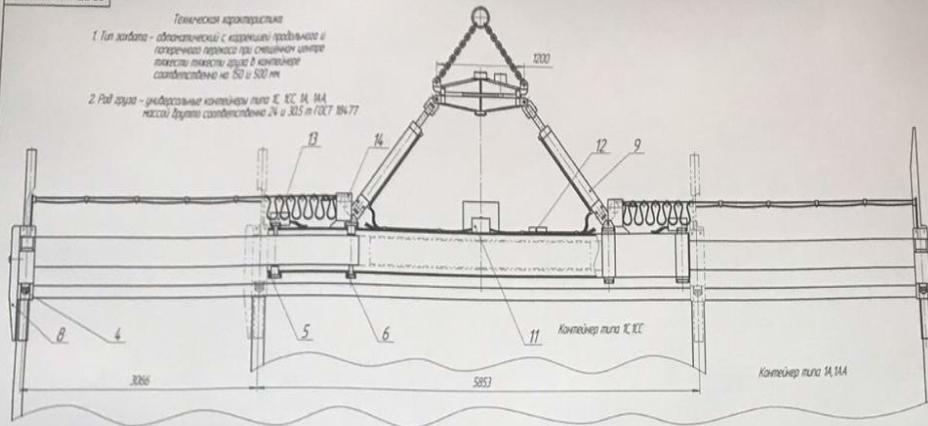


9) 80204.14.07

Техническая характеристика

1. Тип изделия - автоматический с коррекцией продольного и поперечного диаметра при номинальном диаметре толщины стенок трубы в контейнере соответственно на 50 и 500 мкм

2. Вид трубы - радиальные контейнеры типа Е, ЕС, И, ИА, ИАС (длина соответственно 24 и 30,5 м / ГОСТ 10477)



Поз.	Обозначение	Наименование
1		Рамка
2		Гидравлический привод
3		Гидравлический привод
4		Занос гидравлический
5		Стекло гидравлическое
6		Шарик
7		Направляющая
8		Направляющая
9		Гидравлический привод
10		Гидравлический привод
11		Блок опорный гидравлический
12		Лопатки коррекции перекоса
13		Гидравлический привод
14		Устройства для сборки гидравлической
15		Ролик гидравлический

ДРЛТМ.14.07

Исполн.	Провер.	Дата	Знак

РЕЦЕНЗИЯ

на _____ *дипломную работу*
(наименование вида работы)

_____ *Тайсуганова Сабина Руслановна*
(Ф.И.О. обучающегося)

_____ *5B071300 - Транспорт, транспортная техника и технологии*
(шифр и наименование специальности)

На тему: _____ *Проектирование мобильного крана-манипулятора для погрузки*
_____ *сыпучих грузов*

Выполнено:

- а) графическая часть на _____ листах
- б) пояснительная записка на _____ страницах

ЗАМЕЧАНИЯ К РАБОТЕ

По рецензируемой работе имеются следующие замечания:

1. Не все таблицы имеют нумерацию.
2. Графическая часть должны быть оформлены по ГОСТу.

Оценка работы

_____ *Несмотря на замечание, полагаю, что дипломная работа заслуживает*
_____ *оценки «отлично» (91 баллов), а ее автор, Тайсуганова Сабина Руслановна,*
_____ *заслуживает присвоения квалификации бакалавра по специальности*
_____ *5B071300-«Транспорт, транспортная техника и технологии»*

Рецензент

_____ *Директор ТОО «Алматы-Достык Экспресс»*

_____ *(должность, уч. степень, звание)*

_____ *Т.С. Бекетов*

_____ *(подпись) Ф.И.О.*

_____ *«17» мая 2019г.*

Отзыв научного руководителя

Дипломная работа

(вид работы)

Тайсуганова Сабина Руслановна

(ф.и.о. студента)

5B071300-Транспорт, транспортная техника и технологии

(шифр и наименование специальности)

Тема: *Проектирование мобильного крана-манипулятора для погрузки сыпучих грузов*

Тайсуганова Сабина Руслановна, в процессе выполнения дипломной работы в полной мере использовала знания, полученные в университете. Работа выполнена в соответствии с заданием кафедры.

В работе необходимые расчеты были выполнены в полном объеме, все чертежи выполнены в соответствии с требованиями ГОСТа. Кроме того, были проведены и обследованы патентные поиски мобильного крана для погрузки сыпучих материалов. Предлагаемая конструкция повысит эффективность работы. В связи с этим были сделаны подробные расчеты.

Представленная на защиту дипломная работа показывает уровень подготовки автора С.Р. Тайсугановой. В связи с этим Тайсуганова С.Р. заслуживает присвоение академической степени «бакалавр» по специальности 5B071300-«Транспорт, транспортная техника и технологии» и его работу можно рекомендовать к публичной защите.

Научный руководитель

Магистр технических наук, лектор

(должность, научная степень)



(подпись)

Н.С. Камзанов

Ф. И. О.

«17» мая 2019г.

Отчет подобия



Университет:	Satbayev University
Название:	Производство мобильного крана манипулятора для сыпучих грузов
Автор:	Тайсуганова Сабина Руслановна
Координатор:	Нурбол Камзанов
Дата отчета:	2019-05-20 10:13:02
Коэффициент подобия № 1: ?	36,1%
Коэффициент подобия № 2: ?	20,3%
Длина фразы для коэффициента подобия № 2: ?	25
Количество слов:	6 423
Число знаков:	44 713
Адреса пропущенные при проверке:	
Количество завершенных проверок: ?	85

К вашему сведению, некоторые слова в этом документе содержат буквы из других алфавитов. Возможно - это попытка скрыть позаимствованный текст. Документ был проверен путем замещения этих букв латинским эквивалентом. Пожалуйста,