

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ДНЕПРОДЗЕРЖИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

БЕЙГУЛ Всеволод Олегович

УДК 629.025:539.4

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ПОДЪЕМНО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ
БУКСИРОВЩИКОВ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ**

05.22.12 – Промышленный транспорт

*Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук*

Научный руководитель –
доктор технических наук,
профессор Л.Н. Ширин

Днепродзержинск, 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ.....	10
1.1. Общие сведения	10
1.2. Обзор методов проектирования буксировщиков карьерных автосамосвалов.....	10
1.3. Обзор работ, посвященных исследованию динамики спецавтотранспорта	12
1.4. Обзор исследований в области конструктивного совершенствования спецавтотранспорта	16
1.5. Цель работы, постановка задач	17
РАЗДЕЛ 2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК, ВОСПРИЯТИЯ И ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННИХ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПОДЪЕМНО-СЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО.....	19
2.1. Общие положения.....	19
2.2. Формирование нагрузок на силовые элементы подъемно- цепного устройства	19
2.3. Выводы.....	43
РАЗДЕЛ 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУ- ЮЩИХ НА ПОДЪЕМНО-СЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО В ВОЗМУЩЕННОМ ДВИЖЕНИИ СИСТЕМЫ «БУКСИРОВЩИК-АВТОСАМОСВАЛ»	44
3.1. Общие положения.....	44
3.2. Буксирование автосамосвала захватом спереди при упругой задней подвеске.....	45
3.3. Буксирование автосамосвала захватом сзади при упругой передней подвеске	52

3.4.Буксирование автосамосвала захватом спереди при жесткой задней подвеске	56
3.5.Буксирование автосамосвала захватом сзади при жесткой передней подвеске	59
3.6.Определение коэффициентов динамичности при буксировании карьерных автосамосвалов	64
3.7. Выводы.....	66
РАЗДЕЛ 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОСНОВНЫХ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДЪЕМНО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА БУКСИРОВЩИКА БКА-110.....	
4.1 Общие сведения	67
4.2 Программа и методика определения коэффициентов динамичности	67
4.3 Определение коэффициентов динамичности для упругой и жесткой подвесок буксируемого автосамосвала	70
4.4 Прочностное испытание карьерного буксировщика БКА - 110..	72
4.4.1 Программа испытания	72
4.4.2 Методика проведения испытания	73
4.4.3 Проведение прочностного испытания и обработка результатов	76
4.5.Выводы.....	77
РАЗДЕЛ 5. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ, НАПРАВЛЕННОЙ НА ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ БУКСИРОВЩИКОВ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ ..	
5.1 Общие положения.....	79
5.2 Алгоритм выбора рациональных параметров подъемно-сцепного устройства	79

5.3 Программа расчета рациональных параметров подъемно-сцепного устройства	86
5.4 Расчет на прочность подъемно-сцепного устройства карьерного буксировщика БКА - 110	94
5.5 Выводы.....	104
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	105
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	107
ПРИЛОЖЕНИЯ.	
1. Приложение А. Акт внедрения инженерной методики проектирования карьерных буксировщиков в ОАО «Транспогресс».....	115
2. Приложение Б. Акт внедрения в учебном процессе научных результатов кандидатской диссертации Бейгула Всеволода Олеговича «Обоснование рациональных параметров подъемно-сцепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов».....	116

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Прогресс в горнодобывающей промышленности тесно связан с развитием открытых разработок полезных ископаемых, где в транспортном обслуживании главное место занимают большегрузные автомобили-самосвалы. Находясь в сложных условиях эксплуатации, автосамосвалы допускают отказы зачастую на большой глубине карьеров. Выходы из строя бывают разные, в том числе требующие доставки автосамосвалов в стационарные механические мастерские на поверхности карьеров для последующего ремонта. В условиях стесненного пространства и больших уклонов технологических дорог в карьерах для этих целей служат специально оборудованные буксировщики, позволяющие оперативно захватывать и транспортировать поврежденные автосамосвалы. В карьерах технологические дороги не позволяют выполнять сложные маневры, поэтому захват и транспортирование поврежденных машин должны осуществляться захватом как спереди, так и сзади. Это обстоятельство определяет конструктивные особенности подъемно-цепных устройств. В связи с экстремальными условиями эксплуатации к буксировщикам предъявляются очень высокие требования.

В последние годы к разработке и изготовлению буксировщиков карьерных автосамосвалов присоединился и собственно Белорусский автомобильный завод. Это тягачи-буксировщики БелАЗ-74470 для буксирования автосамосвалов массой до 42 тонн, БелАЗ-74131 для буксирования автосамосвалов массой 70-160 тонн, БелАЗ-74306 для буксирования автосамосвалов массой 105-260 тонн.

Но эти машины слишком дороги, и отечественные горно-обогатительные комбинаты обходятся собственным производством. В современных условиях буксировщики выполняются на базе карьерных автосамосвалов соответствующей грузоподъемности; проектирование сводится к разработке подъемно-цепных устройств. Разработка и изготовление буксировщиков происходит на Криворожском заводе по ремонту дизельных автомобилей.

В таких условиях развитие теории буксировщиков карьерных автосамосвалов, в том числе обоснование рациональных параметров

подъемно-цепных устройств составляет важное научное задание, которое имеет большое значение для отечественной промышленности, поэтому тему диссертационной работы следует считать весьма актуальной.

Связь работы с научными программами, планами, темами.

Диссертационная работа выполнена по плану научно-исследовательских работ Днепродзержинского государственного технического университета Министерства образования и науки Украины. Автор диссертации принимал участие как соисполнитель в научно-исследовательской работе «Разработка методов неразрушающего контроля и системного диагностирования технического состояния автомобилей» с номером государственной регистрации 0110 U002301.

Цель и задачи исследования. Цель состоит в обосновании рациональных параметров подъемно-цепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов на базе изучения и раскрытия механизмов взаимодействия силовых элементов, которые обеспечивают условия для внедрения конструкций с рациональной металлоемкостью. Для достижения этой цели в диссертации поставлены и решены следующие задачи:

– разработка математической модели формирования внешних нагрузок, восприятия и передачи внутренних усилий, которые действуют на подъемно-цепное устройство;

– определение динамических нагрузок, которые действуют на подъемно-цепное устройство в возмущенном движении системы «буксировщик-автосамосвал»;

– экспериментальное определение напряженно-деформированного состояния основных силовых элементов подъемно-цепного устройства буксировщика БКА-110;

– разработка методики проектирования подъемно-цепных устройств, направленной на выбор рациональных параметров буксировщиков карьерных автосамосвалов.

Объект исследования – процесс формирования внешних нагрузок и внутренних усилий в силовых элементах подъемно-цепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов.

Предмет исследования – параметры силовых элементов подъемно-цепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов.

Идея исследования состоит в выявлении закономерностей формирования внешних нагрузок, действующих на подъемно-цепные устройства буксировщиков карьерных автосамосвалов, и выборе конструктивных решений, которые способствуют рациональному включению в работу основных силовых элементов этих устройств.

Методы исследования. Выбор направления исследования и определение актуальности темы работы выполнен на основе анализа литературных источников и обобщения исследований, проведенных предшественниками. Математическое моделирование формирования внутренних усилий в силовых элементах подъемно-цепных устройств базируется на методах строительной механики и прикладной теории упругости. Математическое моделирование возмущенного движения системы «буксировщик-автосамосвал» базируется на математическом аппарате аналитической механики. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния силовых элементов подъемно-цепного устройства выполняется методами тензометрирования и осциллографирования.

Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и результатов обусловлена адекватностью математических моделей, которые базируются на фундаментальных положениях классических научных дисциплин, реальным процессом, который подтверждается стандартными процедурами проверки результатов исследований на всех этапах и удовлетворительной сходимостью теоретических и экспериментальных результатов.

Научная новизна полученных результатов:

- впервые разработана математическая модель формирования внешних нагрузок на подъемно-цепные устройства путем введения расчетных случаев нагружения, которые базируются на характерных режимах движения системы «буксировщик-автосамосвал» и составляют предпосылки для определения рациональных параметров силовых элементов подъемно-цепных устройств;
- впервые разработана математическая модель возмущенного движения

системы «буксировщик-автосамосвал», что обеспечивает определение расчетных нагрузок и обоснование рациональных параметров силовых элементов подъемно-цепных устройств;

– получены аналитические выражения критических скоростей буксирования карьерных автосамосвалов при разных типах подвески и способах захвата автосамосвалов, которые непосредственно влияют на выбор рациональных параметров подъемно-цепных устройств;

– дальнейшее развитие получил метод анализа восприятия и передачи внутренних усилий в силовых элементах подъемно-цепных устройств, которые влияют на выбор рациональных параметров несущих конструкций подъемно-цепных устройств буксировщиков.

Практическое значение полученных результатов. Разработанные методика проектирования подъемно-цепных устройств, направленная на обоснование рациональных параметров силовых элементов, а также алгоритм и программа компьютерной оптимизации силового набора подъемно-цепных устройств по критерию минимальной металлоемкости внедрены в практику проектирования буксировщиков карьерных автосамосвалов в ОАО «Транспрогресс» (г. Мариуполь), соответствующий акт внедрения прикладывается.

Полученные научные и практические результаты используются также в учебном процессе Днепродзержинского государственного технического университета (г. Днепродзержинск) при подготовке бакалавров, специалистов и магистров по направлению подготовки «Автомобильный транспорт» и специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» при изучении дисциплин «Математическое моделирование технологических процессов на транспорте», «Надежность и долговечность узлов автомобилей», что подтверждается соответствующим актом внедрения.

Личный вклад соискателя. Постановка цели и задач исследования выполнена совместно с научным руководителем. Научные результаты, изложенные в диссертации и вынесенные на защиту, получены соискателем лично. В трудах, опубликованных в соавторстве, соискателю принадлежит следующее: [11] – проведение экспериментального исследования буксировщика карьерных автосамосвалов; [12, 13] –

постановка задач исследования, аналитический обзор конструкций буксировщиков; [14] – разработка математической модели возмущенного движения системы «буксировщик-автосамосвал»; [15, 16] – постановка задач исследования, разработка математической модели обоснования рациональных параметров подъемно-сцепного устройства.

Апробация результатов диссертации. Основные положения диссертации доложены и получили поддержку на Международных научных конференциях: «Проблемы механики горно-металлургического комплекса» (г. Днепропетровск, 28-31 мая 2002 г.); «Современные проблемы и перспективы развития транспорта горных предприятий» (г. Днепропетровск, 22-24 ноября 2007 г.); «Научные исследования – теория и эксперимент’2013» (г. Полтава, 29-31 мая 2013 г.); «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы» (г. Севастополь, 16-21 сентября 2013 г.); «Развитие научных исследований’2013» (г. Полтава, 25-27 ноября 2013 г.); на заседании объединенного научно-технического семинара при кафедре «Технология машиностроения» Днепродзержинского государственного технического университета (г. Днепродзержинск, 2015г.); на заседании объединенного научно-технического семинара при кафедре «Транспортные системы и технологии» ГВУЗ «Национальный горный университет» (г. Днепропетровск, 2015 г.); на заседании межкафедрального научного семинара Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (г. Днепропетровск, 2015 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликованы 16 научных работ, в том числе 10 статей опубликованы в научных изданиях, утвержденных МОН Украины, 1 статья опубликована в журнале, который включен в Базы данных Scopus, Index Copernicus, ВИНТИ РАН, «Ulrich’s Periodicals Directory», 5 тезисов докладов на Международных научных конференциях.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, заключения; изложена на 104 страницах машинописного текста, содержит 32 рисунка, 2 таблицы, список использованных источников из 72 наименований и 2 приложений на 2 страницах. Общий объем работы 116 страниц.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ

1.1. Общие сведения

Доставка вышедших из строя самосвалов с места поломки на поверхность карьеров и далее к месту стационарных ремонтных мастерских в принципе может осуществляться тремя способами: буксирование на гибкой сцепке, буксирование на жесткой сцепке, буксирование с помощью специально оборудованного автомобиля-буксировщика. В условиях карьеров случаются поломки [41, 45], когда машина не может перемещаться на своем ходу, встает вопрос о ее доставке при отрыве передних или задних колесных опор от дороги. Такой способ доставки может быть осуществлен только с помощью автомобилей-буксировщиков, является исключительно мобильным, производительным, не требует размещения водителя в буксируемой машине, широко применяется в мировой практике. Такая схема буксирования конструктивно проста, достаточно автономна. Вместе с тем требует дополнительных исследований по формированию внешних нагрузок на подъемно-сцепное устройство и динамике системы "буксировщик - автосамосвал" для научно-обоснованного подхода к проектированию и конструированию основных силовых элементов несущей конструкции.

1.2. Обзор методов проектирования буксировщиков карьерных автосамосвалов

На Украине автомобили-буксировщики проектируются в ОАО "Транспрогресс" (г. Мариуполь), в России проектируются и изготавливаются на Белгородском авторемонтном заводе

"Авторемгормаш". Автомобили-буксировщики проектируются на базе серийно выпускаемых автосамосвалов БелАЗ [1] путем установки подъемно-цепного устройства, приспособленного для захвата спереди (рис. 1.1) и сзади (рис. 1.2) буксируемых автосамосвалов. Конструкция подъемно-цепного устройства состоит из неподвижной рамно-ферменной несущей конструкции, которая крепится к раме серийного автосамосвала, и подвижной штанги, которая имеет два узла, рассчитанных для захвата спереди и сзади. Наибольшее распространение из этой серии получил автомобиль-буксировщик БКА-110 на базе карьерного автосамосвала БелАЗ-549, который эффективно используется при буксировании карьерных автосамосвалов массой до 110 тонн.

В последние годы к разработке и изготовлению тягачей-буксировщиков подключается и собственно Белорусский автомобильный завод (г. Жодино). Это тягач-буксировщик БелАЗ-74470, который эффективен при буксировании неисправных карьерных автосамосвалов массой до 42 тонн, тягач-буксировщик БелАЗ-74131 для буксирования неисправных карьерных автосамосвалов массой от 70 тонн до 160 тонн по технологическим дорогам в различных дорожных и климатических условиях, тягач-буксировщик БелАЗ-74306 для буксирования неисправных карьерных автосамосвалов массой от 105 тонн до 260 тонн в самых жестких условиях технологических дорог карьерных горно-обогатительных комбинатов.

Рамы этих буксировщиков представляют собой сварные конструкции из высокопрочной низколегированной стали. Продольные силовые элементы лонжероны – коробчатого профиля, переменной высоты, соединены между собой поперечинами.

Подъемно-цепные устройства состоят из неподвижных и подвижных кронштейнов, которые перемещаются при помощи гидроцилиндров. При этом подвижные кронштейны имеют элементы захвата (верхние и нижние)

и разные ступени фиксации. Нижние части подвижных кронштейнов опускаются на грунт. Управление – электрогидравлическое из кабины водителя или с помощью выносного пульта управления.

Параметры основных силовых элементов подъемно-сцепных устройств определяются из расчета на статическую прочность, не учитывают ряд составляющих внешней нагрузки, не учитывают динамические эффекты, связанные с колебаниями системы "буксировщик-автосамосвал" при движении по неровностям технологических дорог.

Проектированию буксировщиков карьерных автосамосвалов, а также буксирных устройств посвящены работы [12, 13, 15, 16, 63].

1.3. Обзор работ, посвященных исследованию динамики спецавтотранспорта

Динамике двухзвенных колесных машин посвящен ряд работ, в том числе в работах Веселова Г.П., Густомясова А.Н., Колмакова В.И. [25], [26] исследуются колебания системы "тягач-прицеп" при движении по неровностям дорог, изучаются упруго-демпфирующие связи. Динамической устойчивостью занимаются Лобас Л.Г., Ващенко Ю.Л. Известны их работы для двухзвенных автопоездов [38], [39]. Следует попутно отметить, что особую актуальность эти работы имеют в области магистральных автопоездов. В системе "тягач-прицеп" в некоторых случаях могут возникать автоколебания, раскрывают механизм возникновения таковых Бусаров Ю.П., Черкунов В.Б., Татарченко А.Е. в известной работе [22]. Авторы убедительно показывают, как можно избежать появления автоколебаний конструктивными мероприятиями.



Рисунок 1.1 – Буксирование карьерного автосамосвала захватом спереди



Рисунок 1.2 – Буксирование карьерного автосамосвала захватом сзади

Большой пласт занимают работы, посвященные исследованию характеристик шин как упругих элементов. Это диссертационные работы Князькова В.Н. [36], Митекина П.И. [42], Нанадзе Г.Н. [44], Рязановского А.Р. [49], где изучаются радиальная и боковая жесткости, поглощающая способность шин при колебаниях.

Значительное место в колебаниях автомобилей занимают кинематические возмущения, которые реализуются неровностями дорог. Изучением статистических характеристик микропрофиля дорог занимались Афанасьев В.Л., Хачатуров А.А., результаты изложены в работе [3]. Барахтанов Л.В. в диссертационной работе [5] исследовал статистические характеристики микропрофиля пересеченной местности в тесной связи с колебаниями вездеходных машин. Бейгул О.А. в книгах [8] и [9] приводит результаты статистического исследования микропрофиля технологических дорог металлургических предприятий, при исследовании динамики платформ на пневмоколесном ходу использует среднестатистические характеристики неровностей для аппроксимирующих функций. Васильев В.С. в диссертации [23] решает задачу о связи неровностей поверхности дороги с колебаниями автомобиля. В динамику автомобиля большой вклад сделал Певзнер Я.М. В работе [37] он комплексно подходит к исследованию колебаний автомобиля, где самостоятельно проводились статистические исследования. Значительное место в исследовании дорожных условий занимают работы Фаробина Я.Е., Юрчевского А.А., Аксенова С.В., где они вводят классификацию дорог по степени влияния на обобщенные показатели тягово-скоростных свойств автотранспортных средств. Некоторые результаты представлены в работе [59]. Исследованию динамики автомобиля посвящены работы [4, 6, 19, 33, 37, 46, 67]. Динамике системы «буксировщик-самосвал» посвящены работы [10, 11, 14, 16].

1.4. Обзор исследований в области конструктивного совершенствования спецавтотранспорта

Главным критерием конструктивного совершенства спец авто-транспорта является его металлоемкость. Безверхий С.Ф., Белокуров В.Н., Самойлов Г.А. значительный вклад внесли в экспериментальные методы снижения металлоемкости автомобилей [7, 12]. Красной нитью работ Бейгула О.А. проходит снижение металлоемкости спецавтотранспорта [8, 9]. Белокуров В.Н. в своих работах намечает пути снижения металлоемкости рам грузовых автомобилей [17], значительное место посвящает снижению нагруженности несущей системы автомобиля путем оптимизации угловых жесткостей шин и подвески [18]. Волохов Г.М. работает в области повышения прочности соединений продольных и поперечных элементов автомобильных рам [27], тесно связывает повышение прочности с уменьшением металлоемкости несущих систем автомобилей [28]. Выгонный А.Г. предлагает критерии выбора жесткости подвески автомобиля [29]. Конструктивное совершенство прицепов тесно связывает с долговечностью и снижением металлоемкости Горин Э.А. в работе [32]. Повышением долговечности несущих систем карьерных автосамосвалов занимаются Григолюк Э.И., Сухомлинов А.Г., Барышников Ю.Н. [34]. Резниченко В.А., Наркевич Э.И., Киселев Н.С. занимаются изучением эксплуатационных свойств спецавтотранспорта [48].

Ряд авторов совершенствование конструкций связывают с точным знанием нагрузок, которые приходят на основные несущие элементы спецавтотранспорта. Так Степанов Е.Ф., Сливинский В.И., Троицкий В.Т. предлагают тензометрическое опорно-цепное устройство [53]. Фасхиев Х.А. Павленко П.Д. предлагают делать прочностную доводку конструкций на пути снижения металлоемкости и увеличения долговечности [58].

Исследованию конструктивных решений несущих систем спецавтотранспорта посвящены работы [24, 29–31, 35, 40, 43, 47, 51, 54, 56, 57, 62, 64]. Ряд работ посвящен оптимизации несущих систем по критерию минимальной металлоемкости. Это работы [61], [71], [72].

1.5. Цель работы. Постановка задач

Из приведенного выше анализа следует, что в настоящее время проектирование автомобилей-буксировщиков карьерных автосамосвалов не учитывает ряд режимов нагружения и приводит к перетяжелению конструкций, в научной литературе отсутствуют материалы, посвященные разработке и исследованию автомобилей-буксировщиков при очевидной актуальности таких машин для открытых горных работ, где широко применяются карьерные автосамосвалы. Приведенный обзор показал, в каком направлении следует работать на пути создания автомобилей-буксировщиков, учитывая, что даже в общем автомобилестроении нет единого и научно-обоснованного подхода к проектированию несущих систем.

В связи с этим можно сформировать следующую цель работы: обоснование рациональных параметров подъемно-сцепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов на базе изучения и раскрытия механизмов взаимодействия силовых элементов, которые обеспечивают условия для внедрения конструкций с рациональной металлоемкостью. Для достижения поставленной цели в диссертации поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработка математической модели формирования внешних нагрузок, восприятия и передачи внутренних усилий, действующих на подъемно-сцепное устройство.

2. Определение динамических нагрузок, действующих на подъемно-

сцепное устройство в возмущенном движении системы "буксировщик-автосамосвал".

3. Экспериментальное определение напряженно-деформированного состояния основных силовых элементов подъемно-сцепного устройства буксировщика БКА-110.

4. Разработка методики проектирования подъемно-сцепных устройств, направленных на выбор рациональных параметров буксировщиков карьерных автосамосвалов.

Задачи 1,2,4 решались теоретически.

Задача 3 решалась в условиях промышленного эксперимента.

РАЗДЕЛ 2

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК, ВОСПРИЯТИЯ И ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННИХ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПОДЪЕМНО- СЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО

2.1. Общие положения

Как правило, подъемно-сцепное устройство буксировщиков монтируется на базовых машинах соответствующей грузоподъемности, может иметь конструктивные особенности, но принципиально состоит из следующих частей: неподвижная штанга – балочно-ферменная конструкция [20], которая крепится к раме базового автомобиля и содержит направляющее устройство для перемещения другой штанги – подвижной. Подвижная штанга, как правило, содержит два узла захвата буксируемого автосамосвала, перемещается в направляющем устройстве неподвижной штанги. Перемещается подвижная штанга с помощью гидравлического или пневматического приводов. В зависимости от места захвата – за передний бампер или за заднюю поперечину кузова – в работу включается соответственно нижний или верхний узел захвата подвижной штанги.

2.2. Формирование нагрузок на силовые элементы подъемно-сцепного устройства

На рис. 2.1 и 2.2 представлены расчетные схемы подъемно-сцепного устройства в момент захвата и подъема и в процессе буксирования автосамосвала. При захвате спереди нагружается нижний узел, при захвате за кузов нагружается верхний узел подвижной штанги. Нагружение основных элементов несущей системы описывается следующими расчетными случаями: 1. Нагружение нижнего узла подвижной штанги вертикальной

силой F_y при подъеме автосамосвала. 2. Нагружение верхнего узла штанги вертикальной силой F_y при подъеме автосамосвала. 3. Нагружение нижнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_y и продольной силой F_x при буксировании автосамосвала. 4. Нагружение верхнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_y и продольной силой F_x при буксировании автосамосвала. 5. Нагружение нижнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_y , продольной силой F_x и поперечной силой F_z при трогании с места и асимметричном нагружении. 6. Нагружение верхнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_y , продольной силой F_x и поперечной силой F_z при трогании с места и асимметричном нагружении.

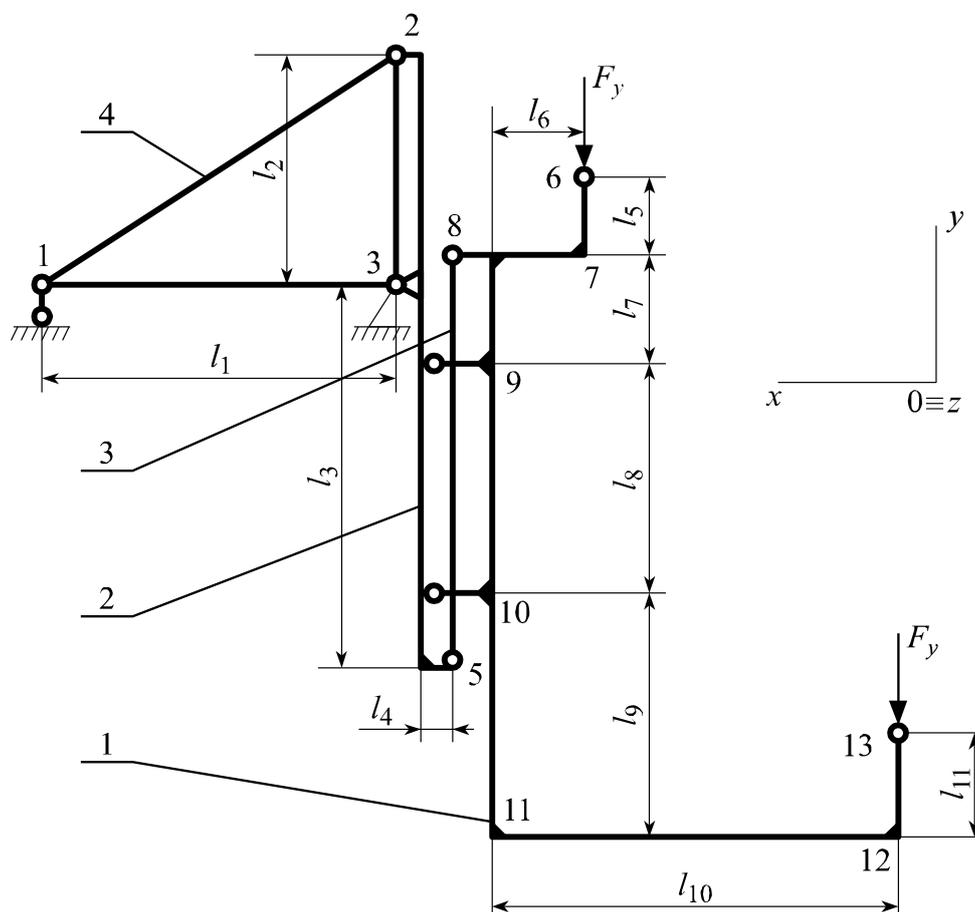


Рисунок 2.1 – Расчетная схема подъемно-цепного устройства в момент захвата

1 – штанга подвижная; 2 – штанга неподвижная; 3 – гидроцилиндр подъема;
4 – кронштейн крепления неподвижной штанги к раме буксировщика

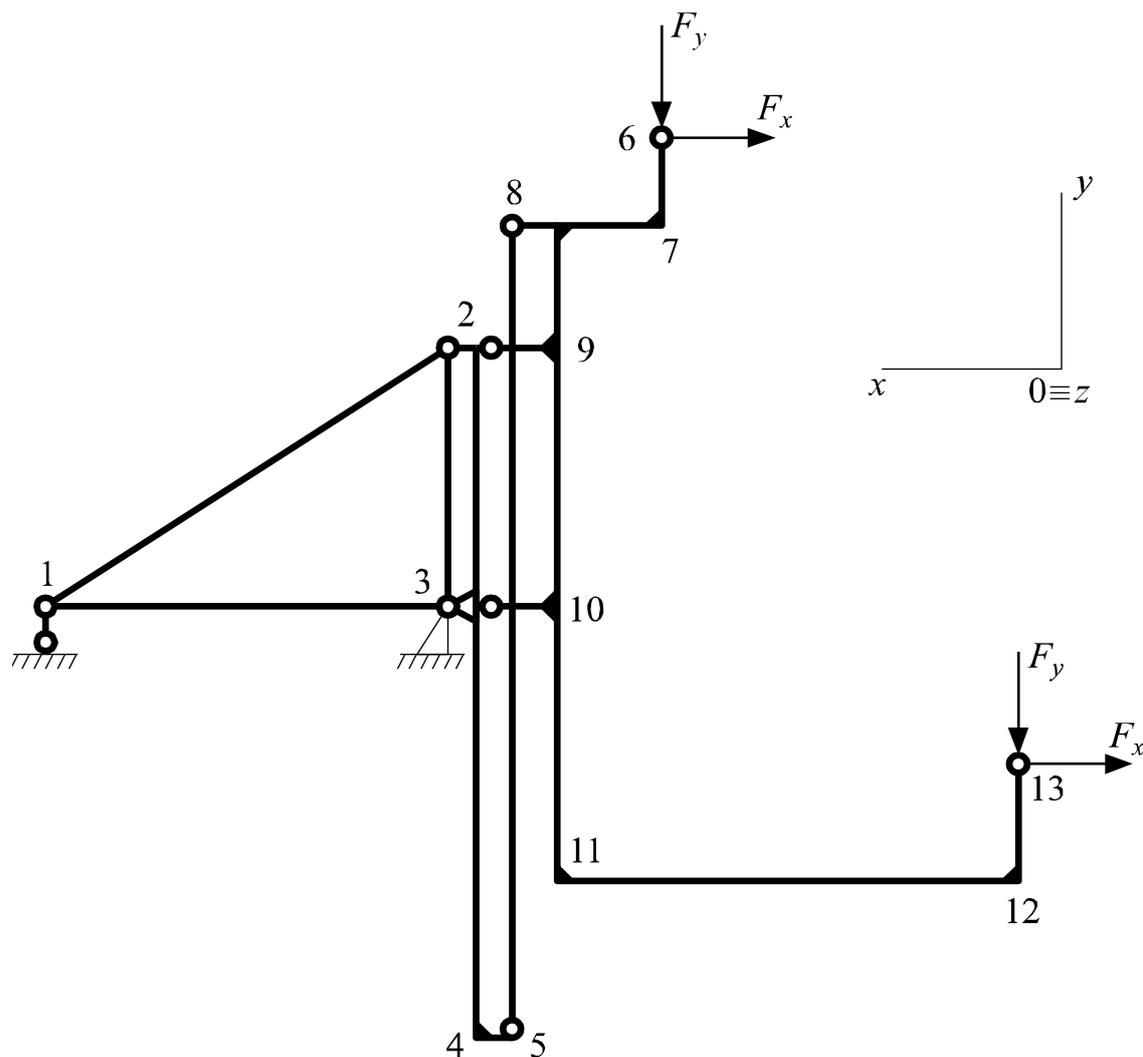


Рисунок 2.2 – Расчетная схема подъемно-цепного устройства в процессе транспортирования

Рассмотрим нагружение нижнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_{y1} при подъеме автосамосвала.

$$F_{y1} = F'_{y1} \cdot K_{\partial 1}, \quad (2.1)$$

где F_{y1} – расчетная сила, действующая на нижний узел в соответствии с первым расчетным случаем, Н;

F'_{y1} – номинальная сила, действующая на нижний узел в статике, Н;

$K_{\partial 1}$ – коэффициент динамичности, соответствующий первому расчетному случаю.

На рис. 2.3 представлена центровка карьерного автосамосвала, откуда получаем:

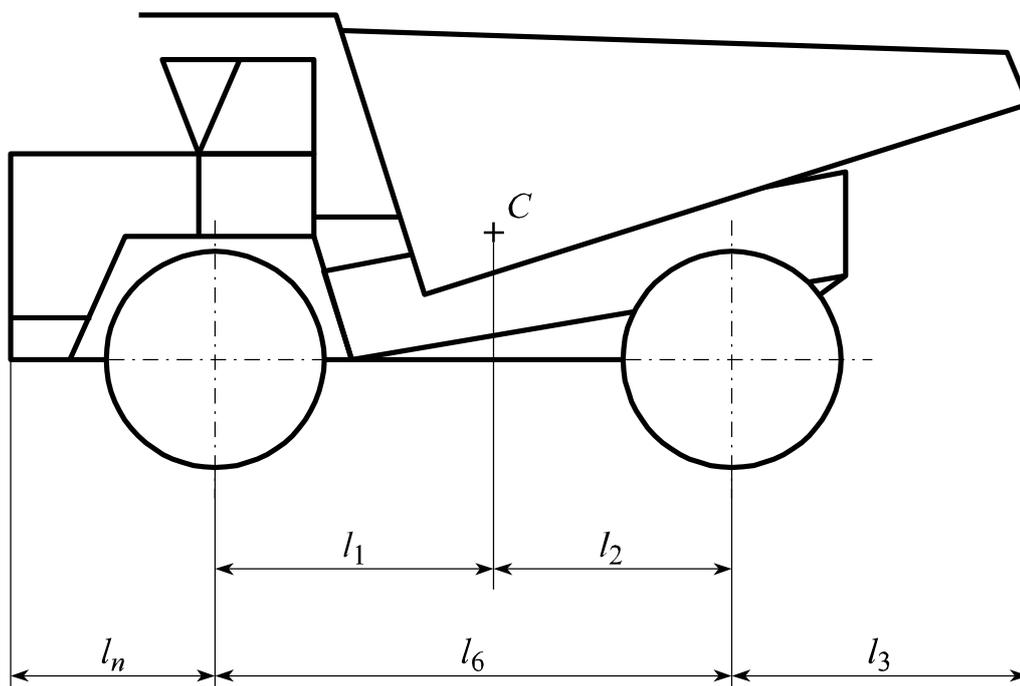


Рисунок 2.3 – Центровка карьерного автосамосвала

l_6 – база буксируемого автосамосвала; l_2 – координата центра массы
 l_n – расстояние от точки опоры до вертикальной плоскости, проходящей через
 переднюю ось

$$F'_{y1} = mg \frac{l_2}{l_6 + l_n}, \quad (2.2)$$

где m – масса буксируемого автосамосвала, кг;

g – ускорение силы тяжести, m/c^2 ;

l_6 – база буксируемого автосамосвала, м;

l_2 – координата центра массы, м;

l_n – расстояние от точки опоры до вертикальной плоскости,
 проходящей через переднюю ось, м.

Выражение (2.1) с учетом (2.2) принимает следующий вид:

$$F_{y1} = mgK_{\partial 1} \frac{l_2}{l_6 + l_n}. \quad (2.3)$$

Строим эпюру изгибающих моментов [52] для подвижной штанги (рис.2.4):

$$\begin{aligned}
 R_{y8}^{(1)} &= F_{y1}; \\
 \sum M_9 &= R_{x10}^{(1)} \cdot l_{10-9} - F_{y1} \cdot l_{12-11} = R_{x10}^{(1)} \cdot l_8 - F_{y1} \cdot l_{10} = 0; \\
 R_{x10}^{(1)} &= R_{x9}^{(1)} = F_{y1} \frac{l_{10}}{l_8}; \\
 M_z(x)_{12-11} &= -F_{y1} \cdot x; \\
 x=0 \quad M &= 0; \quad x=l_{12-11}=l_{10} \quad M = -F_{y1} \cdot l_{10}; \\
 M_z(x)_{11-10} &= -F_{y1} \cdot l_{10}; \\
 M_z(y)_{10-9} &= -F_{y1} \cdot l_{10} + R_{x10}^{(1)} \cdot y = -F_{y1} \cdot l_{10} + F_{y1} \cdot \frac{l_{10}}{l_8} \cdot y; \\
 y=0 \quad M &= -F_{y1} \cdot l_{10}; \quad y=l_{10-9}=l_8 \quad M = 0.
 \end{aligned}$$

Строим эпюру изгибающих моментов для неподвижной штанги (рис.2.4):

$$\begin{aligned}
 R_{y3}^{(1)} &= F_{y1}; \\
 F_{x9}^{(1)} &= F_{x10'}^{(1)} = F_{y1} \frac{l_{10}}{l_8}; \\
 \sum M_2 &= -F_{y1} \cdot l_{5-4} - F_{x9'}^{(1)} \cdot l_{9'-10'} + R_{x8}^{(1)} \cdot l_{3-2} = -F_{y1} \cdot l_4 - F_{y1} \frac{l_{10}}{l_8} \cdot l_8 + R_{x8}^{(1)} \cdot l_2 = 0; \\
 R_{x3}^{(1)} &= R_{x2}^{(1)} = \frac{F_{y1}(l_4 + l_{10})}{l_2} = F_{y1} \frac{l_4 + l_{10}}{l_2}; \\
 M_z(x)_{5-4} &= -F_{y1} \cdot x; \\
 x=0 \quad M &= 0; \quad x=l_{5-4}=l_4 \quad M = -F_{y1} \cdot l_4; \\
 M_z(y)_{4-10'} &= -F_{y1} \cdot l_4; \\
 M_z(y)_{10'-9'} &= -F_{y1} \cdot l_4 - F_{x10'}^{(1)} \cdot y = -F_{y1} \cdot l_4 - F_{y1} \cdot \frac{l_{10}}{l_8} \cdot y; \\
 y=0 \quad M &= -F_{y1} \cdot l_4; \quad y=l_{10'-9'}=l_8 \quad M = -F_{y1}(l_4 + l_{10});
 \end{aligned}$$

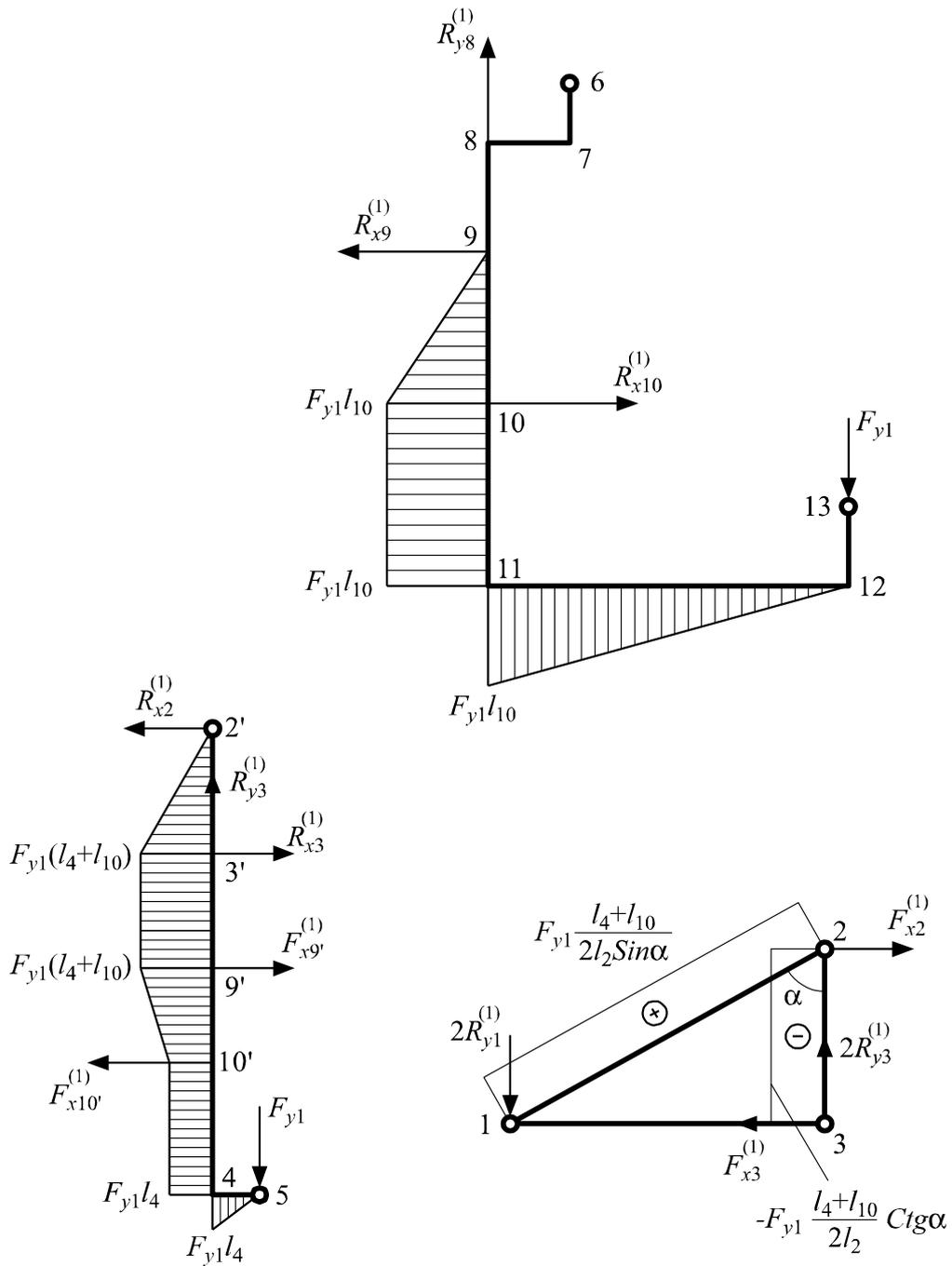


Рисунок 2.4 – Эпюры внутренних силовых факторов по первому расчетному случаю

$$M_z(y)_{2-3} = -R_{2x}^{(1)} \cdot y = -F_{y1} \frac{l_4 + l_{10}}{l_2} y;$$

$$y = 0 \quad M = 0; \quad y = l_{2-3} = l_2 \quad M = -F_{y1}(l_4 + l_{10}).$$

Строим эпюру продольных сил в элементах кронштейна (рис. 2.4):

$$F_{x2}^{(1)} - 2N_{1-2} \sin \alpha = 0; \quad N_{1-2} = \frac{1}{2} F_{x2}^{(1)} \frac{1}{\sin \alpha};$$

$$N_{2-3} = -N_{1-2} \cdot \cos \alpha = -\frac{1}{2} F_{x2}^{(1)} \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} = -\frac{1}{2} F_{x2}^{(1)} \cdot \operatorname{ctg} \alpha.$$

Или с учетом выражения $F_{x2}^{(1)}$:

$$N_{1-2} = F_{y1} \frac{l_4 + l_{10}}{2l_2 \sin \alpha};$$

$$N_{2-3} = -F_{y1} \frac{l_4 + l_{10}}{2l_2} \cdot \operatorname{ctg} \alpha.$$

Рассмотрим нагружение верхнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_{y2} при подъеме автосамосвала (рис. 2.5):

$$F_{y2} = F'_{y2} \cdot K_{\partial 2}, \quad (2.4)$$

где F_{y2} – расчетная сила, действующая на верхний узел в соответствии со вторым расчетным случаем, H ;

F'_{y2} – сила, действующая на верхний узел в статике, H ;

$K_{\partial 2}$ – коэффициент динамичности, соответствующий второму расчетному случаю.

Из рис. 2.3 следует:

$$F'_{y2} = mg \frac{l_1}{l_{\sigma} + l_3}, \quad (2.5)$$

где l_3 – расстояние от точки опоры до вертикальной плоскости, проходящей через заднюю ось, м.

Выражение (2.4) с учетом (2.5) принимает следующий вид:

$$F_{y2} = mgK_{\partial 2} \frac{l_1}{l_{\sigma} + l_n} \quad (2.6)$$

Строим эпюру изгибающих моментов для подвижной штанги (рис. 2.5):

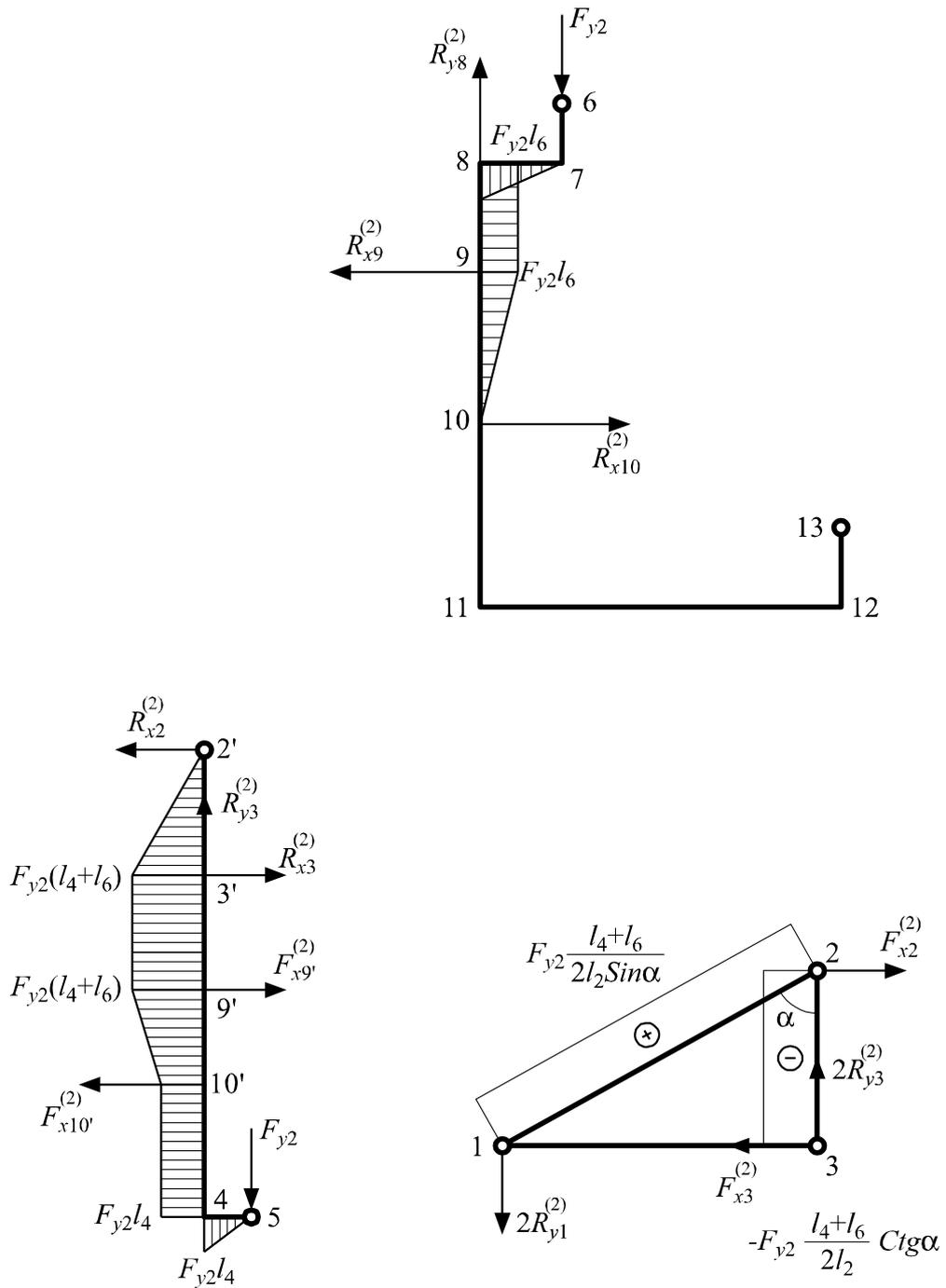


Рисунок 2.5 – Эпюры внутренних силовых факторов по второму расчетному случаю

$$R_{y8}^{(2)} = F_{y2};$$

$$\sum M_9 = R_{x10}^{(2)} \cdot l_{10-9} - F_{y2} \cdot l_{7-8} = R_{x10}^{(2)} \cdot l_8 - F_{y2} \cdot l_6 = 0;$$

$$R_{x10}^{(2)} = R_{x9}^{(2)} = F_{y2} \frac{l_6}{l_8};$$

$$M_z(y)_{6-7} = 0;$$

$$M_z(x)_{7-8} = -F_{y2} \cdot x;$$

$$x=0 \quad M=0; \quad x=l_{7-8}=l_6 \quad M=-F_{y2} \cdot l_6;$$

$$M_z(y)_{8-9} = F_{y2} \cdot l_6;$$

$$M_z(y)_{10-9} = R_{x10}^{(2)} \cdot y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{10-9}=l_8 \quad M=F_{y2} \cdot l_6.$$

$$M_z(y)_{10-11} = 0; \quad M_z(x)_{11-12} = 0; \quad M_z(y)_{12-13} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов для неподвижной штанги (рис.2.5):

$$R_{y3}^{(2)} = F_{y2};$$

$$F_{x9}^{(2)} = F_{x10'}^{(2)} = F_{y2} \frac{l_6}{l_8};$$

$$\sum M_3 = R_{x2}^{(2)} \cdot l_{2-3} - F_{x9'}^{(2)} \cdot l_{9'-10'} - F_{y2} \cdot l_{5-4} = R_{x2}^{(2)} \cdot l_2 - F_{y2} \frac{l_6}{l_8} \cdot l_8 - F_{y2} \cdot l_4 = 0;$$

$$R_{x2}^{(2)} = R_{x3}^{(2)} = F_{y2} \frac{l_6 + l_4}{l_2};$$

$$M_z(x)_{5-4} = -F_{y2} \cdot x;$$

$$x=0 \quad M=0; \quad x=l_{5-4}=l_4 \quad M=-F_{y2} \cdot l_4;$$

$$M_z(y)_{4-10'} = -F_{y2} \cdot l_4;$$

$$M_z(y)_{10'-9'} = -F_{y2} \cdot l_4 - F_{x10'}^{(2)} \cdot y = -F_{y2} l_4 - F_{y2} \frac{l_6}{l_8} y;$$

$$y=0 \quad M=-F_{y2} \cdot l_4; \quad y=l_{10'-9'}=l_8 \quad M=-F_{y2}(l_4 + l_6);$$

$$M_z(y)_{2-3} = -R_{x2}^{(2)} \cdot y = -F_{y2} \frac{l_4 + l_6}{l_2} \cdot y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{2-3}=l_2 \quad M=-F_{y2}(l_4 + l_6).$$

Строим эпюру продольных сил в элементах кронштейна (рис. 2.5):

$$F_{x2}^{(2)} - 2N_{1-2} \sin \alpha = 0;$$

$$N_{1-2} = \frac{1}{2} F_{x2}^{(2)} \frac{1}{\sin \alpha} = F_{y2} \frac{l_4 + l_6}{2l_6 \sin \alpha};$$

$$N_{2-3} = -N_{1-2} \cdot \cos \alpha = -F_{y2} \frac{l_4 + l_6}{2l_2} \cdot \operatorname{ctg} \alpha.$$

Рассмотрим нагружение нижнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_{y3} и продольной силой F_{x3} при буксировании автосамосвала (рис. 2.6):

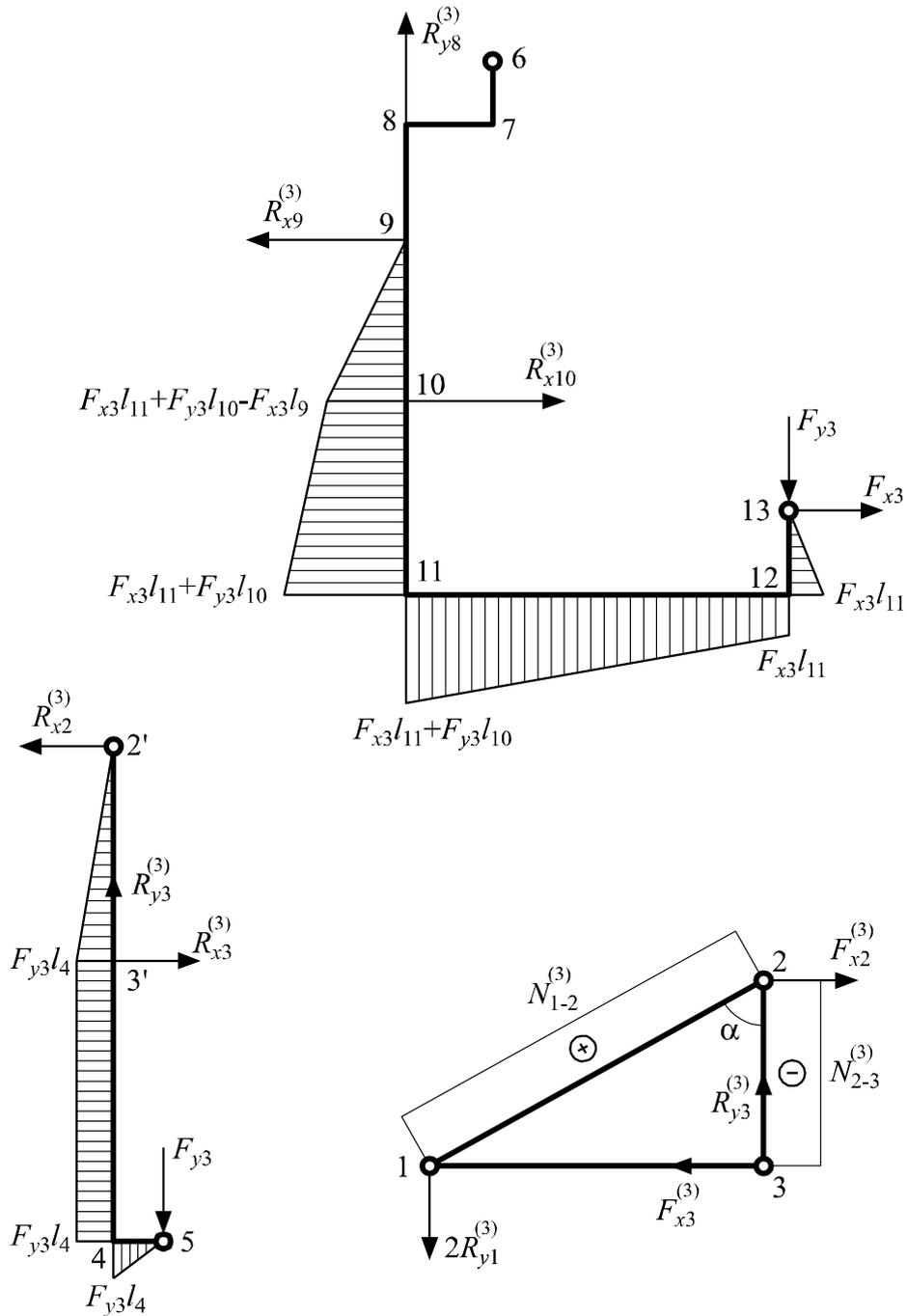


Рисунок 2.6 – Эпюры внутренних силовых факторов по третьему расчетному случаю

$$F_{x3} = mgf_1 \left(1 - \frac{l_2}{l_6 + l_n} \right) K_{\partial 3}; \quad (2.7)$$

$$F_{y3} = mgK_{\partial 3} \frac{l_2}{l_6 + l_n}, \quad (2.8)$$

где f_1 – коэффициент сопротивления движению;

$K_{\partial 3}$ – коэффициент динамичности, соответствующий третьему расчетному случаю.

Строим эпюру изгибающих моментов для подвижной штанги (рис.2.6):

$$R_{y8}^{(3)} = F_{y3};$$

$$\begin{aligned} \sum M_9 &= R_{x10}^{(3)} \cdot l_{10-9} + F_{x3}(l_{9-10} + l_{10-11} - l_{12-13}) - F_{y3} \cdot l_{12-11} = \\ &= R_{x10}^{(3)} \cdot l_8 + F_{x3}(l_8 + l_9 - l_{11}) - F_{y3} \cdot l_{10} = 0; \end{aligned}$$

$$R_{x10}^{(3)} = F_{y3} \frac{l_{10}}{l_8} - F_{x3} \frac{l_8 + l_9 - l_{11}}{l_8};$$

$$\begin{aligned} \sum M_{10} &= R_{x9}^{(3)} \cdot l_{9-10} + F_{x3}(l_{10-11} - l_{12-13}) - F_{y3} \cdot l_{12-11} = \\ &= R_{x9}^{(3)} \cdot l_8 + F_{x3}(l_9 - l_{11}) - F_{y3} \cdot l_{10} = 0; \end{aligned}$$

$$R_{x9}^{(3)} = F_{y3} \frac{l_{10}}{l_8} - F_{x3} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8};$$

$$M_z(y)_{13-12} = -F_{x3} \cdot y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{13-12}=l_{11} \quad M=-F_{x3} \cdot l_{11};$$

$$M_z(x)_{12-11} = -F_{x3}l_{11} - F_{y3} \cdot x;$$

$$x=0 \quad M=-F_{x3} \cdot l_{11}; \quad x=l_{12-11}=l_{10} \quad M=-F_{x3} \cdot l_{11} - F_{y3} \cdot l_{10};$$

$$M_z(y)_{9-10} = -R_{x9}^{(3)} \cdot y = -\left(F_{y3} \frac{l_{10}}{l_8} - F_{x3} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8} \right) y;$$

$$x=0 \quad M=0; \quad x=l_{9-10}=l_8 \quad M=F_{x3}(l_9 - l_{11}) - F_{y3} \cdot l_{10}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов для неподвижной штанги (рис.2.6):

$$R_{y3}^{(3)} = F_{y3};$$

$$\sum M_3 = R_{x2}^{(3)} \cdot l_{2-3} - F_{y3} \cdot l_{5-4} = R_{x2}^{(3)} \cdot l_2 - F_{y3} \cdot l_4 = 0;$$

$$R_{x2}^{(3)} = R_{x3}^{(3)} = F_{y3} \frac{l_4}{l_2};$$

$$\begin{aligned}
M_z(x)_{5-4} &= -F_{y3} \cdot x; \\
x=0 \quad M &= 0; \quad x=l_{5-4}=l_4 \quad M = -F_{y3} \cdot l_4; \\
M_z(y)_{4-3} &= -F_{y3} \cdot l_4; \\
M_z(y)_{2-3} &= -R_{x2}^{(3)} \cdot y = -F_{y3} \cdot \frac{l_4}{l_2} \cdot y; \\
y=0 \quad M &= 0; \quad x=l_{2-3}=l_2 \quad M = -F_{x3} \cdot l_4.
\end{aligned}$$

Сила $F_{x9}^{(3)}$ и $F_{x10}^{(3)}$ замыкаются на кронштейне и неподвижную штангу не нагружают.

Строим эпюру продольных сил в элементах кронштейна (рис. 2.6):

$$\begin{aligned}
F_{x2}^{(3)} &= R_{x9}^{(3)} + R_{x2}^{(3)} = F_{y3} \cdot \frac{l_{10}}{l_8} - F_{x3} \cdot \frac{l_9 - l_{11}}{l_8} + F_{y3} \frac{l_4}{l_2} = \\
&= F_{y3} \left(\frac{l_{10}}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) - F_{x3} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8}; \\
F_{x2}^{(3)} - 2N_{1-2}^{(3)} \sin \alpha &= 0; \\
N_{1-2}^{(3)} &= \frac{1}{2} F_{x2}^{(3)} \frac{1}{\sin \alpha} = \left[F_{y3} \left(\frac{l_{10}}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) - F_{x3} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8} \right] \frac{1}{2 \sin \alpha}; \\
N_{2-3}^{(3)} &= N_{1-2}^{(3)} \cdot \cos \alpha = - \left[F_{y3} \left(\frac{l_{10}}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) - F_{x3} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8} \right] \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{2}.
\end{aligned}$$

Рассмотрим нагружение верхнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_{y4} и продольной силой F_{x4} при буксировании автосамосвала (рис. 2.7):

$$F_{x4} = mgf_1 \left(1 - \frac{l_1}{l_6 + l_3} \right) K_{\partial 4}; \quad (2.9)$$

$$F_{y4} = mg \frac{l_1}{l_6 + l_3} K_{\partial 4}. \quad (2.10)$$

Строим эпюру изгибающих моментов для подвижной штанги (рис. 2.7):

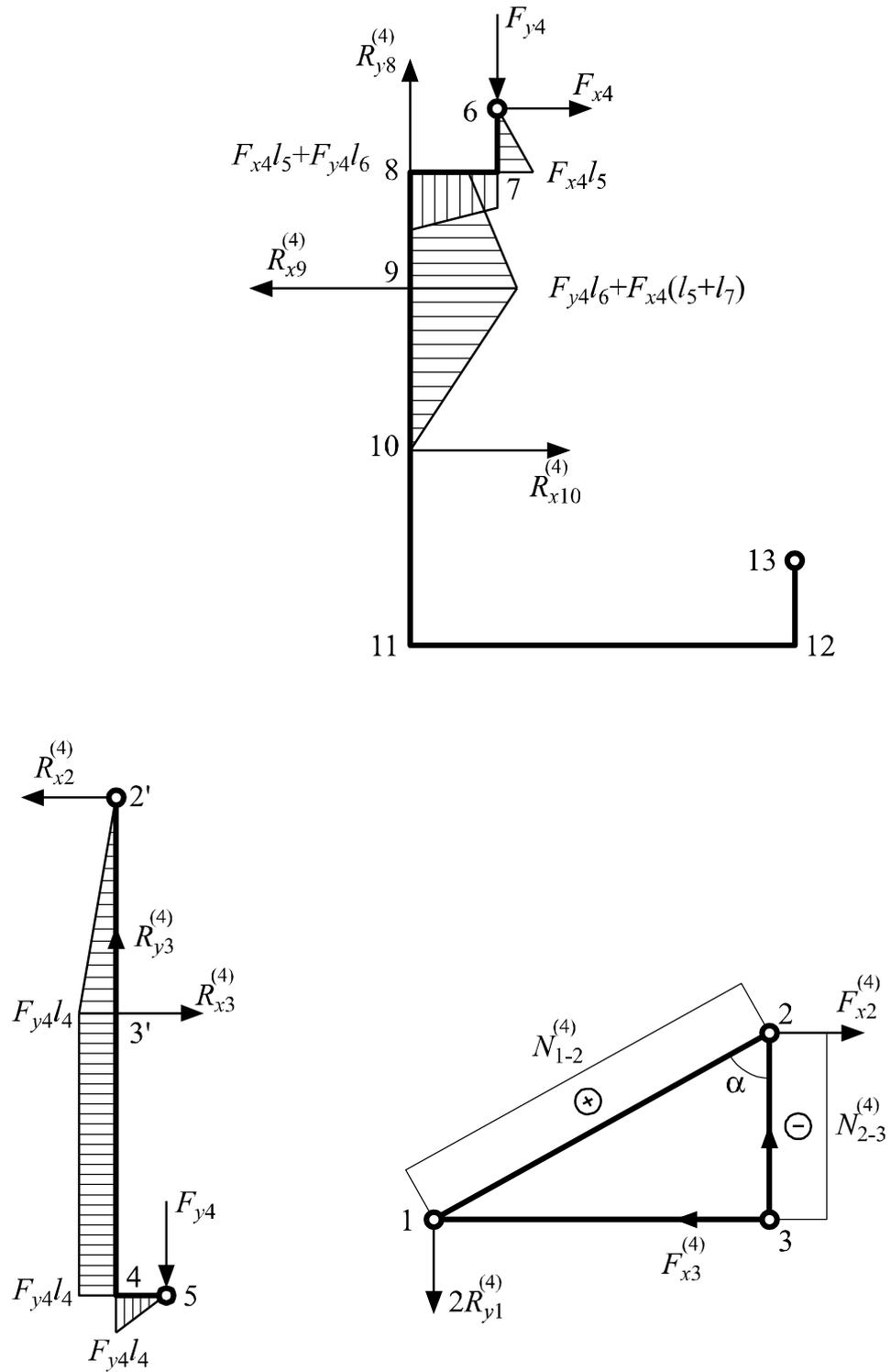


Рисунок 2.7 – Эпюры внутренних силовых факторов по четвертому расчетному случаю

$$R_{y8}^{(4)} = F_{y4};$$

$$\begin{aligned} \sum M_9 &= -F_{y4} \cdot l_{7-8} - F_{x4}(l_{6-7} + l_{8-9}) + R_{x10}^{(4)} \cdot l_{10-9} = \\ &= -F_{y4} \cdot l_6 - F_{x4}(l_5 + l_7) + R_{x10}^{(4)} \cdot l_8 = 0; \end{aligned}$$

$$R_{x10}^{(4)} = F_{y4} \frac{l_6}{l_8} + F_{x4}(l_5 + l_7) \frac{1}{l_8} = F_{y4} \frac{l_6}{l_8} + F_{x4} \frac{l_5 + l_7}{l_8};$$

$$\begin{aligned} \sum M_{10} &= -F_{y4} \cdot l_{7-8} - F_{x4}(l_{6-7} + l_{8-9}) + R_{x9}^{(4)} \cdot l_{9-10} = \\ &= -F_{y4} \cdot l_6 - F_{x4}(l_5 + l_7 + l_8) + R_{x9}^{(4)} \cdot l_{9-10} = 0; \end{aligned}$$

$$R_{x9}^{(4)} = F_{y4} \frac{l_6}{l_8} + F_{x4} \left(\frac{l_5 + l_7}{l_8} \right) + F_{x4};$$

$$M_z(y)_{6-7} = -F_{x4} \cdot y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{6-7}=l_5 \quad M=-F_{x4} \cdot l_5;$$

$$M_z(x)_{7-8} = -F_{x4} \cdot l_5 - F_{y4} \cdot x;$$

$$x=0 \quad M=-F_{x4} \cdot l_5; \quad x=l_{7-8}=l_6 \quad M=-F_{x4} \cdot l_5 - F_{y4} \cdot l_6;$$

$$M_z(y)_{8-9} = -F_{y4} \cdot l_{7-8} - F_{x4}(l_{6-7} + y) = F_{y4} \cdot l_6 - F_{x4}(l_5 + y);$$

$$y=0 \quad M=-F_{x4} \cdot l_5 - F_{y4} \cdot l_6; \quad y=l_{8-9}=l_7$$

$$M = -F_{y4} \cdot l_6 - F_{x4}(l_5 + l_7);$$

$$M_z(y)_{10-9} = -R_{x10}^{(4)} \cdot y = - \left(F_{y4} \frac{l_6}{l_8} + F_{x4} \frac{l_5 + l_7}{l_8} \right) \cdot y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{10-9}=l_8 \quad M = -F_{y4} \cdot l_6 - F_{x4}(l_5 + l_7).$$

Строим эпюру изгибающих моментов для неподвижной штанги (рис.2.7):

$$R_{y3}^{(4)} = F_{y4};$$

$$\sum M_3 = R_{x2}^{(4)} \cdot l_{2-3} - F_{y4} \cdot l_{5-4} = R_{x2}^{(4)} \cdot l_2 - F_{y4} l_4 = 0;$$

$$R_{x2}^{(4)} = R_{x3}^{(4)} = F_{y4} \frac{l_4}{l_2};$$

$$\begin{aligned}
M_z(x)_{5-4} &= -F_{y4} \cdot x; \\
x=0 \quad M &= 0; \quad x=l_{5-4}=l_4 \quad M = -F_{y4} \cdot l_4; \\
M_z(y)_{4-3} &= -F_{y4} \cdot l_4; \\
M_z(y)_{2-3} &= -R_{x2}^{(4)} \cdot y = -F_{y4} \frac{l_4}{l_2} y; \\
y=0 \quad M &= 0; \quad y=l_{2-3}=l_2 \quad M = -F_{y4} \cdot l_4.
\end{aligned}$$

Силы $F_{x9}^{(4)}$ и $F_{x10}^{(4)}$ замыкаются на кронштейне и неподвижную штангу не нагружают.

Строим эпюру продольных сил в элементах кронштейна (рис. 2.7):

$$\begin{aligned}
F_{x2}^{(4)} &= R_{x9}^{(4)} + R_{x2}^{(4)} = F_{y4} \frac{l_6}{l_8} + F_{x4} \frac{l_5 + l_7}{l_8} + F_{x4} + F_{y4} \frac{l_4}{l_2} = \\
&= F_{y4} \left(\frac{l_6}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) + F_{x4} \left(1 + \frac{l_5 + l_7}{l_8} \right);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{x3}^{(4)} &= R_{x10}^{(4)} + R_{x3}^{(4)} = F_{y4} \frac{l_6}{l_8} + F_{x4} \frac{l_5 + l_7}{l_8} + F_{y4} \frac{l_4}{l_2} = \\
&= F_{y4} \left(\frac{l_6}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) + F_{x4} \frac{l_5 + l_7}{l_8};
\end{aligned}$$

$$F_{x2}^{(4)} - 2N_{1-2}^{(4)} \cdot \sin \alpha = 0;$$

$$N_{1-2}^{(4)} = \frac{1}{2} F_{x2}^{(4)} \frac{1}{\sin \alpha} = \left[F_{y4} \left(\frac{l_6}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) + F_{x4} \left(1 + \frac{l_5 + l_7}{l_8} \right) \right] \frac{1}{2 \sin \alpha};$$

$$N_{2-3}^{(4)} = -N_{1-2}^{(4)} \cdot \cos \alpha = - \left[F_{y4} \left(\frac{l_6}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) + F_{x4} \left(1 + \frac{l_5 + l_7}{l_8} \right) \right] \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{2}.$$

Рассмотрим нагружение нижнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_{y5} , продольной силой F_{x5} и поперечной силой F_{z5} при трогании с места и асимметричном нагружении. На рис. 2.8 представлена схема формирования нагрузок. Обозначения с индексом "б" относятся к буксировщику.

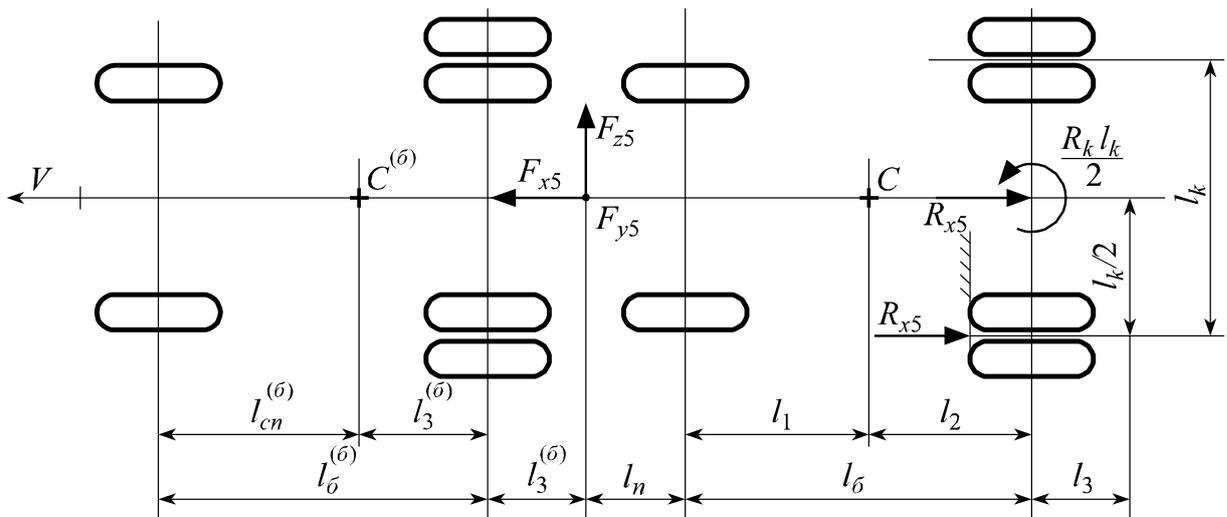


Рисунок 2.8 – Схема сцепки буксировщика с автосамосвалом

$$F_{x5} = R_3^{(\delta)} \cdot f \cdot K_{\delta 5}, \quad (2.11)$$

где $R_3^{(\delta)}$ – реакция задних колес буксировщика, Н;

f – коэффициент сцепления приводных колес;

$K_{\delta 5}$ – коэффициент динамичности, соответствующий пятому расчетному случаю.

$$F_{y5} = mg \frac{l_2}{l_6 + l_n}; \quad (2.12)$$

$$F_{z5} = F_{x5} \frac{l_k}{2(l_6 + l_n)}; \quad (2.13)$$

$$R_3^{(\delta)} = \frac{m_6 g l_1^{(\delta)} + F_{y5} (l_6^{(\delta)} + l_3^{(\delta)})}{l_6^{(\delta)}}. \quad (2.14)$$

Или с учетом последнего выражения:

$$F_{x5} = \frac{m_6 g l_1^{(\delta)} + F_{y5} (l_6^{(\delta)} + l_3^{(\delta)})}{l_6^{(\delta)}} f \cdot K_{\delta 5}; \quad (2.15)$$

$$F_{z5} = \frac{m_6 g l_1^{(\delta)} + F_{y5} (l_6^{(\delta)} + l_3^{(\delta)})}{2l_6^{(\delta)} (l_6 + l_n)} l_k \cdot f \cdot K_{\delta 5}. \quad (2.16)$$

Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов для подвижной штанги (рис. 2.9 и 2.10):

$$R_{y8}^{(5)} = F_{y5};$$

$$R_{x10}^{(5)} = F_{y5} \frac{l_{10}}{l_8} - F_{x5} \frac{l_8 + l_9 - l_{11}}{l_8};$$

$$R_{x9}^{(5)} = F_{y5} \frac{l_{10}}{l_8} - F_{x5} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8};$$

$$M_z(y)_{13-12} = -F_{x5} \cdot y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{13-12}=l_{11} \quad M=-F_{x5} \cdot l_{11};$$

$$M_z(y)_{12-11} = -F_{x5} \cdot l_{11} - F_{y5} \cdot x;$$

$$x=0 \quad M=-F_{x5} \cdot l_{11}; \quad x=l_{12-11}=l_{10} \quad M=-F_{x5} \cdot l_{11} - F_{y5} \cdot l_{10};$$

$$M_z(y)_{9-10} = -R_{x9}^{(5)} \cdot y = -\left(F_{y5} \frac{l_{10}}{l_8} - F_{x5} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8} \right) y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{9-10}=l_8 \quad M = F_{x5}(l_9 - l_{11}) - F_{y5} \cdot l_{10};$$

$$M_x(y)_{13-12} = F_{z5} \cdot y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{13-12}=l_{11} \quad M = F_{z5} \cdot l_{11};$$

$$M_x(x)_{12-11} = F_{z5} \cdot l_{11};$$

$$M_y(x)_{12-11} = -F_{z5} \cdot x;$$

$$x=0 \quad M=0; \quad x=l_{12-11}=l_{10} \quad M = -F_{z5} \cdot l_{10};$$

$$M_y(y)_{11-10} = F_{z5} \cdot l_{10};$$

$$M_x(y)_{11-10} = F_{z5} \cdot l_{11} - F_{z5} \cdot y = F_{z5}(l_{11} - y);$$

$$y=0 \quad M = F_{z5} \cdot l_{11}; \quad y=l_{11-10}=l_9 \quad M = F_{z5}(l_{11} - l_9);$$

$$M_x(9) = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов для неподвижной штанги (рис.2.9):

$$R_{y3}^{(5)} = F_{y5};$$

$$x=0 \quad M=0; \quad y=l_{5-4}=l_4 \quad M=-F_{y5} \cdot l_4;$$

$$M_z(y)_{2-3} = -R_{x2}^{(5)} y = -F_{y5} \frac{l_4}{l_2} \cdot y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{2-3}=l_2 \quad M=-F_{y5} \cdot l_4;$$

$$M_z(y)_{3-4} = -F_{y5} \cdot l_4.$$

Силы $F_{x9}^{(5)}$, $F_{x10}^{(5)}$, F_{z5} замыкаются на кронштейне и неподвижную штангу не нагружают.

Строим эпюру продольных сил в элементах кронштейна (рис.2.9, 2.10):

$$\begin{aligned} F_{x2}^{(5)} &= R_{x9}^{(5)} + R_{x2}^{(5)} = F_{y5} \frac{l_{10}}{l_8} - F_{x5} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8} + F_{y5} \frac{l_4}{l_2} = \\ &= F_{y5} \left(\frac{l_{10}}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) - F_{x5} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8}; \end{aligned}$$

$$F_{x2}^{(5)} - 2N_{1-2}^{(5)} \cdot \sin \alpha = 0;$$

$$N_{1-2}^{(5)} = \frac{1}{2} F_{x2}^{(5)} \frac{1}{\sin \alpha} = \left[F_{y5} \left(\frac{l_{10}}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) - F_{x5} \frac{l_9 - l_{11}}{l_8} \right] \frac{1}{2 \sin \alpha};$$

$$N_{2-3}^{(5)} = -N_{1-2}^{(5)} \cdot \cos \alpha = - \left[F_{y5} \left(\frac{l_{10}}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) - F_{x5} \frac{l_9 - l_{10}}{l_8} \right] \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{2}.$$

Сила F_{z5} воспринимается рамой буксировщика в узлах 3 и 3' (рис.2.10) и элементы кронштейна не нагружаются.

$$F_{y3}^{(5)} = F_{z5} \frac{l_9 - l_{11}}{l_{12}};$$

$$F_{x3}^{(5)} = F_{z5} \frac{l_{10}}{l_{12}}.$$

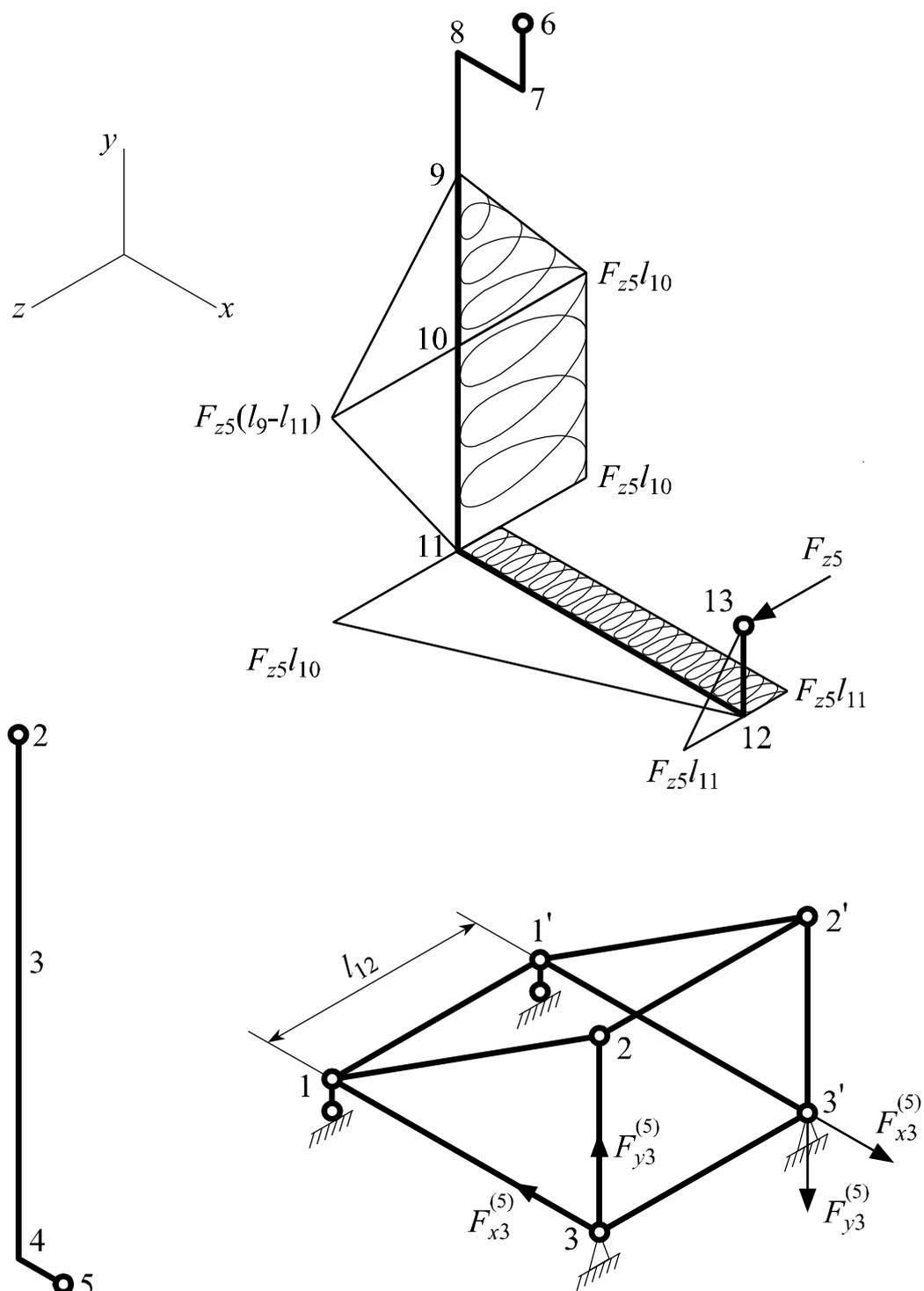


Рисунок 2.10 – Эпюры внутренних силовых факторов по пятому расчетному случаю

Рассмотрим нагружение верхнего узла подвижной штанги вертикальной силой F_{y6} , продольной силой F_{x6} и поперечной силой F_{z6} при трогании с места и асимметричном нагружении (рис. 2.11 и 2.12):

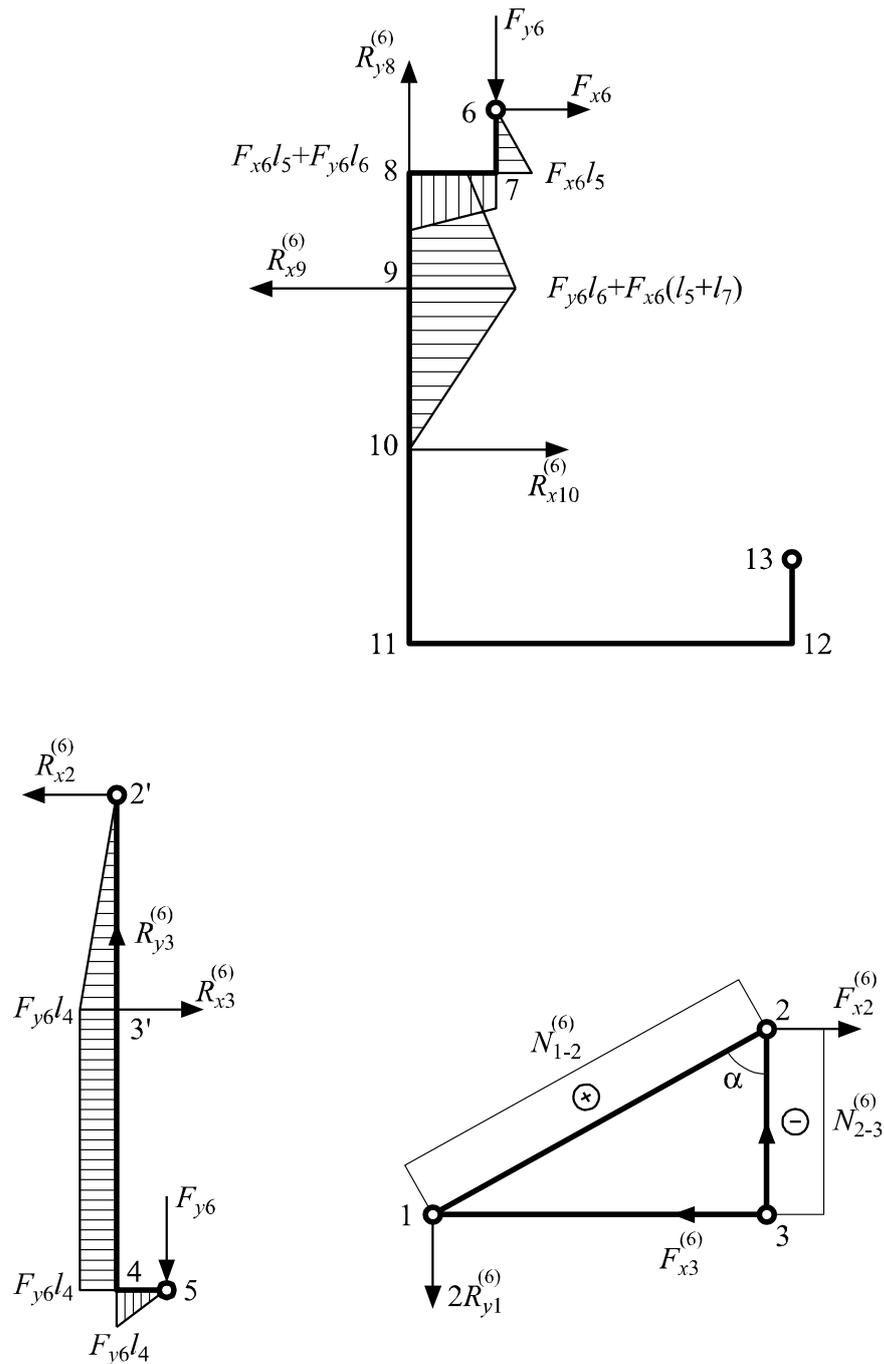


Рисунок 2.11 – Эпюры внутренних силовых факторов по шестому расчетному случаю

$$F_{x6} = R_3^{(6)} \cdot f \cdot K_{\partial 6}, \quad (2.17)$$

где $R_3^{(6)}$ – реакция ведущих колес буксировщика, Н;

$K_{\partial 6}$ – коэффициент динамичности, соответствующий шестому расчетному случаю.

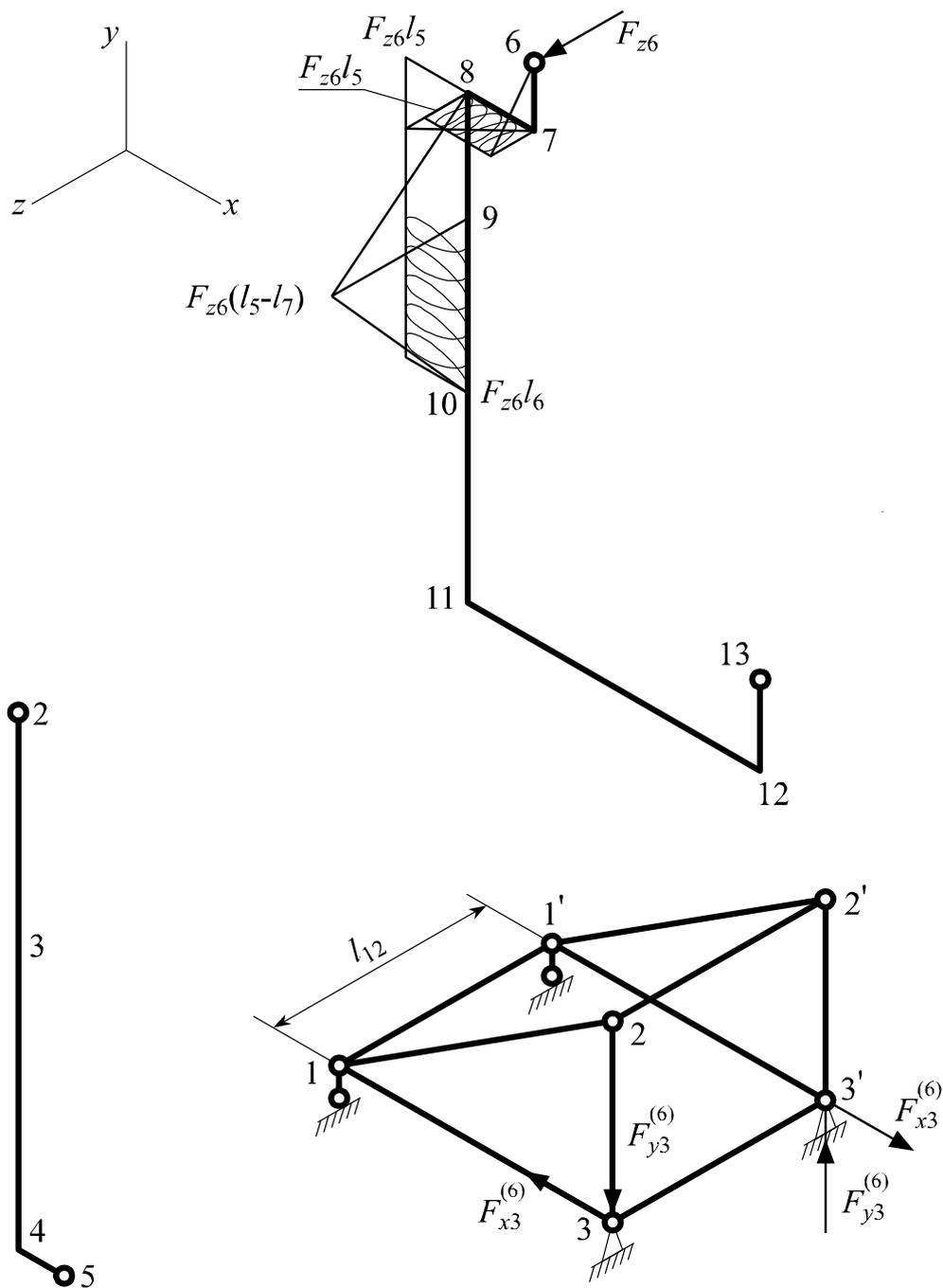


Рисунок 2.12 – Эпюры внутренних силовых факторов по шестому расчетному случаю

$$R_3^{(6)} = \frac{m_{\bar{o}} g l_1^{(6)} + F_{y6} (l_{\bar{o}}^{(6)} + l_3^{(6)})}{l_{\bar{o}}^{(6)}}; \quad (2.18)$$

$$F_{y6} = mg \frac{l_1^{(6)}}{l_{\bar{o}}^{(6)} + l_3}; \quad (2.19)$$

$$F_{z6} = F_{x6} \frac{l_k}{2(l_{\bar{6}} + l_3)}. \quad (2.20)$$

С учетом (2.18) выражения (2.17) и (2.20) принимают следующий вид:

$$F_{x6} = \frac{m_{\bar{6}} g \cdot l_1^{(\bar{6})} + F_{y6} (l_{\bar{6}}^{(\bar{6})} + l_3^{(\bar{6})})}{l_{\bar{6}}^{(\bar{6})}} f \cdot K_{\partial 6}; \quad (2.21)$$

$$F_{z6} = \frac{m_{\bar{6}} g \cdot l_1^{(\bar{6})} + F_{y6} (l_{\bar{6}}^{(\bar{6})} + l_3^{(\bar{6})})}{2l_{\bar{6}}^{(\bar{6})} (l_{\bar{6}} + l_3)} l_k \cdot f \cdot K_{\partial 6}. \quad (2.22)$$

Строим эпюры изгибающих моментов для подвижной штанги (рис.2.11 и 2.12):

$$\begin{aligned} R_{y8}^{(6)} &= F_{y6}; \\ R_{x10}^{(6)} &= F_{y6} \frac{l_6}{l_8} + F_{x6} \frac{l_5 + l_7}{l_8}; \\ R_{x10}^{(6)} &= F_{y6} \frac{l_6}{l_8} + F_{x6} \frac{l_5 + l_7}{l_8} + F_{x6}; \\ M_z(y)_{6-7} &= -F_{x6} \cdot y; \\ y=0 \quad M &= 0; \quad y = l_{6-7} = l_5 \quad M = -F_{x6} \cdot l_5; \\ M_z(x)_{7-8} &= -F_{x6} \cdot l_5 - F_{y6} \cdot x; \\ x=0 \quad M &= -F_{x6} \cdot l_5; \quad x = l_{7-8} = l_6 \quad M = -F_{x6} \cdot l_5 - F_{y6} \cdot l_6; \\ M_z(y)_{8-9} &= -F_{y6} \cdot l_6 - F_{x6} (l_5 + l_7); \\ y=0 \quad M &= -F_{x6} \cdot l_5 - F_{y6} \cdot l_6; \\ y = l_{8-9} = l_7 \quad M &= -F_{y6} \cdot l_6 - F_{x6} (l_5 + l_7); \\ M_z(y)_{10-9} &= -R_{x10}^{(6)} \cdot y = -\left(F \frac{l_6}{l_8} + F_{x6} \frac{l_5 + l_7}{l_8} \right) \cdot y; \\ y=0 \quad M &= 0; \quad y = l_{10-9} = l_8 \quad M = -F_{y6} \cdot l_6 - F_{x6} (l_5 + l_7); \\ M_x(y)_{6-7} &= F_{z6} \cdot y; \\ y=0 \quad M &= 0; \quad y = l_{6-7} = l_5 \quad M = F_{z6} \cdot l_5; \\ M_x(x)_{7-8} &= F_{z6} \cdot l_5; \quad M_y(x)_{7-8} = F_{z6} \cdot l_6; \\ M_x(y)_{8-9} &= F_{z6} (l_{6-7} + y) = F_{z6} (l_5 + y); \\ y=0 \quad M &= F_{z6} \cdot l_5; \quad y = l_{8-9} = l_7 \quad M = F_{z6} (l_5 + l_7); \\ M_x(10) &= 0; \quad M_y(y)_{8-10} = F_{z6} \cdot l_6. \end{aligned}$$

Строим эпюру изгибающих моментов для неподвижной штанги (рис.2.11):

$$R_{y3}^{(6)} = F_{y6}; \quad R_{x2}^{(6)} = R_{x3}^{(6)} = F_{y6} \frac{l_4}{l_2};$$

$$M_z(x)_{5-4} = -F_{y6} \cdot x;$$

$$x=0 \quad M=0; \quad x=l_{5-4}=l_4 \quad M=-F_{y6} \cdot l_4;$$

$$M_z(y)_{4-3} = -F_{y6} \cdot l_4;$$

$$M_z(y)_{2-3} = -R_{x2}^{(6)} \cdot y = -F_{y6} \frac{l_4}{l_2} y;$$

$$y=0 \quad M=0; \quad y=l_{2-3}=l_2 \quad M=-F_{y6} \cdot l_4.$$

Силы $F_{x9}^{(6)}, F_{x10}^{(6)}, F_{z6}$ замыкаются на кронштейне и неподвижную штангу не нагружают. Строим эпюру продольных сил в элементах кронштейна (рис. 2.11 и 2.12):

$$\begin{aligned} F_{x2}^{(6)} &= R_{x9}^{(6)} + R_{x2}^{(6)} = F_{y6} \frac{l_6}{l_8} + F_{x6} \frac{l_5 + l_7}{l_8} + F_{x6} + F_{y6} \frac{l_4}{l_2} = \\ &= F_{y6} \left(\frac{l_6}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) + F_{x6} \left(1 + \frac{l_5 + l_7}{l_8} \right); \end{aligned}$$

$$F_{x2}^{(6)} - 2N_{1-2}^{(6)} \cdot \sin \alpha = 0;$$

$$N_{1-2}^{(6)} = \frac{1}{2} F_{x2}^{(6)} \frac{1}{\sin \alpha} = \left[F_{y6} \left(\frac{l_6}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) + F_{x6} \left(1 + \frac{l_5 + l_7}{l_8} \right) \right] \frac{1}{2 \sin \alpha};$$

$$N_{2-3}^{(6)} = N_{1-2}^{(6)} \cos \alpha = - \left[F_{y6} \left(\frac{l_6}{l_8} + \frac{l_4}{l_2} \right) + F_{x6} \left(1 + \frac{l_5 + l_7}{l_8} \right) \right] \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{2}.$$

Сила F_{z6} воспринимается рамой буксировщика в узлах 3 и 3' (рис.2.12), и элементы кронштейна не нагружаются.

$$F_{y3}^{(6)} = F_{z6} \frac{l_5 + l_7 + l_8}{l_{12}};$$

$$F_{x3}^{(6)} = F_{z6} \frac{l_6}{l_{12}}.$$

2.3. Выводы

Разработана математическая модель формирования внешних нагрузок, восприятия и передачи внутренних усилий, действующих на силовые элементы подъемно-сцепного устройства, которая включает шесть расчетных случаев нагружения, учитывает способы нагружения и захвата буксируемого автосамосвала. Построенные эпюры внутренних силовых факторов раскрывают картину формирования расчетных нагрузок в основных силовых элементах, определяют в этой связи тип профилей, помогают в выборе условий прочности для каждого силового элемента, в конечном итоге способствуют рациональному проектированию и созданию конструкций подъемно-сцепных устройств с рациональной металлоемкостью.

РАЗДЕЛ 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПОДЪЕМНО-СЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО В ВОЗМУЩЕННОМ ДВИЖЕНИИ СИСТЕМЫ «БУКСИРОВЩИК-АВТОСАМОСВАЛ»

3.1. Общие положения

При буксировании карьерных автосамосвалов по неровностям технологических дорог возникают значительные динамические эффекты, в том числе увеличение нагрузок в узлах подъемно-сцепного устройства, резонансные режимы при колебаниях машин. В плане научно-обоснованного назначения металлоемкости подъемно-сцепных устройств решающую роль играют динамические нагрузки [52, 55, 60]. Динамические нагрузки в подъемно-сцепном устройстве целесообразно характеризовать некоторым коэффициентом динамичности, который будем получать из рассмотрения колебаний системы "буксировщик-автосамосвал". В запас прочности и в целях аналитического исследования динамической системы принимаем, что опорная точка буксируемого автосамосвала не совершает вертикальных перемещений. В этом случае о динамике нагружения подъемно-сцепного устройства можно судить по динамике в подвеске буксируемого автосамосвала.

Для получения картины кинематических возмущений нами выбран наиболее тяжелый участок технологической дороги. Замеры параметров пути и их статистическая обработка производились по известным методикам [3], [5], [23] и позволили кинематическое возмущение аппроксимировать функцией, главная гармоника которой является синусоидой с длиной волны $l_0 = 2$ м и размахом $A = 0,3$ м.

3.2. Буксирование автосамосвала захватом спереди при упругой задней подвеске

Схема буксирования автосамосвала захватом спереди представлена на рис. 3.1, где приняты следующие обозначения и характерные размеры: l_1 – расстояние по горизонтали от передней оси до центра массы автосамосвала; l_2 – расстояние по горизонтали от заднего моста до центра массы автосамосвала; l_{Π} – расстояние по горизонтали от передней оси до опорной точки бампера автосамосвала; l_3 – расстояние по горизонтали от заднего моста до опорной точки кузова. Расчетная схема буксируемого автосамосвала представлена на рис. 3.2. Дифференциальные уравнения колебаний получаем по схеме уравнения Лагранжа второго рода [66]:

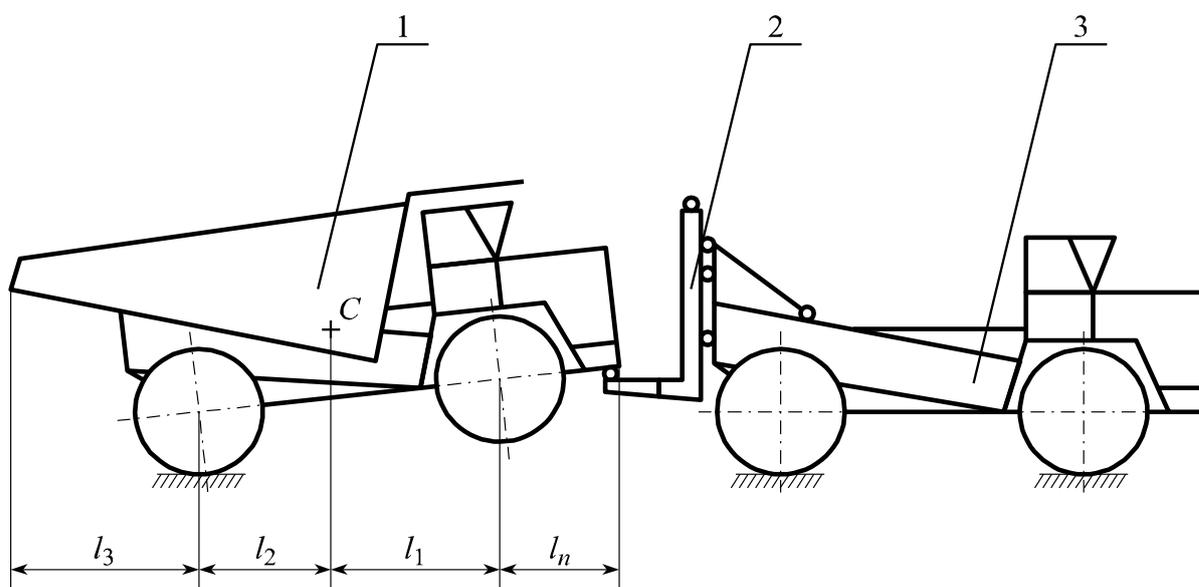


Рисунок 3.1 – Схема буксирования захватом спереди

- 1 – буксируемый автосамосвал;
- 2 – подъемно-сцепное устройство;
- 3 – буксировщик

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j}, \quad (3.1)$$

где T – кинетическая энергия системы, Дж;

Π – потенциальная энергия системы, Дж;

q_j – j -я обобщенная координата.

В случае упругой задней подвески буксируемого автосамосвала в качестве обобщенных координат принимаем угол поворота в вертикальной продольной плоскости относительно опорной точки φ и вертикальное перемещение неподрессоренных частей задней подвески y (рис. 3.2).

Кинетическая и потенциальная энергии принимают следующий вид:

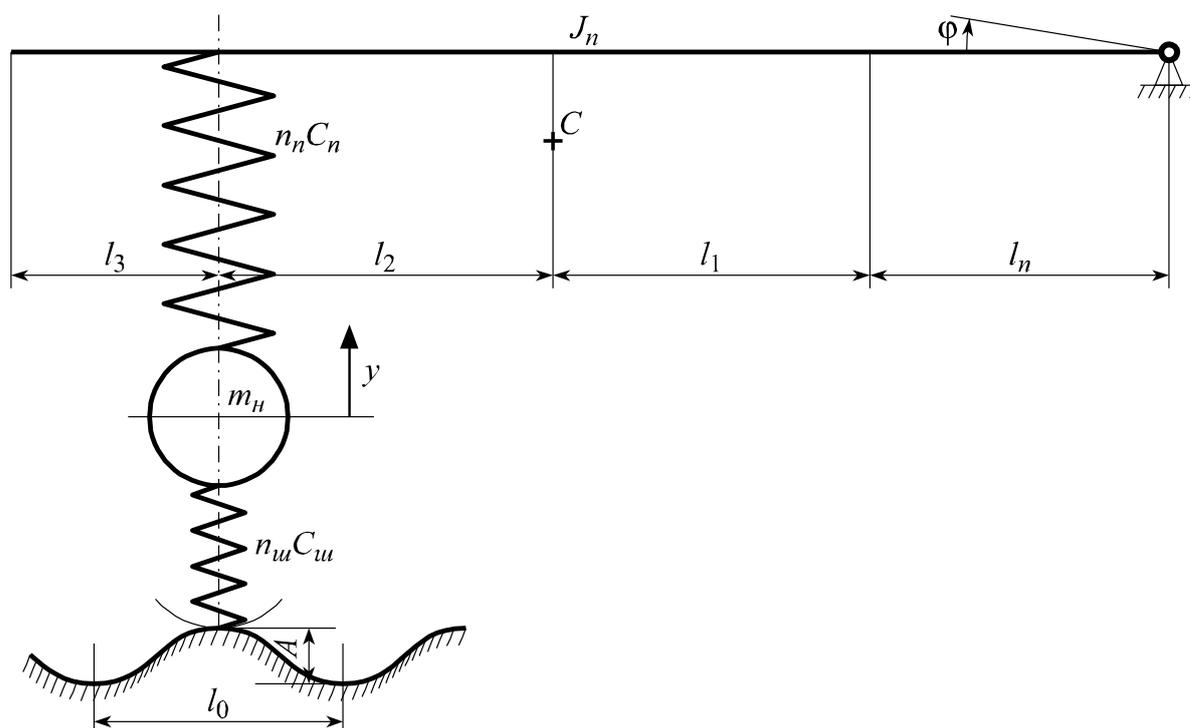


Рисунок 3.2 – Расчетная схема буксируемого автосамосвала с упругой подвеской

$$T = (m_{n1} + m_{н3}) \frac{v^2}{2} + \frac{J_{n1} \dot{\phi}^2}{2} + \frac{m_{н3} \dot{y}^2}{2}, \quad (3.2)$$

где m_{n1} – масса поддрессоренных частей буксируемого автосамосвала, кг;

$m_{н3}$ – масса неподдрессоренных частей буксируемого автосамосвала, кг;

v – скорость буксирования, м/с;

J_{n1} – момент инерции поддрессоренных частей буксируемого автосамосвала при захвате спереди относительно горизонтальной поперечной оси, проходящей через опорную точку, кг·м².

$$\Pi = \frac{1}{2} n_n C_n [(l_n + l_1 + l_2) \phi - y]^2 + \frac{1}{2} n_{ш} C_{ш} (y - h)^2, \quad (3.3)$$

где n_n – число упругих элементов задней подвески;

C_n – коэффициент жесткости одного упругого элемента задней подвески, Н/м;

$n_{ш}$ – число шин в задней подвеске;

$C_{ш}$ – радиальная жесткость одной шины, Н/м;

h – высота неровности под колесом задней подвески, м.

Выполняем действия в соответствии с операторами уравнения Лагранжа второго рода [21]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) = \frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{\phi}} \left[(m_{n1} + m_{н3}) \frac{v^2}{2} + \frac{J_{n1} \dot{\phi}^2}{2} + \frac{m_{н3} \dot{y}^2}{2} \right] = J_{n1} \ddot{\phi}. \quad (3.4)$$

$$\frac{dT}{d\phi} = \frac{\partial}{\partial \phi} \left[(m_{n1} + m_{н3}) \frac{v^2}{2} + \frac{J_{n1} \dot{\phi}^2}{2} + \frac{m_{н3} \dot{y}^2}{2} \right] = 0. \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \phi} &= \frac{\partial}{\partial \phi} \left\{ \frac{1}{2} n_n C_n [(l_n + l_1 + l_2) \phi - y]^2 + \frac{1}{2} n_{ш} C_{ш} (y - h)^2 \right\} = \\ &= n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 \phi - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) y. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Суммируя выражения (3.4)–(3.6), получаем первое дифференциальное уравнение

$$J_{n1}\ddot{\phi} + n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 \phi - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) y = 0. \quad (3.7)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left[(m_{n1} + m_{n3}) \frac{v^2}{2} + \frac{J_{n1} \dot{\phi}^2}{2} + \frac{m_{n3} \dot{y}^2}{2} \right] = m_{n3} \ddot{y}. \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(m_{n1} + m_{n3}) \frac{v^2}{2} + \frac{J_{n1} \dot{\phi}^2}{2} + \frac{m_{n3} \dot{y}^2}{2} \right] = 0. \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \frac{1}{2} n_n C_n [(l_n + l_1 + l_2) \phi - y]^2 + \frac{1}{2} n_{uu} C_{uu} (y - h)^2 \right\} = \\ &= -n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) \phi + n_n C_n y + n_{uu} C_{uu} y - n_{uu} C_{uu} h. \end{aligned} \quad (3.10)$$

Суммируя выражения (3.8)–(3.10), получаем второе дифференциальное уравнение

$$-n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) \phi + m_{n3} \ddot{y} + (n_n C_n + n_{uu} C_{uu}) y = n_{uu} C_{uu} h. \quad (3.11)$$

Аппроксимирующая функция имеет следующий вид:

$$h = \frac{A}{2} \sin \omega t, \quad (3.12)$$

где A – размах аппроксимирующей функции, м;

ω – круговая частота кинематического возмущения, 1/с.

Уравнения (3.7) и (3.11) образует систему, которая с учетом (3.12) выглядит так:

$$\left. \begin{aligned} J_{n1}\ddot{\phi} + n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 \phi - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) y &= 0; \\ -n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) \phi + m_{n3} \ddot{y} + (n_n C_n + n_{uu} C_{uu}) y &= n_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

Задаемся функциями ϕ и y в следующем виде [2]:

$$\left. \begin{aligned} \phi &= A_1 \sin \omega t \\ y &= A_2 \sin \omega t \end{aligned} \right\},$$

где A_1 – амплитуда угла поворота, рад;

A_2 – амплитуда вертикального перемещения неподрессоренной массы, м.

Подставляем функции (3.14) в систему (3.13):

$$\left. \begin{aligned} -J_{n1}\omega^2 A_1 + n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 A_1 - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) A_2 &= 0; \\ -n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) A_1 - m_{n3}\omega^2 A_2 + (n_n C_n + n_u C_u) A_2 &= n_u C_u \frac{A}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

Сгруппируем члены при одинаковых неизвестных в системе (3.15):

$$\left. \begin{aligned} [n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) - J_{n1}\omega^2] A_1 - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) A_2 &= 0; \\ -n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) A_1 + (n_n C_n + n_u C_u - m_{n3}\omega^2) A_2 &= \frac{n_u C_u A}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.16)$$

Решаем систему (3.16) методом Крамера [21]:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{\Delta(A_1)}{\Delta}; \\ A_2 &= \frac{\Delta(A_2)}{\Delta}. \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

где Δ – главный определитель системы (3.16);

$\Delta(A_1)$, $\Delta(A_2)$ – определители, полученные из главного определителя.

$$\begin{aligned} \Delta &= \begin{vmatrix} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 - J_{n1}\omega^2 & -n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) \\ -n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) & n_n C_n + n_u C_u - m_{n3}\omega^2 \end{vmatrix} = \\ &= J_{n1} m_{n3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_u C_u + m_{n3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)] \omega^2 + \\ &\quad + n_n n_u C_n C_u (l_n + l_1 + l_2)^2. \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} \Delta(A_1) &= \begin{vmatrix} 0 & -n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) \\ \frac{n_u C_u A}{2} & n_n C_n + n_u C_u - m_{n3}\omega^2 \end{vmatrix} = \\ &= n_n n_u C_n C_u (l_n + l_1 + l_2) \frac{A}{2}. \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \Delta(A_2) &= \begin{vmatrix} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) - J_{n1}\omega^2 & 0 \\ -n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) & \frac{n_u C_u A}{2} \end{vmatrix} = \\ &= n_n n_u C_n C_u (l_n + l_1 + l_2)^2 \frac{A}{2} - J_{n1} n_u C_u \frac{A}{2} \omega^2. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Далее записываем выражения для амплитуд по (3.17) с учетом (3.18)–(3.20):

$$A_1 = n_n n_u C_n C_u (l_n + l_1 + l_2) \times \frac{A}{2} / \left\{ J_{n1} m_{n3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_u C_u + m_{n3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_u C_n C_u (l_n + l_1 + l_2)^2 \right\} \quad (3.21)$$

$$A_2 = \left[n_n n_u C_n C_u (l_n + l_1 + l_2)^2 \frac{A}{2} - J_{n1} n_u C_u \frac{A}{2} \omega^2 \right] / \left\{ J_{n1} m_{n3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_u C_u + m_{n1} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_u C_n C_u (l_n + l_1 + l_2)^2 \right\} \quad (3.22)$$

Как следует из выражения (3.22), при определенной скорости буксирования $A_2 = 0$. Это может быть в том случае, если числитель выражения (3.22) равен нулю:

$$n_n n_u C_n C_u (l_n + l_1 + l_2)^2 \frac{A}{2} - J_{n1} n_u C_u \frac{A}{2} \omega^2 = 0. \quad (3.23)$$

Или после сокращения:

$$n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 - J_{n1} \omega^2 = 0. \quad (3.24)$$

Откуда получаем выражение для круговой частоты:

$$\omega = \sqrt{\frac{n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_{n1}}}. \quad (3.25)$$

Поскольку круговая частота кинематических возмущений связана со скоростью буксирования соотношением

$$\omega = \frac{2\pi v}{l_0}, \quad (3.26)$$

получаем выражение скорости буксирования, при которой амплитуда колебаний колес буксируемого автосамосвала равна нулю:

$$v = \sqrt{\frac{n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_{n1}}}. \quad (3.27)$$

Определяем собственные круговые частоты буксируемого автосамосвала, приравнявая нулю знаменатели выражений (3.21) и (3.22):

$$J_{n_1} m_{n_3} (\omega^2)^2 - [J_{n_1} n_n C_n + J_{n_1} n_{uu} C_{uu} + m_{n_3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 = 0. \quad (3.28)$$

Решаем уравнение (3.28):

$$\omega_{1,2} = \left\{ J_{n_1} n_n C_n + J_{n_1} n_{uu} C_{uu} + m_{n_3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 \mp \left[(J_{n_1} n_n C_n + J_{n_1} n_{uu} C_{uu} + m_{n_3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2)^2 - 4 J_{n_1} m_{n_3} n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} / (2 J_{n_1} m_{n_3})^{1/2}. \quad (3.29)$$

В случае буксирования карьерного автосамосвала БелАЗ - 548 числовые данные следующие: $J_{n_1} = 511 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $m_{n_3} = 3,5 \cdot 10^3 \text{ кг}$; $n_n = 4$; $C_n = 2,7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $n_{uu} = 4$; $C_{uu} = 11,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $l_n + l_1 + l_2 = 5,7 \text{ м}$.

Вычисление по формуле (3.29) дает

$$\omega_1 = 23,56 \text{ 1/с}; \quad \omega_2 = 129,25 \text{ 1/с}.$$

Откуда определяем критические скорости движения, используя выражение (3.26):

$$v_{кр1} = \frac{\omega_1 l_0}{2\pi} = \frac{23,56 \cdot 2}{2 \cdot 3,14} = 7,5 \text{ м/с} = 27 \text{ км/ч};$$

$$v_{кр2} = \frac{\omega_2 l_0}{2\pi} = \frac{129,25 \cdot 2}{2 \cdot 3,14} = 41,2 \text{ м/с} = 148 \text{ км/ч}.$$

Практический интерес представляет только первая критическая скорость. Поэтому определяем амплитуды колебаний в окрестности этой скорости, принимая во внимание реальные режимы буксирования. Расчеты по формулам (3.21) и (3.22) дают следующие результаты:

$$\begin{array}{lll} v = 10 \text{ км/ч} & A_1 = 0,03; & A_2 = 0,16 \text{ м}. \\ v = 20 \text{ км/ч} & A_1 = 0,06; & A_2 = 0,19 \text{ м}. \\ v = 40 \text{ км/ч} & A_1 = -0,02; & A_2 = 0,10 \text{ м}. \end{array}$$

3.3. Буксирование автосамосвала захватом сзади при упругой подвеске

Схема буксирования автосамосвала захватом сзади представлена на рис. 3.1, расчетная схема - на рис. 3.2, где следует поменять местами размеры l_n и l_3 . Выражения кинетической и потенциальной энергий несколько меняются:

$$T = (m_{n2} + m_{nn}) \frac{v_2^2}{2} + \frac{J_{n2} \dot{\phi}^2}{2} + \frac{m_{nn} \dot{y}^2}{2}, \quad (3.30)$$

где m_{n2} – масса поддрессоренных частей при буксировании захватом сзади, кг;

m_{nn} – масса неподдрессоренных частей передней подвески, кг;

J_{n2} – момент инерции поддрессоренных частей буксируемого автосамосвала при захвате сзади относительно горизонтальной поперечной оси, проходящей через опорную точку, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$П = \frac{1}{2} n'_n C_n [(l_3 + l_2 + l_1)\phi - y]^2 + \frac{1}{2} n'_{uu} C_{uu} (y - h)^2, \quad (3.31)$$

где n'_n – число упругих элементов передней подвески;

n'_{uu} – число шин передней подвески.

Выполняем действия в соответствии с операторами уравнения Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) = \frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{\phi}} \left[(m_{n2} + m_{nn}) \frac{v_2^2}{2} + \frac{J_{n2} \dot{\phi}^2}{2} + \frac{m_{nn} \dot{y}^2}{2} \right] = J_{n2} \ddot{\phi}. \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \phi} = \frac{\partial}{\partial \phi} \left[(m_{n2} + m_{nn}) \frac{v_2^2}{2} + \frac{J_{n2} \dot{\phi}^2}{2} + \frac{m_{nn} \dot{y}^2}{2} \right] = 0. \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} &= \frac{\partial}{\partial \varphi} \left\{ \frac{1}{2} n'_n C_n [(l_3 + l_2 + l_1)\varphi - y]^2 + \frac{1}{2} n'_{uu} C_{uu} (y - h)^2 \right\} = \\ &= n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 \varphi - n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) y. \end{aligned} \quad (3.34)$$

Алгебраически суммируем выражения (3.32) – (3.34), получаем первое дифференциальное уравнение

$$J_{n2} \ddot{\varphi} + n_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 \varphi - n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) y = 0. \quad (3.35)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = \frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left[(m_{n2} + m_{nn}) \frac{v^2}{2} + \frac{J_{n2} \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_{nn} \dot{y}^2}{2} \right] = m_{n2} \ddot{y}. \quad (3.36)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(m_{n2} + m_{nn}) \frac{v^2}{2} + \frac{J_{n2} \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_{nn} \dot{y}^2}{2} \right] = 0. \quad (3.37)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \frac{1}{2} n'_n C_n [(l_3 + l_2 + l_1)\varphi - y]^2 + \frac{1}{2} n'_{uu} C_{uu} (y - h)^2 \right\} = \\ &= -n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) \varphi + n'_n C_n y + n'_{uu} C_{uu} y - n'_{uu} C_{uu} h. \end{aligned} \quad (3.38)$$

Алгебраически суммируем выражения (3.36) – (3.38), получаем второе дифференциальное уравнение

$$-n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) \varphi + m_{nn} \ddot{y} + (n'_n C_n + n'_{uu} C_{uu}) y = n'_{uu} C_{uu} h. \quad (3.39)$$

Аппроксимирующая функция h по-прежнему имеет вид (3.12), тогда уравнения (3.35) и (3.39) образует систему

$$\left. \begin{aligned} J_{n2} \ddot{\varphi} + n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 \varphi - n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) y &= 0; \\ -n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) \varphi + m_{nn} \ddot{y} + (n'_n C_n + n'_{uu} C_{uu}) y &= n'_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (3.40)$$

Задаемся функциями φ и y в виде (3.14), система (3.40) принимает следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} -J_{n2}\omega^2 A_1 + n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 A_1 - n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) A_2 &= 0; \\ -n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) A_1 - m_{nn}\omega^2 A_2 + (n'_n C_n + n'_{uu} C_{uu}) A_2 &= n'_{uu} C_{uu} \frac{A}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

В системе уравнений (3.41) сгруппируем члены при одинаковых неизвестных:

$$\left. \begin{aligned} [n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 - J_{n2}\omega^2] A_1 - n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) A_2 &= 0; \\ -n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) A_1 + (n'_n C_n + n'_{uu} C_{uu} - m_{nn}\omega^2) A_2 &= n'_{uu} C_{uu} \frac{A}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.42)$$

Решая систему (3.42), получаем:

$$A_1 = n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1) \frac{A}{2} \left/ \left\{ J_{n2} m_{nn} \omega^4 - [J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{nn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2] \omega^2 + n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 \right\} \right. \quad (3.43)$$

$$A_2 = \left[n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1) \frac{A}{2} - J_{n2} n'_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \omega^2 \right] \left/ \left\{ J_{n2} m_{nn} \omega^4 - [J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{nn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2] \omega^2 + n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 \right\} \right. \quad (3.44)$$

Приравниваем числитель выражения (3.44) к нулю и после сокращений получаем:

$$n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 - J_{n2} \omega^2 = 0. \quad (3.45)$$

Из уравнения (3.45) получаем выражение для круговой частоты

$$\omega = \sqrt{\frac{n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2}{J_{n2}}}. \quad (3.46)$$

Далее, учитывая соотношение (3.26), получаем выражение скорости буксирования, при котором амплитуда колебаний колес передней подвески буксируемого самосвала равна нулю:

$$v = \sqrt{\frac{n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_{n2}}}. \quad (3.47)$$

Определяем собственные круговые частоты буксируемого самосвала, приравнявая к нулю знаменатели выражений (3.43) и (3.44).

$$J_{n2} m_{nn} (\omega^2)^2 - [J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{nn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2] \omega^2 + n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 = 0. \quad (3.48)$$

Решаем уравнение (3.48)

$$\begin{aligned} \omega_{3,4} = & \left\{ J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{nn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 \mp \right. \\ & \mp \left[(J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{nn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2)^2 - \right. \\ & \left. \left. - 4 J_{n2} m_{nn} n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} / (2 J_{n2} m_{nn})^{1/2}. \end{aligned} \quad (3.49)$$

В случае буксирования карьерного автосамосвала БелАЗ-548 захватом сзади числовые данные следующие: $J_{n2} = 662 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $m_{nn} = 1,5 \cdot 10^3 \text{ кг}$;

$n'_n = 2$; $C_n = 2,7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $n'_{uu} = 2$; $C_{uu} = 11,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $l_3 + l_2 + l_1 = 6,6 \text{ м}$.
Вычисления по формуле (3.49) дают:

$$\omega_3 = 17,03 \text{ 1/с}; \quad \omega_4 = 139,28 \text{ 1/с}.$$

Откуда определяем критические скорости буксирования, используя выражение (3.26):

$$v_{кр3} = \frac{\omega_1 l_0}{2\pi} = \frac{17,03 \cdot 2}{2 \cdot 3,14} = 5,4 \text{ м/с} = 20 \text{ км/ч}.$$

$$v_{кр4} = \frac{\omega_2 l_0}{2\pi} = \frac{139,28 \cdot 2}{2 \cdot 3,14} = 44,4 \text{ м/с} = 160 \text{ км/ч.}$$

Практический интерес представляет только первая критическая скорость. Поэтому определяем амплитуду колебаний в окрестности этой скорости. Расчеты по формулам (3.43) и (3.44) дают следующие результаты:

$$\begin{array}{lll} v = 10 \text{ км/ч} & A_1 = 0,03; & A_2 = 0,16 \text{ м.} \\ v = 30 \text{ км/ч} & A_1 = -0,015; & A_2 = 0,11 \text{ м.} \\ v = 40 \text{ км/ч} & A_1 = -0,01; & A_2 = 0,12 \text{ м.} \end{array}$$

3.4. Буксирование автосамосвала захватом спереди при жесткой задней подвеске

Схема буксирования автосамосвала захватом спереди представлена на рис. 3.1. Расчетная схема при жесткой задней подвеске представлена на рис. 3.4. Такая картина может быть, если в буксируемом автосамосвале конструктивно не предусмотрена упругая подвеска, или в случае выхода из строя упругих элементов, если такая подвеска предусмотрена. Дифференциальные уравнения выводим по схеме уравнения Лагранжа второго рода [66]. В качестве обобщенной координаты принимаем угол поворота φ буксируемого автосамосвала в продольной плоскости относительно опорной точки.

Кинетическая и потенциальная энергии принимают следующий вид:

$$T = \frac{mv^2}{2} + \frac{J_1 \dot{\varphi}^2}{2}, \quad (3.50)$$

где m – масса буксируемого автосамосвала, кг;

J_1 – момент инерции буксируемого автосамосвала относительно поперечной оси, проходящей через опорную точку, кг·м².

$$\Pi = \frac{1}{2} n_u C_u [(l_n + l_1 + l_2)\varphi - h]^2. \quad (3.51)$$

Выполняем действия по схеме уравнения Лагранжа второго рода над выражениями (3.50) и (3.51):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = \frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{\varphi}} \left(m \frac{v^2}{2} + \frac{J_1 \dot{\varphi}^2}{2} \right) = J_1 \ddot{\varphi}. \quad (3.52)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(m \frac{v^2}{2} + \frac{J_1 \dot{\varphi}^2}{2} \right) = 0. \quad (3.53)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} &= \frac{\partial}{\partial \varphi} \left\{ \frac{1}{2} n_u C_u [(l_n + l_1 + l_2)\varphi - h]^2 \right\} = \\ &= n_u C_u (l_n + l_1 + l_2)^2 \varphi - n_u C_u (l_n + l_1 + l_2) h. \end{aligned} \quad (3.54)$$

Алгебраически суммируем выражения (3.52) – (3.54), получаем уравнение движения:

$$J_1 \ddot{\varphi} + n_u C_u (l_n + l_1 + l_2)^2 \varphi = n_u C_u (l_n + l_1 + l_2) h. \quad (3.55)$$

Как установлено, неровности пути аппроксимируются синусоидой:

$$h = \frac{A}{2} \sin \omega t. \quad (3.56)$$

Разделим уравнение (3.55) на J_1 :

$$\ddot{\varphi} + \frac{n_u C_u (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_1} \varphi = \frac{n_u C_u (l_n + l_1 + l_2)}{2J_1} A \sin \omega t. \quad (3.57)$$

Вводим обозначение:

$$\frac{n_u C_u (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_1} = p^2. \quad (3.58)$$

где p – собственная круговая частота колебаний буксируемого автосамосвала при захвате спереди и жесткой задней подвеске, 1/с.

Тогда правая часть уравнения (3.57) принимает вид:

$$\frac{n_u C_u (l_n + l_1 + l_2)^2}{2J_1} A \sin \omega t = \frac{Ap^2}{2(l_n + l_1 + l_2)} \sin \omega t \quad (3.59)$$

Решаем уравнение (3.57) с учетом обозначения (3.58):

$$\varphi = \frac{A}{2(l_n + l_1 + l_2)} \frac{1}{\left| 1 - \frac{\omega^2}{p^2} \right|} \sin \omega t. \quad (3.60)$$

Учитывая выражение (3.26), переписываем решение (3.60):

$$\varphi = \frac{A}{2(l_n + l_1 + l_2)} \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{2\pi v}{l_0} \right)^2 / \left[\frac{n_u C_u (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_1} \right] \right|} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (3.61)$$

И после упрощения в окончательно виде:

$$\varphi = \frac{A}{2(l_n + l_1 + l_2)} \frac{1}{\left| 1 - \frac{4\pi J_1 v^2}{n_u C_u (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2} \right|} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (3.62)$$

Из выражения (3.62) получаем критическую скорость буксирования:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{n_u C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_1}}. \quad (3.63)$$

В случае буксирования карьерного автосамосвала БелАЗ-548 с выключенными из работы пневмогидравлическими цилиндрами упругой подвески числовые данные следующие: $n_u = 4$; $C_{uu} = 11,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $l_n + l_1 + l_2 = 5,7 \text{ м}$; $J_1 = 582 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $A = 0,3 \text{ м}$; $l_0 = 2 \text{ м}$.

Вычисление по формуле (3.63) дает следующий результат:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,8 \cdot 10^6 \cdot 5,7 \cdot 2^2}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 582 \cdot 10^3}} = 16,35 \text{ м/с} = 59 \text{ км/ч}$$

Полученная критическая скорость значительно выше принятых в практике при буксировании карьерных автосамосвалов.

Определяем амплитуды колебаний, используя выражения (3.62):

$$v = 10 \text{ км/ч} \quad A_1 = 0,027.$$

$$v = 20 \text{ км/ч} \quad A_1 = 0,03.$$

$$v = 30 \text{ км/ч} \quad A_1 = 0,035.$$

$$v = 40 \text{ км/ч} \quad A_1 = 0,05.$$

3.5. Буксирование автосамосвала захватом сзади при жесткой передней подвеске

Схема буксирования автосамосвала захватом сзади представлена на рис. 3.3. Расчетная схема при жесткой передней подвеске буксируемого автосамосвала представлена на рис. 3.4, где следует поменять местами размеры l_n и l_3 .

Кинетическая и потенциальная энергии принимают следующий вид:

$$T = \frac{mv^2}{2} + \frac{J_2 \dot{\phi}^2}{2}, \quad (3.64)$$

где J_2 – момент инерции буксируемого автосамосвала при захвате сзади относительно поперечной оси проходящей через опорную точку, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

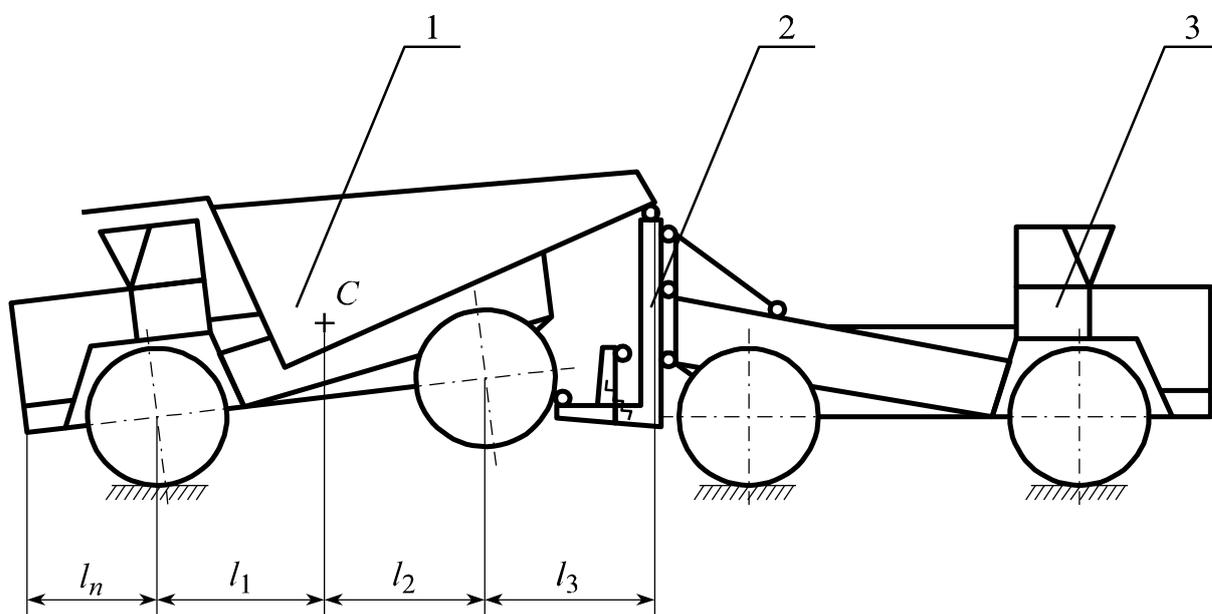


Рисунок 3.3 – Схема буксирования захватом сзади

1 – буксируемый автосамосвал;

2 – подъемно-цепное устройство; 3 – буксировщик

$$\Pi = \frac{1}{2} n'_{uu} C_{uu} [(l_3 + l_2 + l_1)\phi - h]^2. \quad (3.65)$$

Выполняем действия по схеме уравнения Лагранжа второго рода над выражениями (3.64) и (3.65):

$$\ddot{\varphi} + \frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2}{J_2} \varphi = \frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)}{2J_2} A \sin \omega t. \quad (3.70)$$

Вводим обозначение:

$$\frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2}{J_2} = p_1^2, \quad (3.71)$$

где p_1 – собственная круговая частота колебаний буксируемого автомосамосвала при захвате сзади и жесткой передней подвеске, 1/с.

Уравнение (3.70) принимает вид:

$$\ddot{\varphi} + p_1^2 \varphi = \frac{Ap_1^2}{2(l_3 + l_2 + l_1)} \sin \omega t. \quad (3.72)$$

Решаем уравнение (3.72):

$$\varphi = \frac{A}{2(l_3 + l_2 + l_1)} \frac{1}{\left| 1 - \frac{\omega^2}{p_1^2} \right|} \sin \omega t. \quad (3.73)$$

Или с учетом выражений (3.26) и (3.71):

$$\varphi = \frac{A}{2(l_3 + l_2 + l_1)} \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{2\pi v}{l_0} \right)^2 / \left[\frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2}{J_2} \right] \right|} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (3.74)$$

И после упрощения в окончательном виде:

$$\varphi = \frac{A}{2(l_3 + l_2 + l_1)} \frac{1}{\left| 1 - \frac{4\pi J_2 v^2}{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 l_0^2} \right|} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (3.75)$$

Из выражения (3.75) получаем критическую скорость буксирования:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_3)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_2}}. \quad (3.76)$$

В случае буксирования карьерного автосамосвала БелАЗ-548 захватом сзади с выключенными из работы пневмогидравлическими цилиндрами упругой передней подвески имеют место следующие числовые данные:

$$n'_{uu} = 2; \quad C_{uu} = 11,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \quad l_3 + l_2 + l_1 = 6,6 \text{ м}; \quad J_2 = 698,5 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ A = 0,3 \text{ м}; \quad l_0 = 2 \text{ м}.$$

Вычисляем критическую скорость при этих данных:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 11,8 \cdot 10^6 \cdot 6,6 \cdot 2^2}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 698,5 \cdot 10^3}} = 12,22 \text{ м/с} = 44 \text{ км/ч}.$$

Определяем амплитуду колебаний по выражению (3.75):

$v = 10 \text{ км/ч}$	$A_1 = 0,024.$
$v = 20 \text{ км/ч}$	$A_1 = 0,029.$
$v = 30 \text{ км/ч}$	$A_1 = 0,042.$
$v = 40 \text{ км/ч}$	$A_1 = 0,013.$

3.6. Определение коэффициентов динамичности при буксировании карьерных автосамосвалов

Увеличение нагрузки на узлы подвески буксируемых автосамосвалов при движении по неровностям дорог будем характеризовать коэффициентом динамичности, который зависит от конструктивных особенностей подвески, параметров пути, скорости движения и по существу определяется следующей зависимостью [60].

$$K_{\partial} = 1 + \frac{h_{\partial}}{h_c}, \quad (3.77)$$

где K_{∂} – коэффициент динамичности;

h_{∂} – амплитуда колебаний, м;

h_c – статический прогиб упругого элемента, м.

В случае упругой подвески буксируемого автосамосвала и захвата спереди амплитуда колебаний определяется с учетом принятых уже обозначений:

$$h_{\partial} = (l_n + l_1 + l_2)A_1 - A_2. \quad (3.78)$$

Тогда формула (3.77) принимает следующий вид:

$$K_{\partial} = 1 + \frac{(l_n + l_1 + l_2)A_1 - A_2}{h_c}. \quad (3.79)$$

Для буксируемого автосамосвала БелАЗ-548 по формуле (3.79) выполнены вычисления, которые сведены в таблице 3.1.

В случае упругой подвески буксируемого автосамосвала и захвата сзади амплитуда колебаний определяется с учетом принятых обозначений:

$$h_{\partial} = (l_3 + l_2 + l_1)A_1 - A_2. \quad (3.80)$$

Тогда формула (3.77) принимает следующий вид:

$$K_{\partial} = 1 + \frac{(l_3 + l_2 + l_1)A_1 - A_2}{h_c}. \quad (3.81)$$

Для буксируемого захватом сзади автосамосвала БелАЗ-548 по формуле (3.81) выполнены вычисления, результаты сведены в таблице 3.1.

В случае жесткой подвески буксируемого автосамосвала и захвата спереди амплитуда колебаний определяется с учетом принятых обозначений:

$$h_{\partial} = (l_n + l_1 + l_2)A_1 - \frac{A}{2}. \quad (3.82)$$

В этом случае формула (3.77) принимает следующий вид:

$$K_{\partial} = 1 + \frac{(l_n + l_1 + l_2)A_1 - A/2}{h_c}. \quad (3.83)$$

Для буксируемого захватом спереди самосвала БелАЗ-548 при выключенных пневмо-гидравлических цилиндрах задней подвески выполнены вычисления по формуле (3.83), которые сведены в таблице 3.1.

В случае жесткой передней подвески буксируемого автосамосвала и захвата сзади амплитуда колебаний определяется по аналогии с (3.82) и с учетом принятых обозначений имеет вид:

$$h_{\partial} = (l_3 + l_2 + l_1)A_1 - \frac{A}{2}. \quad (3.84)$$

Формула (3.77) с учетом выражения (3.84) записывается так:

$$K_{\partial} = 1 + \frac{(l_3 + l_2 + l_1)A_1 - \frac{A}{2}}{h_c}. \quad (3.85)$$

Для буксируемого захватом сзади автосамосвала БелАЗ при выключенных пневмо-гидравлических цилиндрах передней подвески выполнены вычисления по формуле (3.85), результаты сведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1.

Зависимость коэффициента динамичности от условий буксирования карьерных автосамосвалов БелАЗ-548

Способ захвата, тип подвески	Скорость, км/ч.			
	10	20	30	40
Захват спереди, упругая подвеска	1.3	4.9	P	6.5
Захват сзади, упругая подвеска	1.4	P	3.0	2.7
Захват спереди, жесткая подвеска	2.2	7.3	15.8	41.3
Захват сзади, жесткая подвеска	2.25	7.2	20.0	P

3.7. Выводы

В результате теоретического исследования динамики буксирования карьерных автосамосвалов разработана математическая модель возмущенного движения системы "буксировщик-автосамосвал". Рассмотрены разные варианты системы, в том числе упругая и жесткая подвески буксируемого автосамосвала, захватом спереди за силовой элемент в области бампера и захватом сзади за торцевую поперечину кузова. Получены аналитические выражения критических скоростей в зависимости от параметров неровностей технологических дорог. Выведены и решены уравнения возмущенного движения буксируемого автосамосвала. Полученные аналитические выражения коэффициентов динамичности направлены на определение расчетных нагрузок, которые действуют на несущие конструкции подъемно-цепных устройств. Полученные зависимости универсальны, в то же время таблица 3.1 дает представление о предпочтительных режимах буксирования карьерных автосамосвалов БелАЗ-548.

РАЗДЕЛ 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОСНОВНЫХ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДЪЕМНО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА БУКСИРОВЩИКА БКА-110

4.1. Общие сведения

На базе проведенного выше теоретического исследования в ОАО "Транспрогресс" (г. Мариуполь) разработан, на заводе "Авторемгормаш" (г. Белгород) изготовлен опытный образец буксировщика карьерных автосамосвалов БКА – 110, который был подвергнут экспериментальному исследованию с целью проверки на адекватность ряда научных положений математической модели формирования расчетных нагрузок и выявления его эксплуатационной пригодности. Экспериментальное исследование проведено на СевГОКе (г. Кривой Рог).

4.2. Программа и методика определения коэффициентов динамичности

Между нагрузками и напряжениями в элементах несущих систем существует однозначная связь, на основании которой можно записать [50]:

$$K_{\partial} = \frac{\sigma_{\partial}}{\sigma_c}, \quad (4.1)$$

где K_{∂} – коэффициент динамичности;

σ_{∂} – напряжение в конструкции при динамическом приложении нагрузки, Па;

σ_c – напряжение в конструкции при статическом приложении нагрузки, Па;

В основу измерения напряжений положен тензометрический метод [65] с привлечением стандартной аппаратуры, приспособленной под питание постоянным током при напряжении 12 В и 24 В – усилитель Топаз-3, осциллограф К12-22 соответственно. В этих целях используются гибкие месдозы, оборудованные проволочными тензорезисторами с базой 20мм и номинальным сопротивлением 200 Ом. Тарировка осуществляется косвенным образом с привлечением балки равного сопротивления [65]. В рабочее положение месдозы устанавливаются при помощи точечной сварки по контуру.

Напряжения, снимаемые с месдозы, связаны с отклонением луча гальванометра зависимостью

$$\sigma = ch, \quad (4.2)$$

где σ – напряжение, снимаемое с месдозы, Па;

c – постоянная тарировки месдозы, Па/мм;

h – отклонение луча гальванометра, мм.

Тогда выражение (4.1) принимает другой, более удобный для практического использования вид:

$$K_{\partial} = \frac{h_{\partial}}{h_c}, \quad (4.3)$$

где h_{∂} – отклонение луча гальванометра при динамическом нагружении, мм;

h_c – отклонение луча гальванометра при статическом нагружении, мм.

Определение коэффициентов динамичности осуществляется при буксировании автосамосвала БелАЗ-548 буксировщиком БКА-110. Для этого в корневой зоне консоли подвижной штанги устанавливаются две месдозы на одинаковом удалении от боковых стенок.

Запись напряжений производится на участке дороги длиной 50 м с неровностями, соответствующими синусоидальному профилю с длиной

волны 2 м и высотой 0,3 м, и осуществляется в следующем порядке.

Тензометрическая аппаратура готовится к работе. Подключаются рабочие кабели к месдозам. Снаряженный буксировщик БКА-110 устанавливается в исходное положение для буксирования автосамосвала БелАЗ-548 спереди. Записываются "нули" тензорезисторов на скорости протяжки осциллографной бумаги 16 мм/с в течение 2с. Включается подъемно-цепное устройство, автосамосвал поднимается на расчетную высоту. Включается запись осциллографа на скорости протяжки 16 мм/с на 2 с. Буксировщик в сцепке с автосамосвалом подъезжает к контрольному участку дороги со скоростью 10 км/час = 2,78м/с. За 1-2с до въезда на контрольный участок включается запись осциллографа на скорости протяжки 60 мм/с. Через 1 с после съезда задних колес автосамосвала с контрольного участка запись прекращается. Запись повторяется 3 раза. Те же работы производятся при движении буксировщика с самосвалом на контрольном участке со скоростью 20км/час = 5,56м/с. Те же работы производятся при буксировании автосамосвала БелАЗ-548 с выключенными из работы пневмогидравлическими цилиндрами, то есть в режиме жесткой задней подвески.

После остановки буксировщика в сцепке с автосамосвалом и успокоения колебаний включается запись осциллографа на скорости протяжки 16 мм/с в течении 2с. Буксировщик освобождается от сцепки. Записываются "нули" тензорезисторов на скорости протяжки 16 мм/с, производится тарировка месдоз, расшифровываются полученные осциллограммы.

После обработки полученных результатов дается сравнительный анализ динамики нагружения подъемно-цепного устройства буксировщика при буксировании автосамосвала с упругой и жесткой подвесками.

4.3. Определение коэффициентов динамичности для упругой и жесткой подвесок буксируемого автосамосвала

Экспериментальное исследование динамики нагружения подъемно-сцепного устройства буксировщика БКА-110 при буксировании автосамосвала БелАЗ-548 выполнено в соответствии с приведенными выше программой и методикой. Характерная осциллограмма для буксируемого автосамосвала с упругой подвеской приведена на рис. 4.1. На копии осциллограммы приняты следующие обозначения:

v_n – скорость протяжки осциллографной бумаги;

h_c – отклонение луча гальванометра в статике;

$h_{\partial y}$ – отклонение луча гальванометра в динамике при упругой подвеске.

Усредненные по трем замерам экспериментальные коэффициенты динамичности, соответствующие им теоретические величины, а также оценка адекватности математических моделей сведены в табл. 4.1. Кроме уже известных, в табл. 4.1 приняты следующие обозначения: $K_{\partial y}$, $K_{\partial ж}$ – коэффициенты динамичности при упругой и жесткой подвесках соответственно, полученные экспериментальным путем, $K_{\partial y}^m$, $K_{\partial ж}^m$ – теоретические коэффициенты динамичности для упругой и жесткой подвесок соответственно, δ_y , $\delta_{ж}$ – оценки адекватности математических моделей для упругой и жесткой подвесок соответственно.

$$\delta_y = \frac{K_{\partial y}^m - K_{\partial y}}{K_{\partial y}} 100\%. \quad (4.4)$$

$$\delta_{ж} = \frac{K_{\partial ж}^m - K_{\partial ж}}{K_{\partial ж}} 100\%. \quad (4.5)$$

Как следует из табл. 4.1, погрешность определения коэффициентов динамичности в узлах сцепки буксировщика и автосамосвала по математической модели упругой подвески не превышает 8,3% при скорости 10 км/час и 8,9% при скорости 20 км/час, по математической модели

жесткой подвески не превышает 10% при скорости 10 км/час и 10,6% при скорости 20 км/час. Следовательно, разработанные математические модели дают удовлетворительную сходимость теории и эксперимента и могут служить основанием для расчета коэффициентов динамичности и определения расчетных нагрузок в подъемно-сцепных устройствах буксировщиков.

Таблица 4.1.

Зависимость коэффициентов динамичности в сцепке "буксировщик-автосамосвал" от типа подвески и скорости движения

N_T	V , км/час	V , м/с	h_c , мм	$h_{\text{д}y}$, мм	$K_{\text{д}y}$	$K_{\text{д}y}^T$	δ , %	h_c , мм	$h_{\text{д}жс}$, мм	$K_{\text{д}жс}$	$K_{\text{д}жс}^T$	$\delta_{жс}$, %
1	10	2,78	33	40	1,2	1,3	8,3	30	60	2,0	2,2	10,0
	20	5,56	15	67,5	4,5	4,9	8,9	10	66	6,6	7,3	10,6
2	10	2,78	39	46,8	1,2	1,3	8,3	35	70	2,0	2,2	10,0
	20	5,56	18	81	4,5	4,9	8,9	10	68	6,8	7,3	7,4

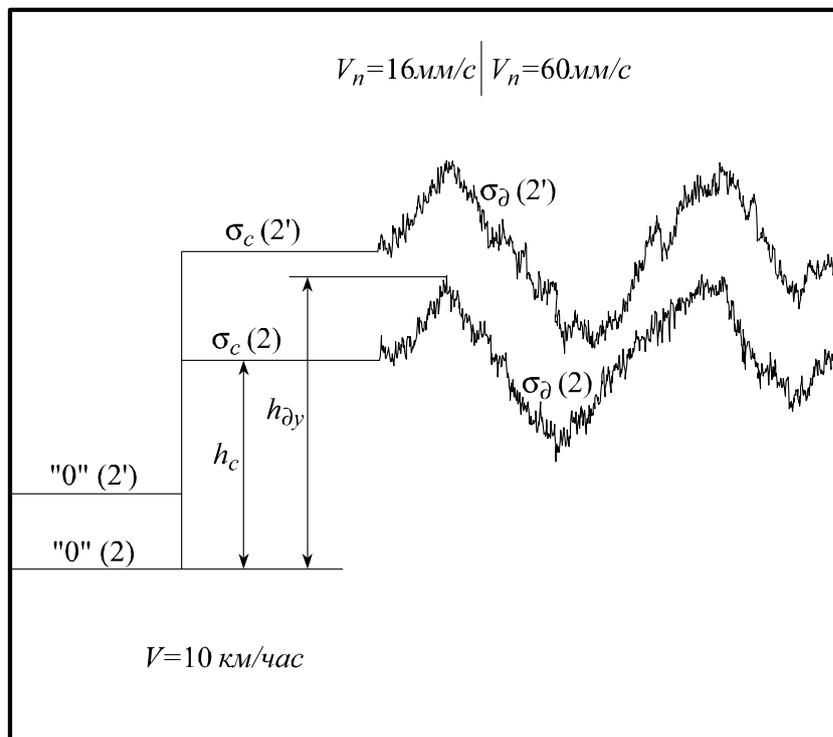


Рисунок 4.1 – Характерная осциллограмма напряжений в корневом сечении консоли при упругой подвеске

4.4. Прочностное испытание карьерного буксировщика БКА-110

4.4.1. Программа испытаний

Нагружение несущей системы подъемно-цепного устройства буксировщика определяется следующими характерными режимами: 1) захват спереди и подъем буксируемого автосамосвала – разгон – установившееся движение – торможение; 2) движение по синусоиде на горизонтальном участке дороги при захватеспереди со скоростью $V = 10\text{км/час}$; 3) наезд буксируемого автосамосвала на единичное препятствие высотой $h = 300\text{мм}$ со скоростью $V = 10\text{км/час}$; 4) захват сзади и подъем буксируемого автосамосвала – разгон – установившееся движение – торможение; 5) движение по синусоиде на горизонтальном участке дороги при захвате сзади со скоростью $V = 10\text{км/час}$; 6) наезд буксируемого автосамосвала на единичное препятствие высотой $h = 300\text{мм}$ при захвате сзади и движении со скоростью $V = 10\text{км/час}$.

Разные способы нагружения несущей системы, подъемно-цепного устройства, режимы движения служат основанием для выбора расчетных случаев нагружения. Для оценки уровня нагружения силовых элементов, а также степени совершенства конструкции производится определение напряжений в точках 1-8 (рис. 4.2).

Первый режим нагружения – точки 1-4 (3 раза); точки 6-8 (3 раза).
Второй режим нагружения – точки 1-4 (3 раза); точки 6-8 (3 раза). Третий режим нагружения – точки 7-8 (3 раза). Четвертый режим нагружения – точки 3-7 (3 раза). Шестой режим нагружения – точка 7 (3 раза).

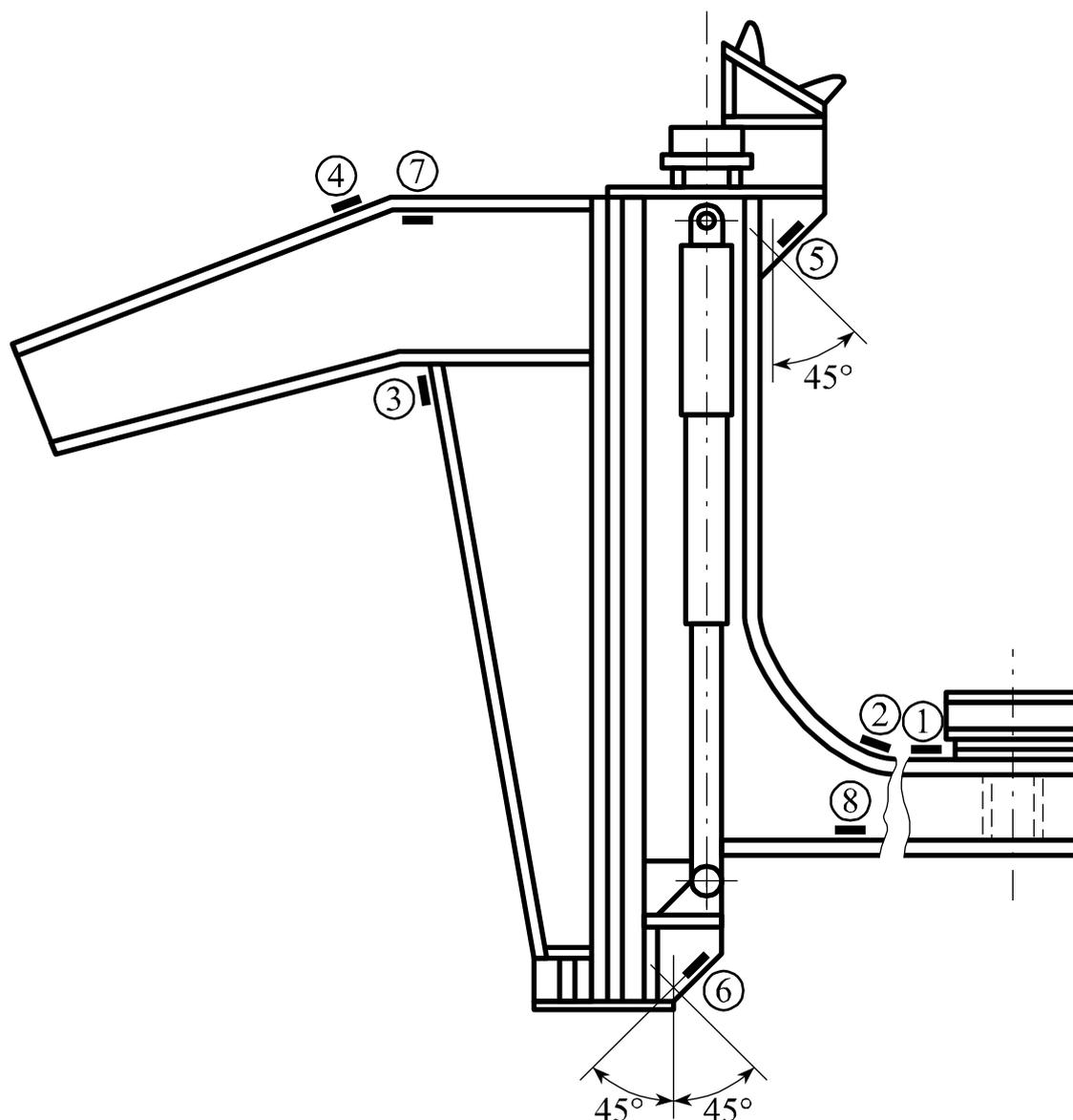


Рисунок 4.2 – Схема установки тензорезисторов на силовые элементы подъемно-сцепного устройства буксировщика БКА-110

4.4.2. Методика проведения испытания

Первый режим нагружения. – Буксировщик устанавливается в исходное положение. Тензометрическая аппаратура готовится к работе. Подключаются кабели к тензорезисторам 1-4 (рис. 4.2). Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 1-4. Запись

выключается. Запись включается. Буксировщик захватывает буксируемый автосамосвал спереди и совершает движение в соответствии с первым режимом. Запись выключается. Запись повторяется 3 раза. Буксировщик освобождается. Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 1-4. Те же работы производятся для точек 6-8 (рис. 4.2). Производится тарировка тензорезисторов 1-4, 6-8.

Второй режим нагружения. – Буксировщик устанавливается в исходное положение. Тензометрическая аппаратура готовится к работе. Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 1-4. Запись выключается. Запись включается. Буксировщик захватывает буксируемый автосамосвал спереди и совершает движение в соответствии со вторым режимом. Запись выключается. Запись повторяется 3 раза. Буксировщик освобождается. Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 1-4. Те же работы производятся для точек 6-8 (рис. 4.2). Производится тарировка тензорезисторов 1-4, 6-8.

Третий режим нагружается. – Буксировщик устанавливается в исходное положение тензометрическая аппаратура готовится к работе. Подключаются кабели к тензорезисторам 1-4 (рис. 4.2). Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 1-4. Запись выключается. Запись включается. Буксировщик захватывает буксируемый автосамосвал спереди и совершает движение в соответствии с третьим режимом. Запись выключается. Запись повторяется 3 раза. Буксировщик освобождается. Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 1-4. Те же работы производятся для точек 6-8 (рис. 4.2). Производится тарировка тензорезисторов 1-4, 6-8.

Четвертый режим нагружения. – Буксировщик устанавливается в исходное положение для захвата сзади. Тензометрическая аппаратура готовится к работе. Подключаются кабели к тензорезисторам 3-7 (рис. 4.2).

Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 3-7. Запись выключается. Запись включается. Буксировщик захватывает буксируемый автосамосвал сзади и совершает движение в соответствии с четвертым режимом. Запись выключается. Запись повторяется 3 раза. Буксировщик освобождается. Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 3-7. Производится тарировка тензорезисторов 3-7.

Пятый режим нагружения. – Буксировщик устанавливается в исходное положение для захвата сзади. Тензометрическая аппаратура готовится к работе. Подключаются кабели к тензорезисторам 3-7 (рис. 4.2). Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 3-7. Запись выключается. Запись включается. Буксировщик захватывает буксируемый автосамосвал сзади и совершает движение в соответствии с пятым режимом. Запись выключается. Запись повторяется 3 раза. Буксировщик освобождается. Включается запись осциллографа, записываются "нули" тензорезисторов 3-7. Производится тарировка тензорезисторов 3-7.

Шестой режим нагружения. – Буксировщик устанавливается в исходное положение для захвата сзади. Тензометрическая аппаратура готовится к работе. Подключается кабель к тензорезистору 7 (рис. 4.2). Включается запись осциллографа, записывается "нуль" тензорезистора 7. Запись выключается. Запись включается. Буксировщик захватывает буксируемый автосамосвал сзади и совершает движение в соответствии с шестым режимом. Запись выключается. Запись повторяется 3 раза. Буксировщик освобождается. Включается запись осциллографа, записывается "нуль" тензорезистора 7. Производится тарировка тензорезистора 7.

Осциллограммы расшифровываются, результаты обрабатываются.

4.4.3. Проведение прочностного испытания и обработка результатов

Испытание проведено по описанной выше программе в соответствии с разработанной методикой. Буксировщик предназначен для буксирования автосамосвалов БелАЗ-7519. В процессе прочностного испытания были реализованы следующие режимы нагружения: подъем и опускание автосамосвала БелАЗ-7519 путем захвата за передний бампер; подъем и опускание автосамосвала БелАЗ-7519 путем захвата за заднюю поперечину кузова; разгон – установившееся движение – экстренное торможение; движение по синусоиде при максимальном расходе руля при скорости 30 км/час на горизонтальном участке технологической дороги; движение на подъеме и спуске технологической дороги.

Испытания проведены на опытном буксировщике, изготовленном на Белгородском заводе "Авторемгормаш". Место проведения испытания – СевГОК г. (Кривой Рог). Характерная осциллограмма представлена на рис. 4.3. В результате расшифровки осциллограмм, обработки результатов получены следующие значения максимальных напряжений: в верхней полке консоли подвижной штанги в корневом сечении $\sigma(1) = 89$ МПа; в корневом сечении стойки неподвижной штанги $\sigma(2) = 118$ МПа; в сварном шве ребра жесткости, установленного в корневом сечении стойки неподвижной штанги $\sigma(3) = 46$ МПа; в периферийных волокнах опорного сечения горизонтального участка неподвижной штанги $\sigma(4) = 157$ МПа; в корневом сечении кронштейна крепления цилиндра подъема и опускания подвижной штанги $\sigma(5) = 36$ МПа; в корневом сечении кронштейна крепления цилиндра подъема и опускания неподвижной штанги $\sigma(6) = 59$ МПа; в корневом сечении горизонтальной балки неподвижной штанги $\sigma(7) = 81$ МПа; в нижней полке консоли подвижной штанги в корневом сечении $\sigma(8) = 130$ МПа.

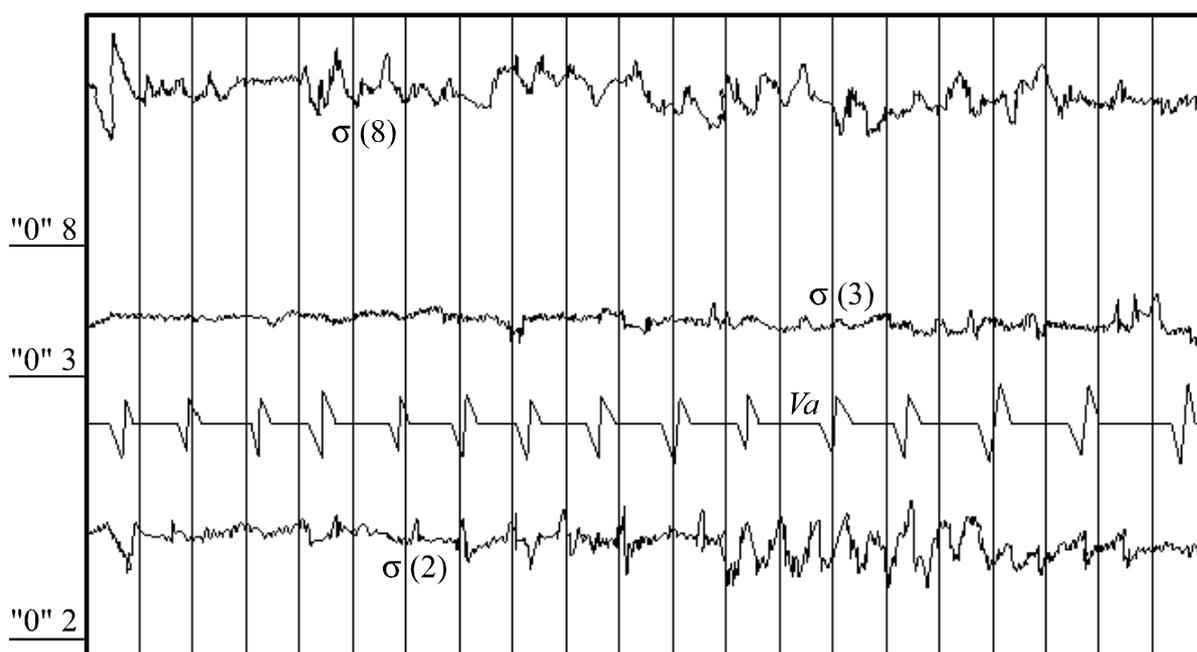


Рисунок 4.3 – Характерная осциллограмма напряжений в консоли подвижной штанги подъемно-цепного устройства

По результатам испытаний составлен протокол испытаний.

Анализ осциллограмм показывает, что наиболее опасным является корневое сечение консоли подвижной штанги. Сравнительно низкие напряжения в остальных опасных сечениях свидетельствуют о резервах снижения металлоемкости машин.

4.5. Выводы

Экспериментальное исследование динамики системы "буксировщик-автосамосвал" доказало правомерность разработанной математической модели формирования расчетных нагрузок на подъемно-цепное устройство. Исследование показало, что при буксировании самосвалов в карьерных условиях приемлемая скорость находится в пределах 20 км/час.

Прочностное испытание, а также опыт эксплуатации экспериментального образца буксировщика БКА-110 в карьерных условиях СевГОКа (г. Кривой Рог) продемонстрировали полную адекватность расчетов на прочность, работоспособность и эксплуатационную пригодность этой машины.

РАЗДЕЛ 5

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ, НАПРАВЛЕННОЙ НА ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ БУКСИРОВЩИКОВ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

5.1. Общие положения

Разработанная математическая модель формирования расчетных нагрузок положена в основу оптимизации подъемно-сцепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов.

Оптимизация проводится по критерию минимальной металлоемкости путем рассмотрения вероятных профилей силовых элементов и комбинаций внутренних силовых факторов. Основная идея оптимизации состоит в следующем. Конструктивные элементы должны размещаться таким образом, чтобы обеспечивать кратчайший путь в передаче усилий. При восприятии моментных нагрузок элементы конструкций, отдельных профилей должны быть по возможности максимально разнесены. Это увеличивает внешние габариты, но уменьшает усилия, реализующие моменты, и в конечном итоге металлоемкость.

5.2. Алгоритм выбора параметров подъемно-сцепного устройства

В свете изложенного предлагается следующий алгоритм выбора параметров подъемно-сцепного устройства.

В транспортном положении подвижная штанга должна замыкаться на кронштейн крепления неподвижной штанги, то есть $l_2 = l_8$, а точки 2 и 9, 3 и 10 (рис. 2.1) должны соответственно совпадать.

Из шести расчетных случаев выбираем наиболее жесткие для каждого из силовых элементов подъемно-сцепного устройства.

Траверса

При захвате, подъеме и буксировании автосамосвала нагрузка на подвижную штангу передается посредством траверсы, которая испытывает изгиб в двух плоскостях (рис. 5.1). Учитывая сложный изгиб траверсы, принимаем закрытое прямоугольное сечение (сечение А-А, рис. 5.1), где приведены обозначения, которые в дальнейшем входят во все разрешающие условия. Из условия прочности определяем толщину стенок траверсы, при условии, что $\delta_1 = \delta_2 = \delta$:

$$\delta = \frac{3M_x}{[\sigma](h^2 + 3bh)} + \frac{3M_y}{[\sigma](b^2 + 3bh)}, \quad (5.1)$$

где

$$M_x = 0,5F_{y1} \cdot l_{12};$$

$$F_{y1} = mgK_{\partial 1} \frac{l_2}{l_{\bar{6}} + l_n};$$

$$M_y = 0,5F_{x3} \cdot l_{12};$$

$$F_{x3} = mgf_1 \left(1 - \frac{l_2}{l_{\bar{6}} + l_n} \right) \cdot K_{\partial 3};$$

$$b = 2 \cdot l_2 \frac{mg - F_{y1}}{F_{y1}} f_1.$$

В качестве исходных числовых данных и в качестве иллюстрации принимаем данные буксировщика БКА-110, рассчитанного на буксирование карьерных автосамосвалов, в том числе БелАЗ-7519, данные которого здесь приведены: $m = 85000 \text{ кг}$; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $K_{\partial 1} = 1$; $K_{\partial 3} = 1,3$; $l_{c3} = 2,8 \text{ м}$; $l_{\bar{6}} = 5,3 \text{ м}$; $l_n = 1,8 \text{ м}$; $l_{12} = 0,5 \text{ м}$; $f_1 = 0,6$; $l_2 = 0,15 \text{ м}$; $h = 0,1 \text{ м}$; $[\sigma] = 220 \text{ МПа}$.

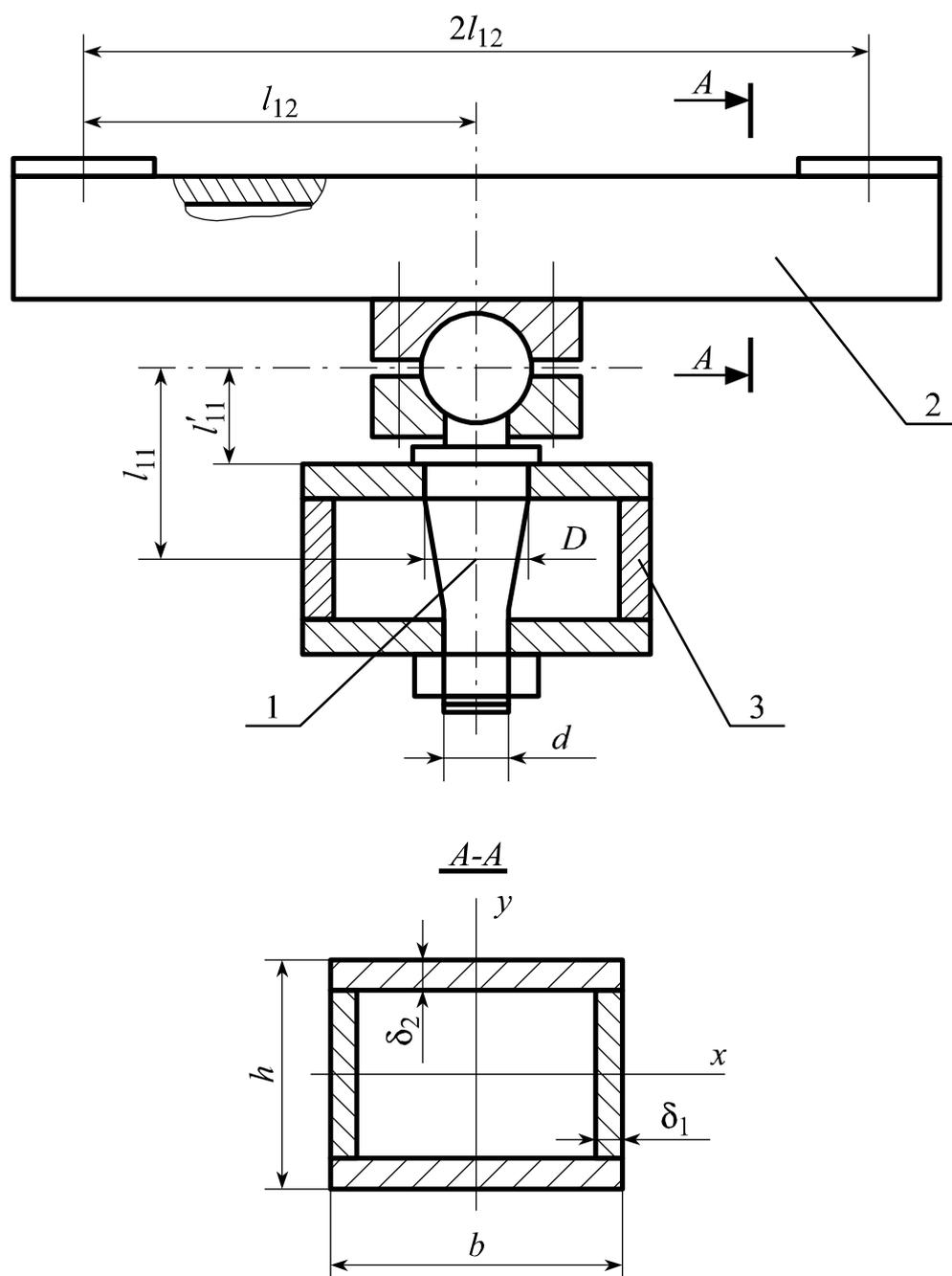


Рисунок 5.1 – Крепление траверсы к подвижной штанге

1 – палец сферический; 2 – траверса; 3 – полка штанги подвижной

Сферический палец подвижной штанги

Наиболее опасным для сферического пальца является пятый расчетный случай нагружения, при котором он подвергается изгибу в двух плоскостях. В качестве поперечного сечения принимаем круг, из условия прочности определяем его диаметр D :

$$D = \sqrt[3]{\frac{32\sqrt{M_z^2 + M_x^2}}{\pi[\sigma]}}, \quad (5.2)$$

где

$$M_z = F_{x5} \cdot l_{11};$$

$$F_{x5} = \frac{m_{\bar{o}} \cdot g \cdot l_1^{(\bar{o})} + mg(l_2/(l_{\bar{o}} + l_n))(l_{\bar{o}}^{(\bar{o})} + l_3^{(\bar{o})})}{l_{\bar{o}}^{(\bar{o})}} \cdot f \cdot K_{\partial 5};$$

$$M_x = F_{z5} \cdot l_{11};$$

$$F_{z5} = \frac{m_{\bar{o}} \cdot g \cdot l_1^{(\bar{o})} + mg(l_2/(l_{\bar{o}} + l_n))(l_{\bar{o}}^{(\bar{o})} + l_3^{(\bar{o})})}{2l_{\bar{o}}^{(\bar{o})}(l_{\bar{o}} + l_n)} l_k \cdot f \cdot K_{\partial 5}.$$

Исходные данные: $m_{\bar{o}} = 65000 \text{ кг}$; $m = 85000 \text{ кг}$; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $l_{cn}^{(\bar{o})} = 2 \text{ м}$;
 $l_2 = 2,8 \text{ м}$; $l_{\bar{o}}^{(\bar{o})} = 4,45 \text{ м}$; $l_3^{(\bar{o})} = 2,45 \text{ м}$; $l_{\bar{o}} = 5,3 \text{ м}$; $l_n = 4,125 \text{ м}$; $l_{11} = 0,2 \text{ м}$; $f = 0,6$;
 $K_{\partial 5} = 1,3$; $[\sigma] = 220 \text{ МПа}$.

Консоль подвижной штанги

Для консоли самым тяжелым является расчетный случай, когда она испытывает изгиб в двух плоскостях и кручение. Наиболее рациональным при таком нагружении является закрытый тонкостенный профиль (рис. 5.2).

Записываем условие прочности

$$\sigma_{\text{экв.}} = \sqrt{\left(\frac{3M_z}{\delta_1 h^2 + 3bh\delta_2} + \frac{3M_y}{\delta_2 b^2 + 3bh\delta_1}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{кр}}{2(bh - \delta_1 h - \delta_2 b)\delta_1}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (5.3)$$

где

$$M_z = F_{x5} \cdot l_{11} + F_{y5} \cdot l_{10};$$

$$F_{x5} = \frac{m_{\bar{o}} \cdot g \cdot l_1^{(\bar{o})} + mg(l_2/(l_{\bar{o}} + l_n))(l_{\bar{o}}^{(\bar{o})} + l_3^{(\bar{o})})}{l_{\bar{o}}^{(\bar{o})}} f \cdot K_{\partial 5};$$

$$F_{y5} = m \cdot g \cdot l_2/(l_{\bar{o}} + l_n); \quad M_{кр} = F_{z5} \cdot l_{11}; \quad M_y = F_{z5} \cdot l_{11};$$

$$F_{z5} = \frac{m_{\bar{o}} \cdot g \cdot l_1^{(\bar{o})} + mg(l_2/(l_{\bar{o}} + l_n))(l_{\bar{o}}^{(\bar{o})} + l_3^{(\bar{o})})}{2l_{\bar{o}}^{(\bar{o})}(l_{\bar{o}} + l_n)} l_k \cdot f \cdot K_{\partial 5}.$$

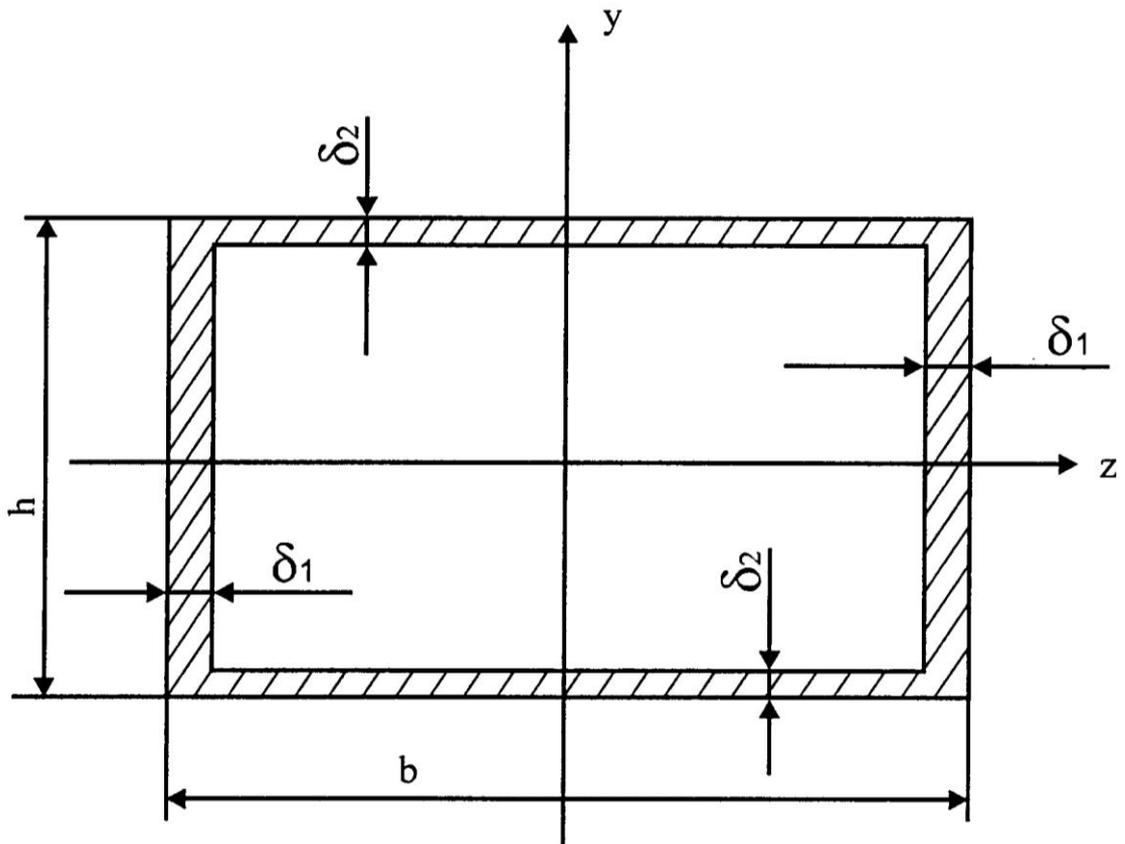


Рисунок 5.2 – Характерное сечение закрытого профиля

Исходные данные: $[\sigma] = 220 \text{ МПа}$; $m_{\delta} = 65000 \text{ кг}$; $m = 85000 \text{ кг}$;
 $f = 0,6$; $K_{\delta 5} = 1,3$; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $l_9 = 0,5 \text{ м}$; $l_{10} = 1,5 \text{ м}$; $l_{11} = 0,2 \text{ м}$; $l_1^{(\delta)} = 2 \text{ м}$;
 $l_2 = 2,8 \text{ м}$; $l_6 = 5,3 \text{ м}$; $l_6^{(\delta)} = 4,45 \text{ м}$; $l_n = 1,8 \text{ м}$; $l_3^{(\delta)} = 2,45 \text{ м}$; $l_k = 4,125 \text{ м}$;
 $h_{\max} = 0,4 \text{ м}$; $b_{\max} = 1 \text{ м}$; $\delta_2 = 0,02 \text{ м}$; $\delta_1^{(1)} = 0,005 \text{ м}$; $\delta_1^{(n)} = (\delta_1^{(n-1)} + 0,005) \text{ м}$.

Задаваясь $\delta_1 = \delta_1^{(1)} = 0,005 \text{ м}$, $\delta_1 = \delta_1^{(2)} = (0,005 + 0,005) \text{ м}, \dots, \delta_1 = \delta_1^{(n)} =$
 $= (\delta_1^{(n-1)} + 0,005) \text{ м}$, принимаем минимальное значение, которое удовлетворяет
условию прочности (5.3).

Вертикальная стойка подвижной штанги.

Для вертикальной стойки самым тяжелым является пятый расчетный случай, когда она испытывает изгиб в двух плоскостях и кручение. Наиболее рациональным при таком нагружении является закрытое поперечное сечение (рис. 5.2). Записываем условие прочности

$$\sigma_{\text{экв.}} = \sqrt{\left(\frac{3M_z}{\delta_1 h^2 + 3bh\delta_2} + \frac{3M_x}{\delta_2 b^2 + 3bh\delta_1}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{\text{кр}}}{2(bh - \delta_1 h - \delta_2 b)\delta_1}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (5.4)$$

где $M_z = F_{x5} \cdot l_{11} + F_{y5} \cdot l_{10};$

$$F_{x5} = \frac{m_{\bar{\sigma}} \cdot g \cdot l_1^{(\bar{\sigma})} + mg(l_2/(l_{\bar{\sigma}} + l_n))(l_{\bar{\sigma}}^{(\bar{\sigma})} + l_3^{(\bar{\sigma})})}{l_{\bar{\sigma}}^{(\bar{\sigma})}} f \cdot K_{\partial 5};$$

$$F_{y5} = m \cdot g \cdot l_2/(l_{\bar{\sigma}} + l_n); \quad M_{\text{кр}} = F_{z5} \cdot l_{10}; \quad M_x = F_{z5} \cdot l_{11};$$

$$F_{z5} = \frac{m_{\bar{\sigma}} \cdot g \cdot l_1^{(\bar{\sigma})} + mg(l_2/(l_{\bar{\sigma}} + l_n))(l_{\bar{\sigma}}^{(\bar{\sigma})} + l_3^{(\bar{\sigma})})}{2l_{\bar{\sigma}}^{(\bar{\sigma})}(l_{\bar{\sigma}} + l_n)} l_k \cdot f \cdot K_{\partial 5}.$$

Исходные данные: $[\sigma] = 220 \text{ МПа}; \quad m_{\bar{\sigma}} = 65000 \text{ кг}; \quad m = 85000 \text{ кг};$
 $f = 0,6; \quad K_{\partial 5} = 1,3; \quad g = 9,8 \text{ м/с}^2; \quad l_9 = 0,5 \text{ м}; \quad l_{10} = 1,5 \text{ м}; \quad l_{11} = 0,2 \text{ м}; \quad l_1^{(\bar{\sigma})} = 2 \text{ м};$
 $l_2 = 2,8 \text{ м}; \quad l_{\bar{\sigma}} = 5,3 \text{ м}; \quad l_{\bar{\sigma}}^{(\bar{\sigma})} = 4,45 \text{ м}; \quad l_n = 1,8 \text{ м}; \quad l_3^{(\bar{\sigma})} = 2,45 \text{ м}; \quad l_k = 4,125 \text{ м};$
 $h_{\text{max}} = 0,4 \text{ м}; \quad b_{\text{max}} = 1 \text{ м}; \quad \delta_2 = 0,02 \text{ м}; \quad \delta_1^{(1)} = 0,005 \text{ м}; \quad \delta_1^{(n)} = (\delta_1^{(n-1)} + 0,005) \text{ м}.$

Задаваясь $\delta_1 = \delta_1^{(1)} = 0,005 \text{ м}, \quad \delta_1 = \delta_1^{(2)} = (0,005 + 0,005) \text{ м}, \dots,$
 $\delta_1 = \delta_1^{(n)} = (\delta_1^{(n-1)} + 0,005) \text{ м},$ принимаем минимальное значение, которое удовлетворяет условию прочности (5.4).

Неподвижная штанга

Для неподвижной штанги самым неблагоприятным является первый расчетный случай. Штанга изгибается в одной плоскости. Принимая закрытое поперечное сечение (рис. 5.2), определяем толщину стенок δ_1 :

$$\delta_1 = \frac{3(M_z - [\sigma]b \cdot h \cdot \delta_2)}{[\sigma] \cdot h^2}, \quad (5.5)$$

где $M_z = F_{y1}(l_4 + l_{10});$

$$F_{y1} = m \cdot g \cdot K_{\partial 1} \cdot l_2 / (l_{\sigma} + l_n).$$

Исходные данные: $[\sigma] = 220 \text{ МПа}; m = 85000 \text{ кг}; g = 9,8 \text{ м/с}^2; K_{\partial 1} = 1;$
 $l_2 = 2,8 \text{ м}; l_{\sigma} = 5,3 \text{ м}; l_n = 1,8 \text{ м}; l_4 = 0,2 \text{ м}; l_{10} = 1,5 \text{ м}; b_{\text{max}} = 1 \text{ м}; h_{\text{max}} = 0,25 \text{ м};$
 $\delta_2 = 0,01 \text{ м}.$

Кронштейн крепления неподвижной штанги.

Для кронштейна наиболее тяжелым является первый расчетный случай нагружения. Определяем параметры основных элементов, принимая трубчатое сечение:

$$\alpha = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{\pi D^2 [\sigma] - 4N_x}{\pi D^2 \cdot [\sigma]}}, \quad (5.6)$$

где $N_x = F_{y1}((l_4 + l_{10})/2l_2) \cdot ctg\beta;$

$$F_{y1} = m \cdot g \cdot K_{\partial 1} \cdot l_2 / (l_{\sigma} + l_n).$$

Для подкосов кронштейна:

$$\alpha = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{\pi D^2 [\sigma] - 4N_x}{\pi D^2 \cdot [\sigma]}},$$

где $N_x = F_{y1}(l_4 + l_{10})/2l_2 \sin \beta;$

$$F_{y1} = m \cdot g \cdot K_{\partial 1} \cdot l_2 / (l_{\sigma} + l_n).$$

Исходные данные: $m = 85000 \text{ кг}; g = 9,8 \text{ м/с}^2; K_{\partial 1} = 1; l_2 = 2,8 \text{ м};$
 $l_{\sigma} = 5,3 \text{ м}; l_n = 1,8 \text{ м}; l_4 = 0,2 \text{ м}; l_{10} = 1,5 \text{ м}; \beta = 60^\circ; D = 0,133 \text{ м}.$

Для пальцев кронштейна воспользуемся условием равнопрочности на

срез и смятие [52]:

$$d = \frac{2\alpha_1[\sigma] \cdot \delta}{\pi[\tau]}, \quad (5.8)$$

где d – диаметр пальца, м;

α_1 – эмпирический коэффициент;

δ – толщина проушины, м;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение смятия, Па;

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение, Па.

Исходные данные: $[\sigma] = 220 \text{ МПа}$; $[\tau] = 110 \cdot \text{МПа}$; $\alpha_1 = 1$; $\delta = 0,01 \text{ м}$.

На рис. 5.3 представлена укрупненная граф-схема программы расчета оптимальных параметров подъемно-цепного устройства буксировщика. Ниже приведена программа расчета на персональном компьютере типа IBM 486 PX 100 на языке Паскаль. В число исходных данных по буксируемому автосамосвалу вошли характеристики БелАЗ-7519.

5.3. Программа расчета рациональных параметров подъемно-цепного устройства

```
{ $N+<- CoProcessor enabled }
```

```
Uses Crt,Printer;
```

```
Var
```

```
M,K3,_LN,FI,G,LC,LV,L2,K1,LD,H,SD,
```

```
MD,LP,L3,LE,LK,F,K5,LO,D1,DT,
```

```
L9,LS,HM,BM,D2,L4,B,H1,D3,LA,D,AL,
```

```
SV,TD,AF,DL,CT,SI,
```

```
FX,FY,MX,MY,B1,Z1 ,Z2,Z3,D4,D5,D6,D7,D8,D9,
```

```
F1,F2,F3,F4,F6,MZ,M1,M2,M3,M4,M5,M6,M7,M8,
```

```
C1,C2,C3,C4,C5,C6,SE,SN,NX,E1,E2,E3,E4,A1,A2,N1:Single;
```

```
yn:Char;
```

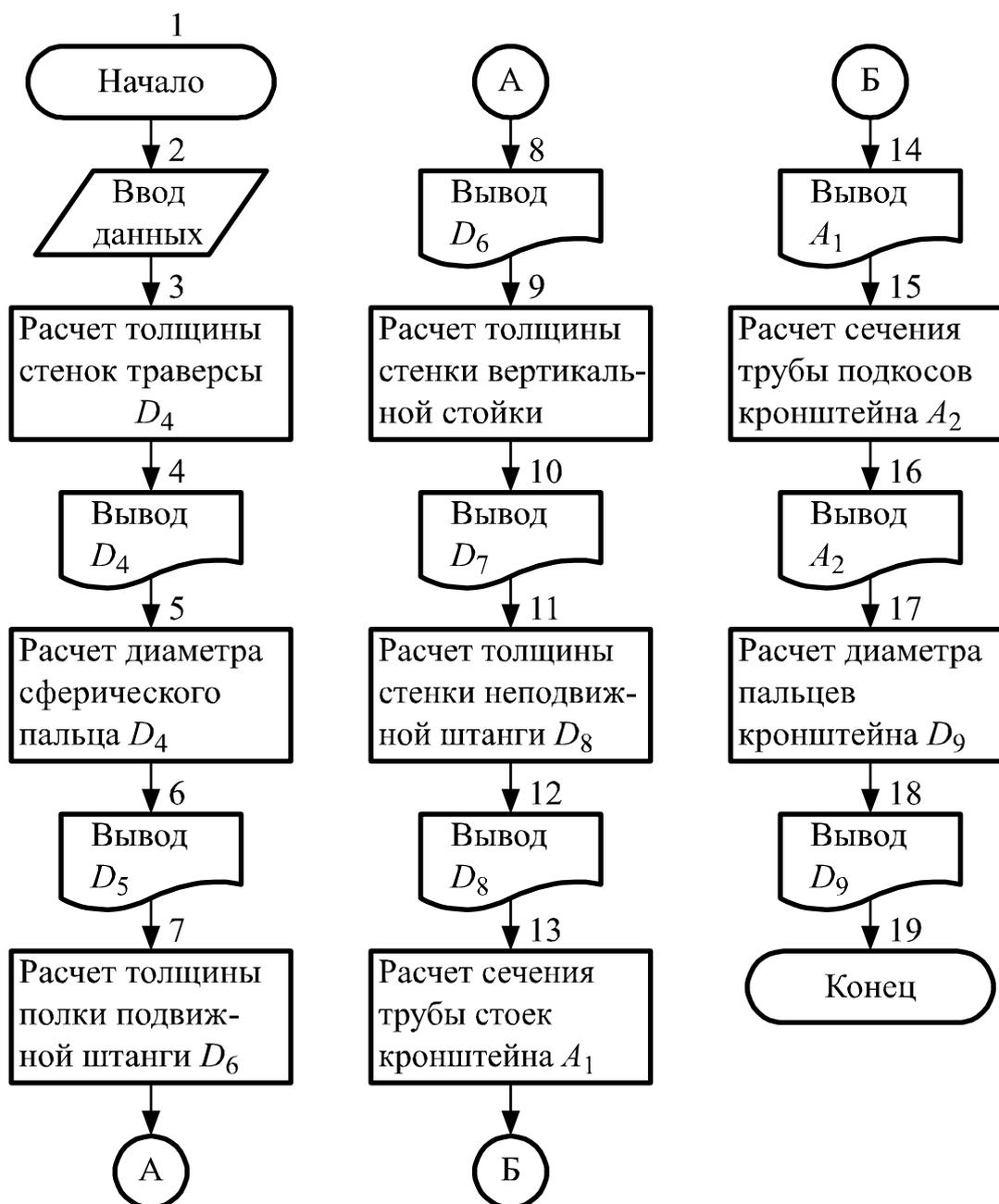


Рисунок 5.3 – Граф-схема программы расчета оптимальных параметров подъемно-цепного устройства

Procedure SetStdData;

begin

M:=85000; K3:=1.3; _LN:=1.8; FI:=0.6;

G:=9.8; LC:=2.8; LV:=0.5; L2:=0.15;

K1:=1; LD:=5.3; H:=0.1; SD:=2.2E+08;

```

MD:=65000; LP:=2; L3:=2.45; LE:=4.45;
LK:=4.125; F:=0.6; K5:=1.3; LO:=0.2;
D1:=0.005;DT:=0.005;
L9:=0.5;LS:=1.5;HM:=0.4;BM:=1;
D2:=0.02; L4:=0.2; B:=1; H1:=0.25;
D3:=0.01; LA:=1; D:=0.133; AL:=60;
SV:=2.2E+08; TD:=1.1E+08; AF:=1; DL:=0.01;
CT:=0.5774; SI:=0.866;

```

end;

Procedure PrintData;

begin

```

GotoXY(1,4); WriteLn('+-----+');
-----+');
GotoXY(1,5); Write('|M=', M:15:5); GotoXY(21,5); Write('|K3=', K3:15:5);
GotoXY(41,5); Write('|LN=', _LN:15:5); GotoXY(61,5); Write('|FI=', FI:15:5|');
GotoXY(1,6); Write('|G=', G:15:5); GotoXY(21,6); Write('|LC=', LC:15:5);
GotoXY(41,6); Write('|LV=', LV:15:5); GotoXY(61,6); Write('|L2=', L2:15:5|');
GotoXY(1,7); Write('|K1=', K1:15:5); GotoXY(21,7); Write('|LD=', LD:15:5);
GotoXY(41,7); Write('|H=', H:15:5); GotoXY(61,7); Write('|SD=', SD:15:5|');
GotoXY(1,8); Write('|MD=', MD:15:5); GotoXY(21,8); Write('|LP=', LP:15:5);
GotoXY(41,8); Write('|L3=', L3:15:5); GotoXY(61,8); Write('|LE=', LE:15:5|');
GotoXY(1,9); Write('|LK=', LK:15:5); GotoXY(21,9); Write('|F=', F:15:5);
GotoXY(41,9); Write('|K5=', K5:15:5); GotoXY(61,9); Write('|LO=', LO:15:5|');
GotoXY(1,10); Write('|PI=', Pi:15:5); GotoXY(21,10); Write('|D1=', D1:15:5);
GotoXY(41,10); Write('|DT=', DT: 15:5); GotoXY(61,10); Write('      |');
GotoXY(1,11); Write('|L9=', L9:15:5); GotoXY(21,11); Write('|LS=', LS:15:5);
GotoXY(41,11); Write('|HM=', HM:15:5); GotoXY(61,11);
Write('|BM=', BM:15:5|');

```

```

GotoXY(1,12);Write('|D2=', D2:15:5);GotoXY(21,12);Write('|L4=', L4:15:5);
GotoXY(41,12);Write('|B=',B:15:5);GotoXY(61,12);Write('|H1=', H1:15:5|');
GotoXY(1,13);Write('|D3=', D3:15:5);GotoXY(21,13);Write('|LA=', LA:15:5);
GotoXY(41,13);Write('|D=', D:15:5);GotoXY(61,13);Write('|AL=', AL:15:5|');
GotoXY(1,14);Write('|SV=', SV:15:5);GotoXY(21,14);Write('|TD=', TD:15:5);
GotoXY(41,14);Write('|AF=',AF:15:5);GotoXY(61,14);Write('|DL=',DL:15:5|');
GotoXY(1,15);Write('|CT=', CT:15:5);GotoXY(21,15);Write('|SI=', SI:15:5);
GotoXY(41,15); Write('|'); GotoXY(61,15); Write('|');
GotoXY(1,16); WriteLn('+-----+');
-----+');
end;

```

Procedure ModifyData;

begin

```

Write('M='); ReadLn(M); Write('K3='); ReadLn(K3); Write('_LN=');
ReadLn(_LN); Write('FI='); ReadLn(FI);
Write('G='); ReadLn(G); Write('LC='); ReadLn(LC); Write('LV=');
ReadLn(LV); Write('L2='); ReadLn(L2);
Write('K1='); ReadLn(K1); Write('LD='); ReadLn(LD); Write('H=');
ReadLn(H); Write('SD='); ReadLn(SD);
Write('MD='); ReadLn(MD); Write('LP='); ReadLn(LP); Write('L3=');
ReadLn(L3); Write('LE='); ReadLn(LE);
Write('LK='); ReadLn(LK); Write('F='); ReadLn(F); Write('K5='); ReadLn(K5);
Write('LO='); ReadLn(LO);
Write('D1='); ReadLn(D1); Write('DT='); ReadLn(DT); Write('L9=');
ReadLn(L9); Write('LS='); ReadLn(LS); Write('HM='); ReadLn(HM);
Write('BM='); ReadLn(BM);
Write('D2='); ReadLn(D2); Write('L4='); ReadLn(L4); Write('B='); ReadLn(B);
Write('H1=');ReadLn(H1);

```

```

Write('D3='); ReadLn(D3); Write('LA='); ReadLn(LA); Write('D=');
ReadLn(D); Write('AL='); ReadLn(AL);
Write('SV='); ReadLn(SV); Write('TD'); ReadLn(TD); Write('AF=')
ReadLn(AF); Write('DL='); ReadLn(DL);
Write('CT='); ReadLn(CT); Write('SI='); ReadLn(SI)
end;

```

Begin

```

ClrScr;
WriteLn('ПРОГРАММА (РАМАЗ) РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНЫХ');
WriteLn('ПАРАМЕТРОВ ГРУЗОНЕСУЩЕЙ РАМЫ');
WriteLn(' ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ');

```

Repeat

```

SetStdData;
PrintData;
GotoXY(1,17);Write(' ');
GotoXY(1,17)Write('Будете модифицировать данные (Y/N)?');
ReadLn(yn);
If yn in ['y','Y','l','L','н','Н'] then modifyData;
Until yn in ['n','N','T','Т'];
GotoXY(1,17);Write(' ');

```

```
asm Int 5
```

```
end; {Сделать копию экрана на печать}
```

```

ClrScr;
WriteLn(' РЕЗУЛЬТАТЫ СЧЕТА');
WriteLn(Lst,' РЕЗУЛЬТАТЫ СЧЕТА');

```

```

FY:=M*G*K1*LC/(LD+_LN);
MX:=0.5*FY*LV;
FX:=M*G*FI*(1-LC/(LD+_LN))*K3;
MY:=0.5*FX*LV;
B1:=2*L2*FI*(M*G-FY)/FY;
Z1:=3*MX/(SD*(SQR(H)+3*B1*H));
Z2:=3*MY/(SD*(SQR(B1)+3*B1*H));
D4:=Z1+Z2;

```

```

WriteLn('ТОЛЩИНА DELTA СТЕНКИ КЕССОНА ТРАВЕРСЫ
=',D4:15:5,'м. ');

```

```

WriteLn(Lst,'ТОЛЩИНА DELTA СТЕНКИ КЕССОНА ТРАВЕРСЫ
=',D4:15:5,'м. ');

```

```

Z3:=MD*G*LP+M*G*(LC/(LD+_LN))*(LE+L3);

```

```

F1:=Z3*F*K5/LE;

```

```

MZ:=F1*LO;

```

```

F2:=Z3*LK*F*K5/(2*LE*(LD+_LN));

```

```

M1:=F2*LO;

```

```

D5:=32*SQR(SQR(MZ)+SQR(M1))/(Pi*SD);D5:=EXP(1/3*LN(D5));

```

```

WriteLn('ДИАМЕТР D СЕЧЕНИЯ КРУГА СФЕРИЧЕСКОГО');

```

```

WriteLn('ПАЛЬЦА=',D5:15:5,' м. ');

```

```

WriteLn(Lst,'ДИАМЕТР D СЕЧЕНИЯ КРУГА СФЕРИЧЕСКОГО');

```

```

WriteLn(Lst,'ПАЛЬЦА=', D5:15:5,'м. ');

```

```

F3:=Z3*F*K5/LE; F4:=M*G*LC/(LD+_LN);

```

```

M2:=F3*LO+F4*LS; M3:=F2*LS; D1:=0.005;

```

```

M4:=F2*LO; D6:=D1;

```

Repeat

```

C1:=6*M2/(2*D6*SQR(HM)+6*BM*HM*D2);

```

```

C2:=6*M3/(2*D2*SQR(BM)+6*BM*HM*D2);

```

$C3:=M4/(2*(BM*HM-D6*HM-D2*BM)*D6);$

$SE:=SQRT(SQR(C1+C2)+3*SQR(C3));$

If $SE>SD$ then $D6:=D6+DT;$

Until $SE\leq SD;$

WriteLn('ТОЛЩИНА DELTA 1 СТЕНКИ КЕССОНА');

WriteLn('ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПОЛКИ ПОДВИЖНОЙ');

WriteLn('ШТАНГИ=',D6:15:5; 'м.');

WriteLn(Lst,'ТОЛЩИНА DELTA 1 СТЕНКИ КЕССОНА');

WriteLn(Lst,'ГОРИЗОНТАЛЬНОЕ ПОЛКИ ПОДВИЖНОЙ');

$D1:=0.005;$

$D7:=D1;$

$M8:=F3*LO+F4*LS;$

$M5:=F2*LO;$

$M6:=F2*LS;$

Repeat

$C4:=6*M8/(2*D7*SQR(HM)+6*BM*HM*D2);$

$C5:=6*M5/(2*D2*SQR(BM)+6*BM*HM*D2);$

$C6:=M6/(2*(BM*HM-D7*HM-D2*BM)*D7);$

$SN:=SQRT(SQR(C4+C5)+3*SQR(C6));$

If $SN>SD$ then $D7:=D7+DT;$

Until $SN\leq SD;$

WriteLn('ТОЛЩИНА DELTA 1 СТЕНКИ КЕССОНА');

WriteLn('ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПОЛКИ ПОДВИЖНОЙ');

WriteLn('ШТАНГИ=', D7:15:5; ' м.');

WriteLn(Lst,'ТОЛЩИНА DELTA 1 СТЕНКИ КЕССОНА');

WriteLn(Lst,'ВЕРТИКАЛЬНОЕ ПОЛКИ ПОДВИЖНОЙ');

```

F6:=M*G*K1 *LC/(LD+_LN); M7:=F6*(L4+LS);
D8:=3*(M7-SD*B*H1*D3)/(SD*SQR(H1));
WriteLn('ТОЛЩИНА DELTA 1 СТЕНКИ КЕССОНА');
WriteLn('НЕПОДВИЖНОЙ ШТАНГИ=', D8:15:5,'м. ');
WriteLn(Lst,'ТОЛЩИНА DELTA 1 СТЕНКИ КЕССОНА');
WriteLn(Lst,'НЕПОДВИЖНОЙ ШТАНГИ=',D8:15:5,' м. ');
NX:=FY*СТ*(L4+LS)/(2*LA);
E1:=Pi*SQR(D)*SD-4*NX;
E2:=Pi*SQR(D)*SD;
A1:=SQRT(E1/E2);
WriteLn('ПАРАМЕТР ALPHA СЕЧЕНИЯ ТРУБЫ');
WriteLn('ВЕРТИКАЛЬНОЙ СТОЙКИ КРОНШТЕЙНА');
WriteLn('ГРУЗОНЕСУЩЕЙ РАМЫ=',A1:15:5);
WriteLn(Lst,'ПАРАМЕТР ALPHA СЕЧЕНИЯ ТРУБЫ');
WriteLn(Lst,'ВЕРТНКАЛЬНОЙ СТОЙКИ КРОНШТЕЙНА');
WriteLn(Lst,'ГРУЗОНЕСУЩЕЙ РАМЫ=',A1:15:5);
N1 :=FY*(L4+LS)/(2*LA*SI);
E3:=Pi*SQR(D)*SD-4*N1;
E4:=Pi*SQR(D)*SD;
A2:=SQRT(E3/E4);
WriteLn('ПАРАМЕТР ALPHA СЕЧЕНИЯ ТРУБЫ');
WriteLn('ПОДКОСА КРОНШТЕЙНА=',A2:15:5);
WriteLn(Lst,'ПАРАМЕТР ALPHA СЕЧЕНИЯ ТРУБЫ');
WriteLn(Lst,'ПОДКОСА КРОНШТЕЙНА=',A2:15:5);
D9:=2*AF*SV*DL/(TD*Pi);
WriteLn('ДИАМЕТР D ПАЛЬЦА КРОНШТЕЙНА=',D9:15:5,' м. ');
WriteLn(Lst,'ДИАМЕТР D ПАЛЬЦА КРОНШТЕЙНА=',D9:15:5,' м. ');
End.

```

5.4. Расчет на прочность подъемно-цепного устройства буксировщика БКА-110

На рис. 5.4, 5.5 представлены расчетные схемы несущей системы подъемно-цепного устройства в начальный момент захвата и подъема, а также в процессе буксирования автосамосвала, приняты обозначения:

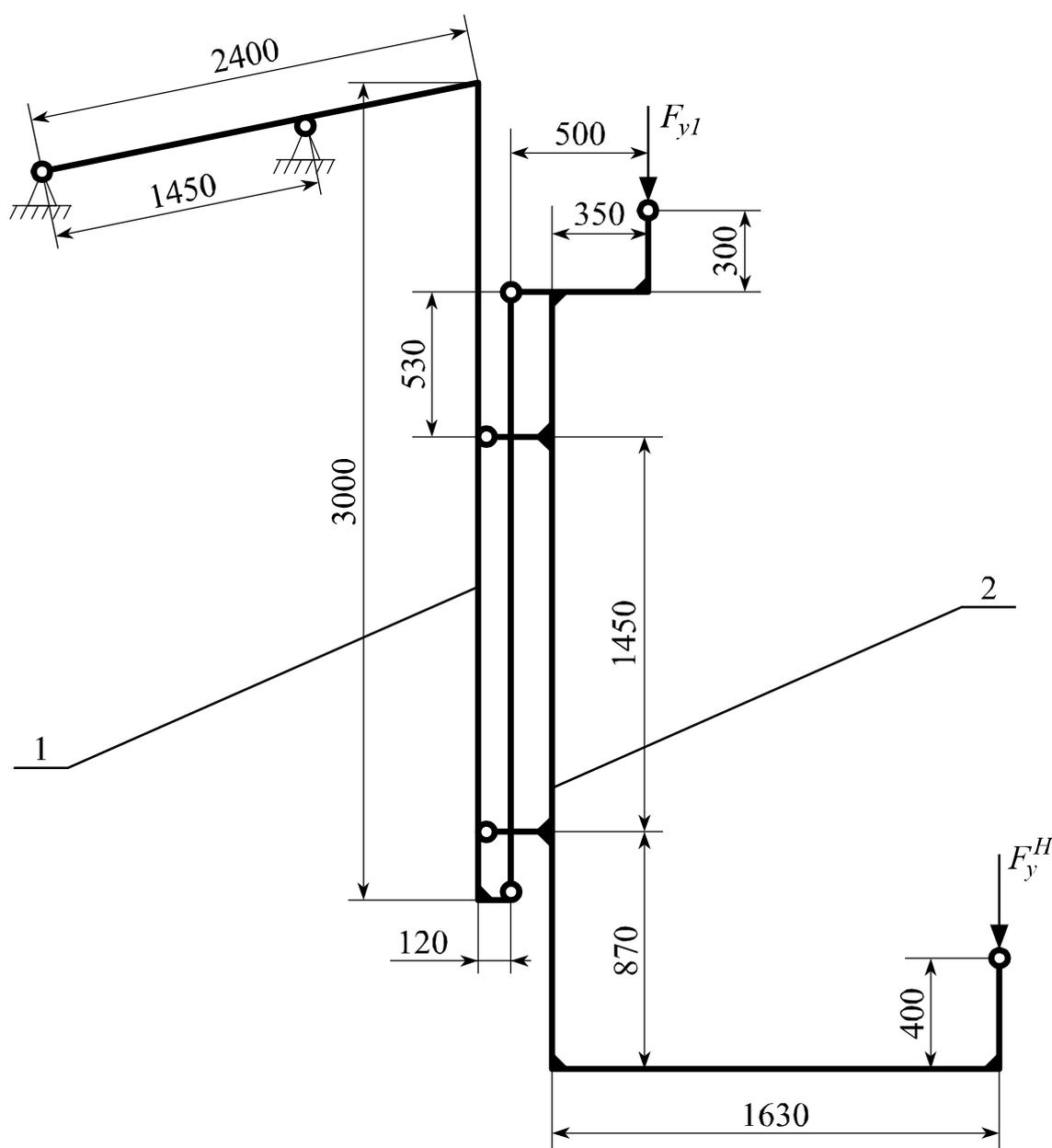


Рисунок 5.4 – Расчетная схема подъемно-цепного устройства буксировщика БКА-110 в момент захвата автосамосвала

1 - штанга неподвижная; 2 - штанга подвижная. При захвате за кузов нагружается верхний узел штанги, при захвате за передний бампер нагружается нижний узел штанги. Расчетные нагрузки определяются в соответствии с описанными выше шестью расчетными случаями. Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов для основных силовых элементов подъемно-сцепного устройства.

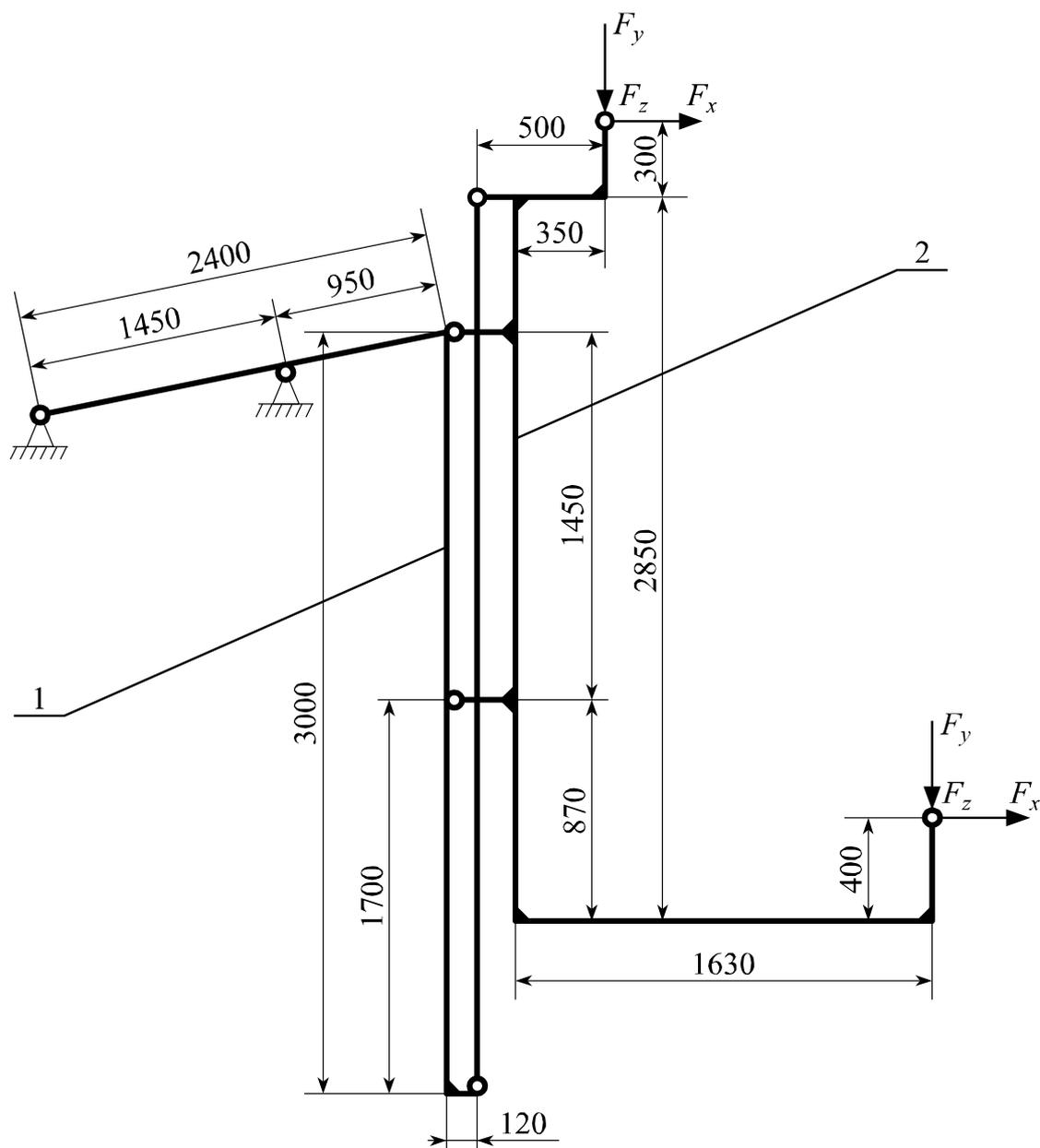


Рисунок 5.5 – Расчетная схема подъемно-сцепного устройства буксировщика БКА-110 в процессе буксирования автосамосвала

Нагружение верхнего узла штанги вертикальной силой при подъеме автосамосвала (рис. 5.6):

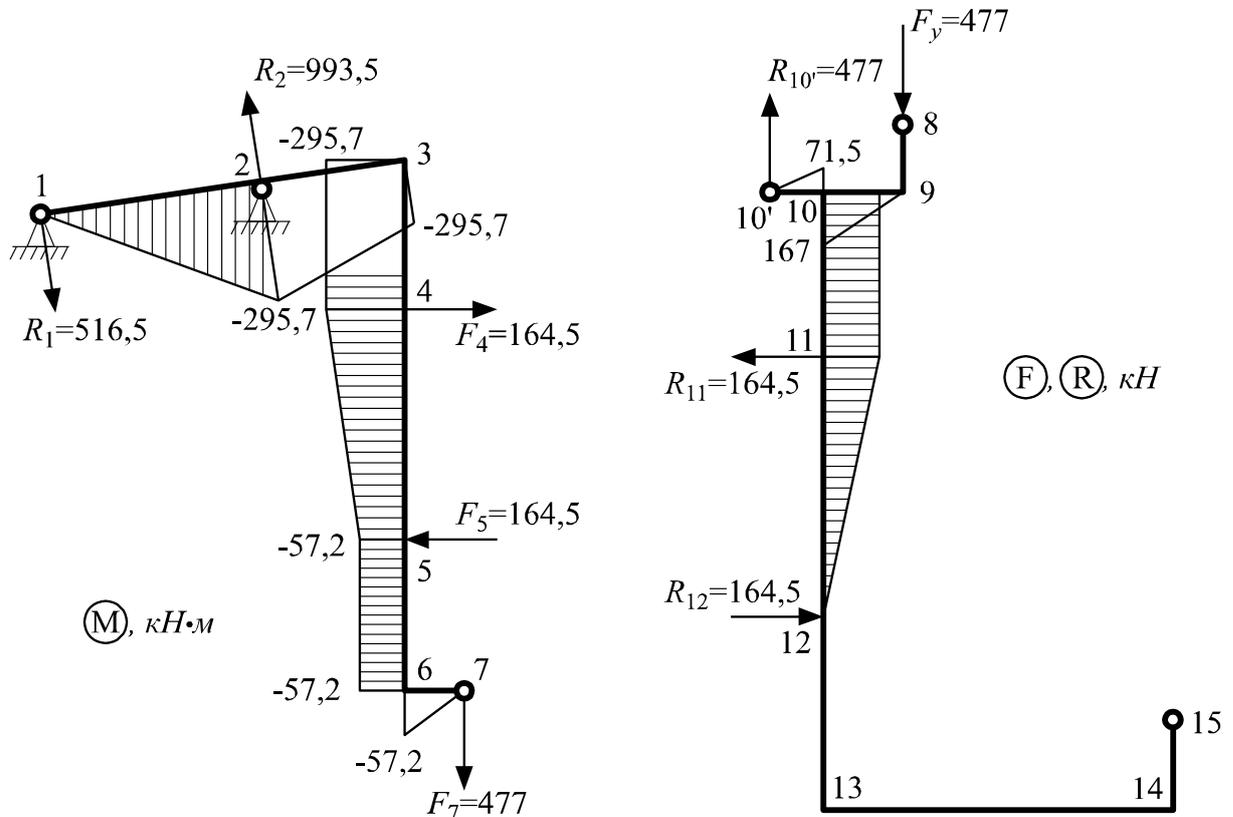


Рисунок 5.6 – Эпюры изгибающих моментов в подъемно-сцепном устройстве при захвате и подъеме с помощью верхнего узла

$$F_y = F'_y K_{\partial 1}, \quad (5.9)$$

где F_y – расчетная вертикальная сила, Н;

F'_y – сила тяжести, которая приходится на опорный узел, Н;

$K_{\partial 1}$ – коэффициент динамичности.

При подъеме коэффициент динамичности можно принять равным 1,5, тогда получаем величину расчетной нагрузки:

$$F_y = 318 \cdot 10^3 \cdot 1,5 = 477 \cdot 10^3 \text{ Н} = 477 \text{ кН};$$

$$R_{10'} = F_y = 477 \text{ кН}; \quad F_7 = F_{G1}^B = 477 \text{ кН};$$

$$F_4 = F_5 = R_{11} = R_{12} = F_y l_{9-10'} / l_{11-12} = 477 \cdot 500 / 1450 = 164,5 \text{ кН}.$$

По данным нагрузкам строим эпюры изгибающих моментов (рис. 5.6).

Нагружение нижнего узла штанги вертикальной силой F_y при подъеме автосамосвала (рис. 5.7).

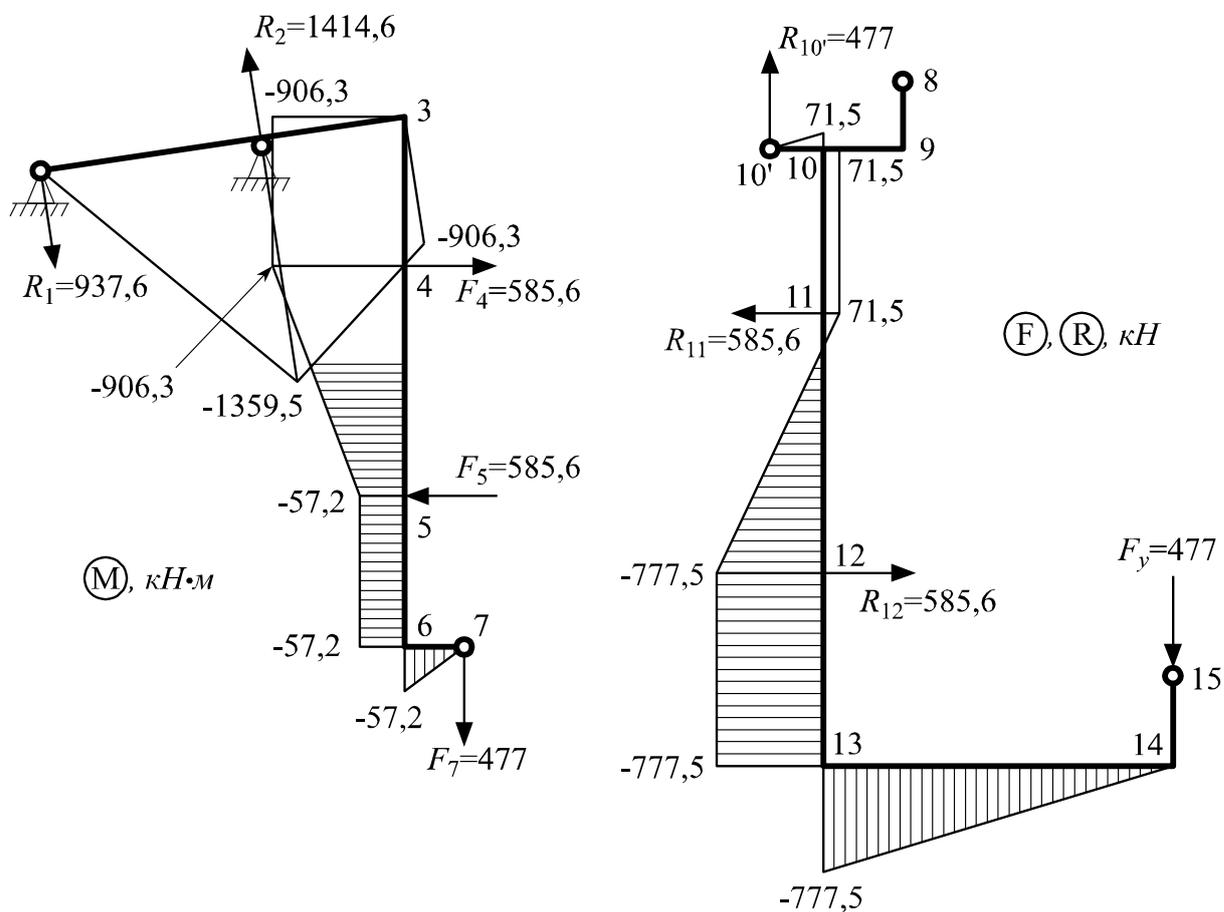


Рисунок 5.7 – Эпюры изгибающих моментов в подъемно-цепном устройстве при захвате и подъеме с помощью нижнего узла

Расчетная нагрузка определяется по формуле (5.9):

$$F_y = 477 \text{ кН}; \quad R_{10'} = F_y = 477 \text{ кН}; \quad F_7 = F_y = 477 \text{ кН}.$$

$$F_4 = F_5 = R_{11} = R_{12} = F_y(l_{14-13} + l_{10-10'})/l_{11-12} = \\ = 477(1,63 + 0,15)/1,45 = 585,6 \text{ кН}.$$

По данным нагрузкам строим эпюры изгибающих моментов (рис. 5.7).

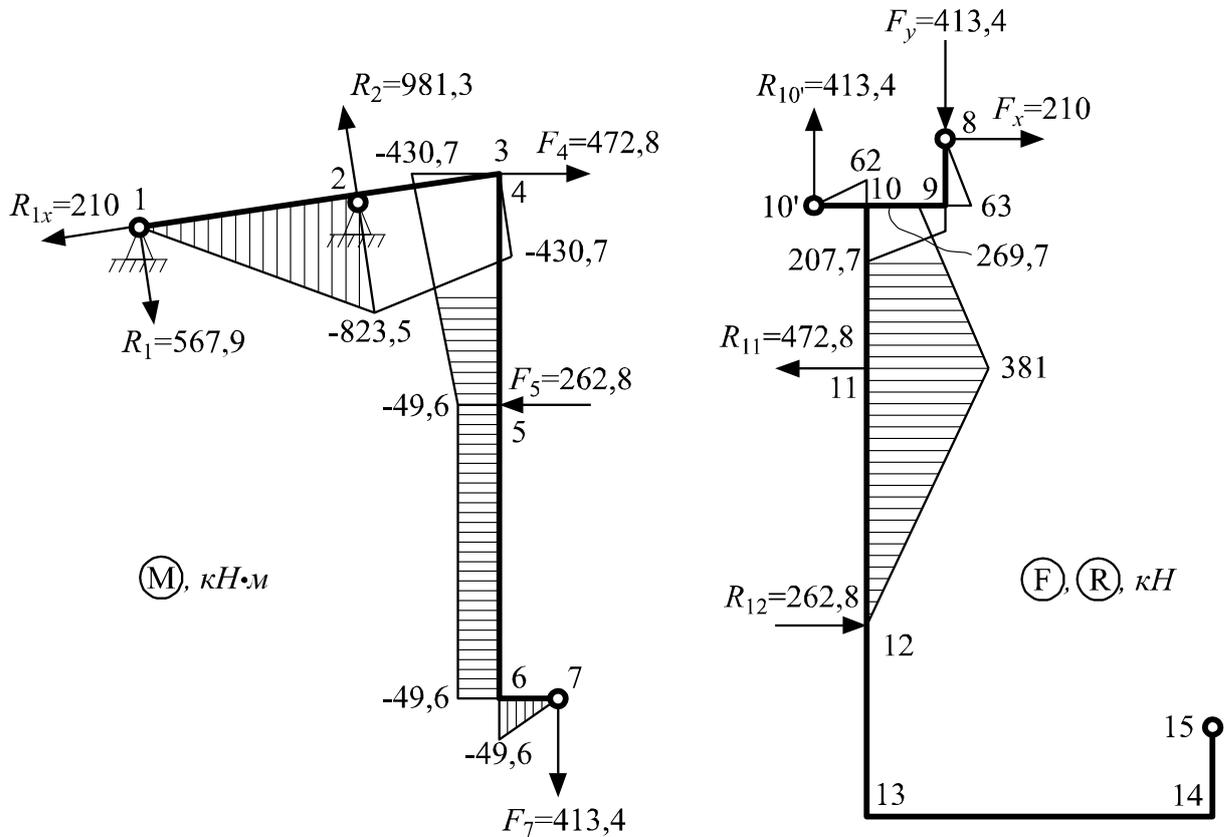


Рисунок 5.8 – Эпюры изгибающих моментов в подъемно-сцепном устройстве при буксировании с помощью верхнего узла

Нагружение верхнего узла штанги вертикальной силой F_y и горизонтальной силой F_x при буксировании автосамосвала (рис. 5.8):

$$\left. \begin{aligned} F_y &= F'_y \cdot K_{\partial 2} \\ F_x &= F'_x \cdot K_{\partial 3} \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

где F_y – расчетная вертикальная сила, кН ;

F'_y – сила тяжести автомобиля, которая приходится на опорный узел, кН ;

F_x – расчетная продольная сила, кН ;

F'_x – статическое тяговое усилие, кН ;

$K_{\partial 2} = 1,3$; $K_{\partial 3} = 1,5$ – коэффициенты динамичности.

$$F_y = 318 \cdot 10^3 \cdot 1,3 = 413,4 \cdot 10^3 \text{ H} = 413,4 \text{ кН};$$

$$F_x = 140 \cdot 10^3 \cdot 1,5 = 210 \cdot 10^3 \text{ H} = 210 \text{ кН};$$

$$F_4 = R_{11} = 472,8 \text{ кН}; \quad F_5 = R_{12} = 262,8 \text{ кН}; \quad F_7 = R_{10} = 413,4 \text{ кН}.$$

По данным нагрузкам строим эпюры изгибающих моментов (рис. 5.8).

Нагружение нижнего узла штанги вертикальной силой F_y и горизонтальной силой F_x при буксировании автосамосвала (рис. 5.9).

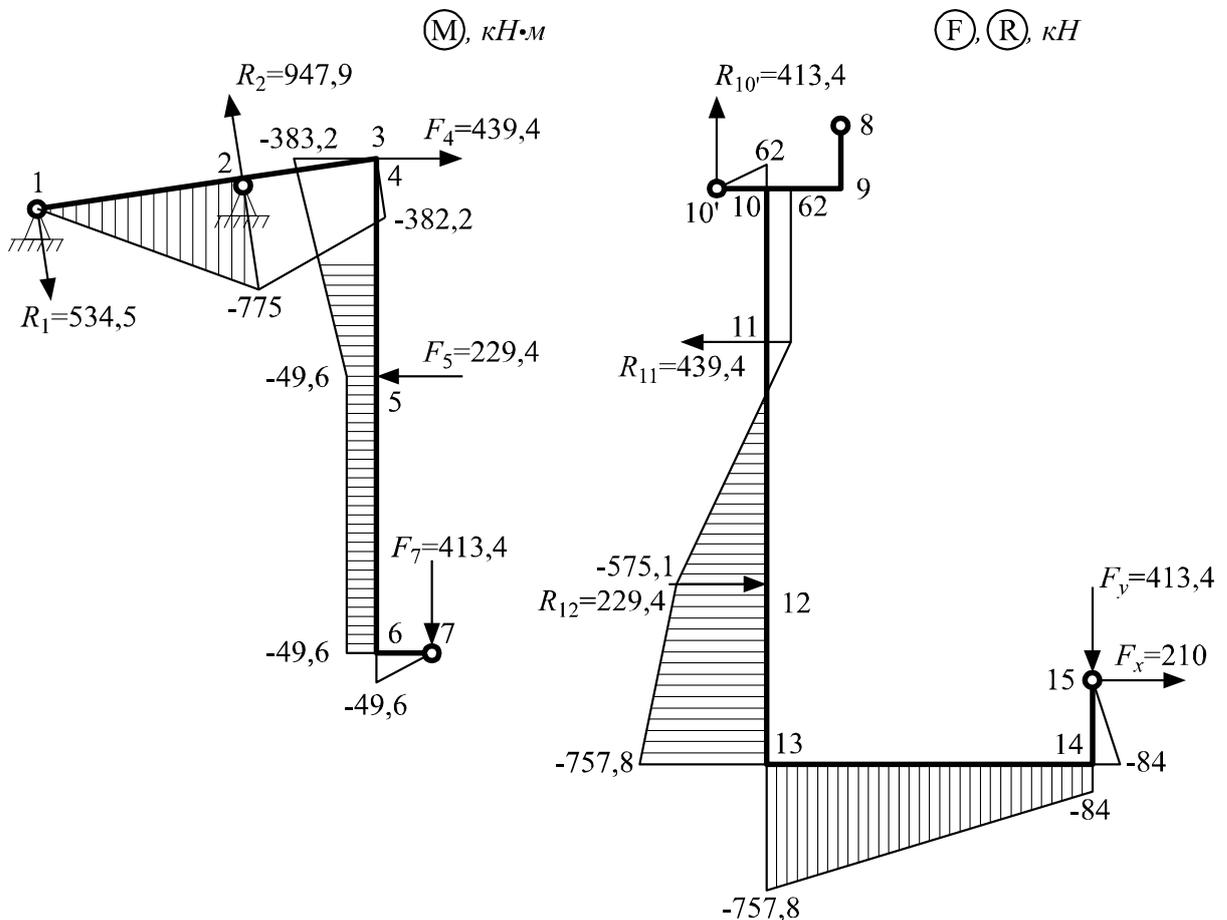


Рисунок 5.9 – Эпюры изгибающих моментов в подъемно-сцепном устройстве при буксировании с помощью нижнего узла

Расчетные нагрузки определяются по формулам (5.10):

$$F_y = 413,4кН; \quad F_x = 210кН; \quad R_{10} = 413,4кН;$$

$$F_4 = R_{11} = 439,4кН; \quad F_5 = R_{12} = 229,4кН; \quad F_7 = 413,4кН.$$

По данным нагрузкам строим эпюры изгибающих моментов (рис. 5.9).

На рис. 5.10 представлена схема штанги, показаны характерные сечения. Для горизонтального участка штанги можно принять второй режим нагружения в качестве расчетного случая. Величины изгибающих моментов берем из эпюры, изображенной на рис. 5.7.

Сечение А-А (рис. 5.10).

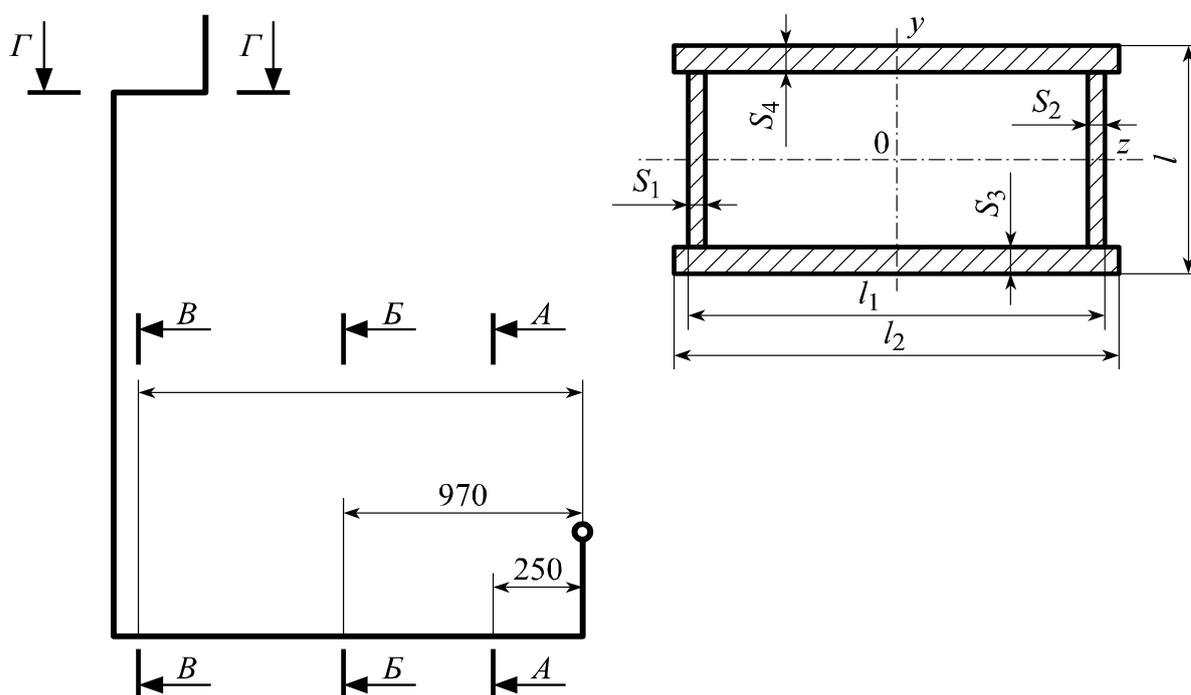


Рисунок 5.10 – Схема подвижной штанги

Условие прочности при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma],$$

где

$$M_z = 477 \cdot l_a = 477 \cdot 0,25 = 119,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$W_z = 6240 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$[\sigma] = 220 \text{ МПа, сталь 10ХСНД, ГОСТ 19282-73};$$

$$\sigma = \frac{119,3 \cdot 10^3}{6240 \cdot 10^{-6}} = 19,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 19,1 \text{ МПа} < [\sigma] = 220 \text{ МПа}.$$

Сечение Б-Б (рис. 5.10).

Условие прочности при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma],$$

где

$$M_z = 477 \cdot l_b = 477 \cdot 0,97 = 462,7 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$W_z = 12000 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$[\sigma] = 220 \text{ МПа, сталь 10ХСНД, ГОСТ 19282-73};$$

$$\sigma = \frac{462,7 \cdot 10^3}{12000 \cdot 10^{-6}} = 38,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 38,6 \text{ МПа} < [\sigma] = 220 \text{ МПа}.$$

Сечение В-В (рис. 5.10).

Условие прочности при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma],$$

где

$$M_z = 477 \cdot l_b = 477 \cdot 1,3 = 620,1 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$W_z = 24400 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$[\sigma] = 220 \text{ МПа, сталь 10ХСНД, ГОСТ 19282-73};$$

$$\sigma = \frac{620,1 \cdot 10^3}{24400 \cdot 10^{-6}} = 25,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 25,4 \text{ МПа} < [\sigma] = 220 \text{ МПа}.$$

Сечение Г-Г (рис. 5.10).

Для сечения Г-Г расчетными случаями являются первый и второй.

Условие прочности при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma],$$

где

$$M_z = 477 \cdot l_r = 477 \cdot 0,35 = 167 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad W_z = 1640 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$[\sigma] = 220 \text{ МПа, сталь 10ХСНД, ГОСТ 19282-73;}$$

$$\sigma = \frac{167 \cdot 10^3}{1640 \cdot 10^{-6}} = 102 \cdot 10^6 \text{ Па} = 102 \text{ МПа} < [\sigma] = 220 \text{ МПа}.$$

Сечение удовлетворяет условию прочности.

Сечение А-А (рис. 5.11).

Для сечения А-А (рис. 5.11), определяющими являются первый и второй расчетные случаи. Кронштейн в заделке в основном работает на сдвиг. Усилие сдвига принимаем из эпюры внутренних силовых факторов (рис. 5.6).

Условие прочности при сдвиге имеет следующий вид:

$$\tau_{\max} = \frac{0,5F_y}{2\delta h} \leq [\tau].$$

Или после подстановки числовых данных:

$$\tau_{\max} = \frac{0,5 \cdot 477 \cdot 10^3}{2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 400 \cdot 10^{-3}} = 14,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 14,9 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{\max} = 14,9 \text{ МПа} < [\tau] = 132 \text{ МПа}.$$

Сечение удовлетворяет условию прочности, хотя в целях увеличения надежности в нижней части кронштейна следует приварить полку толщиной 20мм, как это показано пунктиром на рис. 5.11.

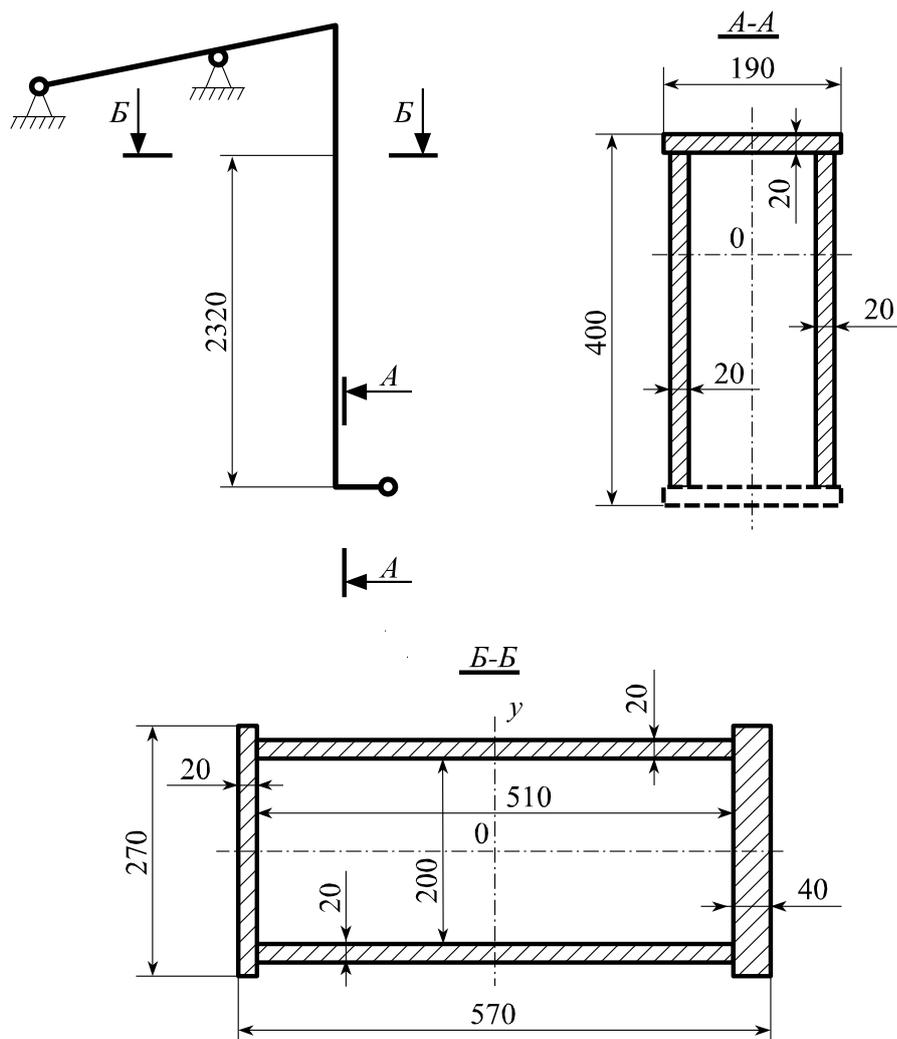


Рисунок 5.11 – Схема рамы подъемно-цепного устройства

Сечение Б-Б (рис. 5.11).

Для сечения Б-Б (рис. 5.11), определяющими являются первый и второй расчетные случаи. Значение изгибающего момента берем из эпюр, изображенных на рис. 5.6 и 5.7. Условие прочности при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma],$$

где $M_z = 0,5 \cdot 906,3 \text{ кН} \cdot \text{м} = 453,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $W_z = 6840 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$;

$$\sigma = \frac{453,2 \cdot 10^3}{6840 \cdot 10^{-6}} = 66,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 66,3 \text{ МПа};$$
$$\sigma = 66,3 \text{ МПа} < [\sigma] = 220 \text{ МПа}.$$

Сечение удовлетворяет условию прочности.

5.5. Выводы

Таким образом разработана инженерная методика рационального проектирования подъемно-сцепного устройства карьерных буксировщиков, оптимизация проводится по критерию минимальной металлоемкости при условии полной картины нагружения и наиболее выгодного расположения силовых элементов, когда обеспечивается кратчайший путь в передачи усилий. Методика рационального проектирования нашла отражение в поверочном расчете на прочность карьерного буксировщика БКА-110, выявила его узкие места, раскрыла механизм построения таких конструкций с элементами оптимизации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

В результате теоретического и экспериментального исследований, проведенных в диссертационной работе, получено решение актуальной научной задачи обоснования рациональных параметров подъемно-сцепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов с учетом особенностей формирования внешних нагрузок, восприятия и передачи внутренних усилий в силовых элементах, что способствует созданию рациональных по металлоемкости конструкций с высокой надежностью исполнительных механизмов, соответствующей несущей способности; выполненные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработана математическая модель формирования внешних нагрузок, восприятия и передачи внутренних усилий, которые действуют на силовые элементы подъемно-сцепных устройств, путем привлечения шести характерных режимов движения системы «буксировщик-автосамосвал» и анализа эпюр внутренних силовых факторов в силовых элементах, что дает возможность правильно выбирать тип профилей, расчетные нагрузки и из условий прочности определять рациональные параметры подъемно-сцепных устройств.

2. Разработана математическая модель возмущенного движения системы «буксировщик-автосамосвал» на базе математического аппарата аналитической механики с учетом скорости движения, параметров кинематических возмущений технологических дорог, что дает возможность определять динамические нагрузки и из условий прочности рациональные параметры подъемно-сцепных устройств.

3. Экспериментальное определение напряженно-деформированного состояния основных силовых элементов подъемно-сцепного устройства буксировщика БКА-110 подтвердило адекватность разработанных математических моделей формирования внешних нагрузок, восприятия и

передачи внутренних усилий, отклонение не превышает 10,6%, что подтверждает правомерность применения разработанных математических моделей для определения рациональных параметров подъемно-сцепных устройств.

4. Разработанная методика проектирования подъемно-сцепных устройств на базе теоретического исследования формирования внешних нагрузок, восприятия и передачи внутренних усилий, экспериментальной проверки на адекватность разработанных математических моделей содержит алгоритм и программу компьютерного расчета параметров силовых элементов, которые направлены на создание рациональных по металлоемкости конструкций подъемно-сцепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов, внедрена в ОАО «Транспрогресс» (г. Мариуполь); соответствующий акт внедрения прилагается.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Автомобили БелАЗ. Устройство и техническое обслуживание / [Сироткин Э.Л., Казарез А.Н., Шумский М.Ф. и др.]. – М: Транспорт, 1969. – 400 с.
2. Арнольд В.И. Обыкновенные дифференциальные уравнения / В.И. Арнольд. – М.: Наука, 1984.–400с.
3. Афанасьев В.Л. Статистические характеристики микропрофиля автомобильных дорог и колебания автомобиля / В.Л. Афанасьев, А.А. Хачатуров // Автомобильная промышленность. – 1966. – №2. – С. 23-27.
4. Баранов А.А. К вопросу исследования продольных, угловых и горизонтальных ускорений автомобиля / А.А. Баранов // Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля: Труды ЗИЛ. – М.: Машиностроение. – 1971. – Вып. 4. – С. 114-127.
5. Барахтанов Л.В. Исследование статистических характеристик микропрофиля пересеченной местности и колебаний корпуса вездеходных машин: дис. ... кандидата технических наук: 05.05.03 / Л.В. Барахтанов. – Горький, 1972. – 216с.
6. Баутин Н.Н. Поведение динамических систем вблизи границ области устойчивости / Н.Н. Баутин. – М.: Наука, 1984. – 176 с.
7. Безверхий С.Ф. Эффективность экспериментальных исследований и снижение металлоемкости автомобилей / С.Ф. Безверхий, В.Н. Белокуров, Г.А. Самойлов // Автомобильная промышленность. – 1983.– №9. – С.10–11.
8. Бейгул О.А. Динамика и прочность самоходных платформ на пневмоколесном ходу / О.А. Бейгул. – К.: ИСМО, 1996. – 138 с.
9. Бейгул О.А. Основы проектирования и расчеты на прочность металлургических платформ / О.А. Бейгул. – К.: ИСМО, 1997. – 277с.
10. Бейгул В.О. Исследование динамики нагружения системы

- «буксировщик-карьерный автосамосвал» / В.О. Бейгул // Сб. науч. тр. НГА Украины. – Днепропетровск: 2002. – №13. – Т.2. – С 8–12.
11. Бейгул В.О. Экспериментальное определение коэффициента динамичности при буксировании карьерных автосамосвалов / В.О. Бейгул, И.И. Леєпа, А.Л. Лепетова // Сб. науч. тр. КМТИ: Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. – Керчь: КМТИ, 2005. – Вып. 6. – С. 72–77.
 12. Бейгул В.О. Проблемы выбора рациональных параметров буксировщиков карьерных автосамосвалов / В.О. Бейгул, А.Л. Лепетова, Л.Н. Ширин // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології», 2006. – Вип. 1 (42). – С. 80–86.
 13. Бейгул В.О. К вопросу о проектировании подъёмно-сцепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов / В.О. Бейгул, В.В. Дорофеев, А.Л. Лепетова // Сб. науч. тр. КМТИ: Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. – Керчь: КМТИ, 2006. – Вып.7. – С. 103–106.
 14. Бейгул В.О. Математична модель збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид» / В.О. Бейгул, І.І. Леєпа, Г.Л. Лепетова // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології», 2006. – Вип. 4 (45). – С. 94–98.
 15. Бейгул В.О. Обґрунтування раціональних параметрів підйомно-зчеплювального пристрою буксировщиків кар'єрних автосамоскидів / В.О. Бейгул, І.І. Леєпа, Г.О. Щербинська, О.О. Бейгул // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології», 2007. – Вип. 4 (51). – С. 137–144.
 16. Бейгул В.О. Вплив збуреного руху системи «буксировщик-автосамосвал» на формування динамічних навантажень на підйомно-зчеплювальний пристрій / В.О. Бейгул, Г.Л. Лепетова, Л.Н. Ширин //

- Металлургическая и горнорудная промышленность. – Днепропетровск: Укрметаллургинформ «НТА», 2013. – №6 (285). – С. 96–98.
17. Белокуров В.Н. Пути снижения металлоемкости рам грузовых автомобилей / В.Н. Белокуров // Автомобильная промышленность. – 1983. – №5. – С.15–18.
 18. Белокуров В.Н. Снижение нагруженности несущей системы грузового автомобиля путем оптимизации соотношения угловых жесткостей рамы и подвески / В.Н. Белокуров // Автомобильная промышленность. – 1983. – №6. – С.13–16.
 19. Бочков В.И. Теория планирования эксперимента и эффективность исследований нагруженности элементов ходовой части автомобиля / В.И. Бочков, Л.А.Оболенцев, С.Ф. Безверхий // Автомобильная промышленность. – 1986. – №7. – С. 13-14.
 20. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин / Сергей Владимирович Бояршинов. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.
 21. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – [13-е изд., испр.]. – М: Наука, 1986. – 544 с.
 22. Бусаров Ю.П. Подавление автоколебаний прицепа / Ю.П. Бусаров, В.Б. Черкунов, А.Е. Татарченко // Автомобильная промышленность. – 1986.–№10. – С. 17-19.
 23. Васильев В.С. Статистическое исследование ровности дорожной поверхности и колебаний автомобиля: дис. ... кандидата технических наук: 05.05.03 / В.С. Васильев – М., 1970. – 208с.
 24. Васильев М.В. Научные основы проектирования и эксплуатации автомобильного транспорта на открытых горных разработках / М.В. Васильев. – Свердловск: Недра, 1962. – 255с.
 25. Веселов Г.П. Колебания системы тягач-прицеп с межсекционной угловой упруго-демпфирующей связью / Г.П. Веселов, А.Н. Густомя-

- сов, В.И. Колмаков // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – №2. – С. 107–111.
26. Веселов Г.П. Аналитическое исследование колебаний системы тягач-прицеп / Г.П. Веселов, А.Н. Густомясов, В.И. Колмаков // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №5. – С. 92–97.
27. Волохов Г.М. Повышение прочности соединений поперечных и продольных элементов автомобильных рам / Г.М. Волохов // Автомобильная промышленность. – 1984. – №11. – С. 12–13.
28. Волохов Г.М. Эффективный метод повышения прочности и снижения металлоемкости несущих систем автомобилей / Г.М. Волохов, П.Д. Павленко, Ю.Н. Петер // Автомобильная промышленность. – 1985. – №2. – С. 12–13.
29. Выгонный А.Г. Выбор условий жесткости подвески автомобиля / А.Г. Выгонный // Автомобилестроение. Теория и конструирование. – Минск, 1984. – Вып. 19. – С. 51–55.
30. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора: Справочник / Р.И. Гжиров. – Л.: Машиностроение, 1984. – 464с.
31. Гиммельфарб А.Л. Основы конструирования в самолетостроении / Аркадий Львович Гиммельфарб. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1980. – 376с.
32. Горин Э.А. Опыт повышения долговечности и снижения металлоемкости прицепов / Э.А. Горин // Автомобильная промышленность. – 1994. – №12. – С. 5-7.
33. Горошко О.А. К исследованию колебаний груженого панелевоза / О.А. Горошко, И.А. Скачков, С.С. Эльманович // Прикладная механика. – 1982. – Том XVIII. – №10. – С. 98–101.
34. Григолюк Э.И. Повышение долговечности несущих систем автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности / Э.И. Григолюк, А.Г. Сухомлинов, Ю.Н. Барышников // Автомобильная промыш-

- шленность. – 1986.– №8. – С. 15–16.
35. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин / А.Д. Дербаремдикер – М: Машиностроение, 1995.–200 с.
36. Князьков В.Н. Исследование жесткости и кинематических параметров автомобильной шины: дис. ... кандидата технических наук: 05.05.03 / В.Н. Князьков. – М, 1979 – 220 с.
37. Колебания автомобиля. Испытания и исследования / Под ред. Я.М. Певзнера. –М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
38. Лобас Л.Г. Курсовая устойчивость двухзвенных колесных машин / Л.Г. Лобас // Прикладная механика. – 1989. – Т. 25. – №4. – С. 104–111.
39. Лобас Л.Г. Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости / Л.Г. Лобас, Ю.Л. Ващенко // Прикладная механика – 1991. – Т. 27. –№12.– с. 85–91.
40. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376с.
41. Мельников Н.В. Техника безопасности на открытых горных работах / Н.В. Мельников, М.М. Чесноков. – М.: Госгортехиздат, 1963. –163 с.
42. Митекин П.И. Исследование поглощающей и сглаживающей способности шины при колебаниях грузового автомобиля: дис. ... кандидата технических наук: 05.05.03 / П.И. Митекин. – М., 1974.– 154с.
43. Моссаковский В.И. Материалоемкость и новая техника / В.И. Моссаковский, А.В. Андреев.– М.: Знание, 1978.– 64 с.
44. Нанадзе Г.Н. Исследование поглощающей способности шины при вертикальных колебаниях автомобиля: дис. ... кандидата технических наук: 05.05.03 / Г.Н. Нанадзе. – М., 1977. – 178 с.
45. Новожилов М.Г. Глубокие карьеры / М.Г. Новожилов, В.Г. Селянин, А.Б.Трог. – М.: Госгортехиздат, 1962. – 251 с.
46. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – [3-е изд.]. – М.: Наука, 1979. – 384 с.

47. Петроченко В.В. Пути экономии черных металлов в машиностроении / В.В. Петроченко, В.Е. Поспелов. – М.: Машиностроение, 1983. – 160 с.
48. Резниченко В.А. Эксплуатационные свойства некоторых седельных тягачей / В.А. Резниченко, Э.И. Наркевич, Н.С. Киселев // Автомобильная промышленность. – 1986. – №4. – С. 16–18.
49. Рязановский А.Р. / Исследование колебаний шин автомобиля: дис. ... кандидата технических наук: 05.05.03 / А.Р. Рязановский. – М., 1978. – 157 с.
50. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975 – 488с.
51. Спиваковский А.О. Транспортные машины и комплексы открытых горных разработок / А.О. Спиваковский, М.Г. Потапов, А.В. Андреев. – М.: Недра, 1968. – 453 с.
52. Справочник по сопротивлению материалов / [Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.]; отв. редактор Писаренко Г.С. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.
53. Степанов Е.Ф. Тензометрическое опорно-цепное устройство / Е.Ф. Степанов, В.И. Сливинский, В.Т. Троицкий // Автомобильная промышленность. – 1987. – №4. – С. 38–39.
54. Тесер Е. Кузова большегрузных автомобилей / Е. Тесер; пер. с польского Г.В. Коршунова. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
55. Тимошенко С.П. Статические и динамические проблемы теории упругости / Степан Прокофьевич Тимошенко. – К.: Наукова думка, 1975. – 563 с.
56. Транспорт на горных предприятиях / [Кузнецов Б.А., Ренгевич А.А., Шорин В.Г. и др.]; под. ред. Б.А. Кузнецова. – М.: Недра, 1969. – 656 с.
57. Успенский И.Н. Проектирование подвески автомобиля / И.Н. Успенский. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.

58. Фасхиев Х.А. О прочностной доводке конструкций / Х.А. Фасхиев, П.Д. Павленко // Автомобильная промышленность. – 1995. – №2. – С 15–17.
59. Фаробин Я.Е. Классификация дорожных условий по степени влияния на обобщенные показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автотранспортных средств / Я.Е. Фаробин, А.А. Юрчевский, С.В. Аксенов // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №5. – С. 91–94.
60. Феодосьев В.И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов / Всеволод Иванович Феодосьев. – М.: Наука, 1967. – 367 с.
61. Хог Э. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции / Хог Э., Арора Я.; пер. с англ. В.М. Картвелишвили, А.А. Меликяна; под ред. Н.В. Баничука. – М.: Мир, 1983. – 479 с.
62. Хохряков В.С. Проектирование и организация работы карьерного автотранспорта / В.С. Хохряков. – М.: Госгортехиздат, 1963. – 350 с.
63. Черкунов В.Б. Новое буксирное устройство / В.Б. Черкунов, А.Е. Татарченко // Автомобильная промышленность. – 1986. – №1. – С. 21.
64. Эйдельман А.Л. Исследование несущих конструкций автомобилей-самосвалов на масштабных моделях / А.Л. Эйдельман, Е.М. Шифрин, В.В. Аверкиев // Автомобильная промышленность. – 1987. – №4. – С. 15–16.
65. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений. Справочное пособие / [Б.С. Касаткин, А.Б. Кудрин, Л.М. Лобанов и др.]. – К.: Наукова думка, 1981. – 584 с.
66. Яблонский А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Высшая школа, 1966. – 256 с.

67. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.
68. Engels F. Vibrations in vehicles and methods of investigating them. In: Instrumentation and test techniques for motor vehicles. – Cranfield, 1976. – P.15.
69. Schedl R., Stribersky A., Troger H., Zeman K. Driving behavior of a tractor-semitrailer vehicle in steady state downhill motion // Vehicle Syst. Dyn.– 1985.– 14, №1-3.– P.184–188.
70. Troger H., Zeman K. A nonlinear analysis of genetic types of loss of stability of the steady state motion of a tractor-semitrailer // Vehicle Syst. Dyn. – 1984.– 13, №4. – P.161–172.
71. Van Deusen B.D. Truck suspension system optimization. – Journal of Terramechanics, 1974, vol. 9, №2. – P. 83–100.
72. Venkayya V.B. Structural optimization; a review and some recommendations // Int. J. for Num Methods in Engineering. V.13.№2.1978.

Приложение А

Затверджую

Директор ВАТ "Транспрогрес"

канд. техн. наук

Г.Є. Коляда

2010р.



А К Т

впровадження методики проектування підйомно-зчеплювальних пристроїв буксировщиків кар'єрних автосамоскидів

Цей акт укладено на підставі того, що ВАТ "Транспрогрес" (м. Маріуполь) розглянуло методику проектування підйомно-зчеплювальних пристроїв буксировщиків кар'єрних автосамоскидів, розроблену Бейгулом В.О. у дисертаційній роботі "Обґрунтування параметрів підйомно-зчеплювальних пристроїв буксировщиків кар'єрних автосамоскидів", і ухвалило її до впровадження при розробці подібних машин.

Розрахунковий економічний ефект від впровадження одного буксировщика кар'єрних автосамоскидів, спроектованого у згоді з запропонованою методикою, складає 50 тисяч гривень у рік в умовах середнього гірничо-збагачувального комбінату.

Завідувач конструкторсько-технологічного відділу

Л.М. Турянська

Завідувач планово-економічного відділу

Н.В. Тітова

Приложение Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Дніпродзержинського
державного технічного
університету, професор

О.М. Коробочка

2010р.

АКТ

про впровадження у навчальному процесі наукових результатів
кандидатської дисертації Бейгула Всеволода Олеговича
«Обґрунтування раціональних параметрів піднімально-зчеплювальних
пристроїв буксировщиків кар'єрних автосамоскидів»

Комісія у складі декана механічного факультету ДДТУ Солода В.Ю.,
начальника навчального відділу ДДТУ Добрик Л.О. склала цей акт про те, що
наукові результати кандидатської дисертації Бейгула В.О. використовуються у
навчальному процесі при підготовці фахівців за напрямом 0902 – Інженерна
механіка на кафедрі «Автомобілі та автомобільне господарство» при вивченні
дисциплін «Математичне моделювання технологічних процесів на транспорті»
та «Надійність і довговічність вузлів автомобілів».

Декан механічного факультету

канд. техн. наук, доцент

В.Ю. Солод

Начальник навчального відділу

Л.О. Добрик