

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Уральский государственный университет путей сообщения»
ФГБОУ ВПО УрГУПС

На правах рукописи



Гордиенко Андрей Александрович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОРГАНИЗАЦИИ ПЕРЕВОЗОК АВТОТЕХНИКИ
НА ОТКРЫТОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ**

05.22.08 – Управление процессами перевозок (технические науки)

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
Тимухина Елена Николаевна
доктор технических наук, доцент

Екатеринбург – 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. АКТУАЛЬНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ПЕРЕВОЗОК АВТОТЕХНИКИ НА ОТКРЫТОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ.....	9
1.1 Основные виды расстройств креплений автотехники на открытом подвижном составе.....	9
1.2 Анализ существующих способов перевозок автотехники на открытом подвижном составе и методик ее размещения и крепления.....	19
1.3 Проблемы размещения и крепления автотехники на открытом подвижном составе.....	24
1.4 Краткий обзор исследований колебаний автотехники.....	35
Выводы к главе 1.....	38
ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОСЛЕДСТВИЙ ОТ ОТЦЕПОК ВАГОНОВ ДЛЯ УСТРАНЕНИЯ КОММЕРЧЕСКИХ НЕИСПРАВНОСТЕЙ.....	39
2.1 Основные технологические последствия коммерческих неисправностей вагонов с автотехникой.....	39
2.2 Исследование технологии работы на станциях с коммерчески неисправными вагонами.....	45
2.3 Модель оценки экономических последствий от отцепок вагонов с автотехникой для устранения коммерческих неисправностей.....	54
Выводы к главе 2.....	59
ГЛАВА 3. ТЕХНОЛОГИЯ РАСЧЕТА КРЕПЛЕНИЙ АВТОТЕХНИКИ НА ОТКРЫТОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ С УЧЕТОМ ЕЕ СВОЙСТВ И ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ СИЛ.....	61

3.1 Построение расчетных схем креплений автотехники на открытом подвижном составе.....	61
3.2 Математические модели креплений автотехники на открытом подвижном составе.....	71
3.3 Исследование вертикальных колебаний автотехники при перевозке на открытом подвижном составе.....	87
3.4 Результаты оценки амплитуд вертикальных колебаний автотехники на открытом подвижном составе.....	104
3.5 Верификация математической модели вертикальных колебаний автотехники при перевозке на открытом подвижном составе.....	111
Выводы к главе 3.....	113
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОБОСНОВАНИЮ РАЦИОНАЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИИ РАЗМЕЩЕНИЯ И КРЕПЛЕНИЯ АВТОТЕХНИКИ НА ОТКРЫТОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ.....	114
4.1 Разработка алгоритма обоснования технологий размещения и крепления автотехники по усовершенствованной методике.....	114
4.2 Результаты исследований удлинений и нагрузочных способностей гибких креплений автотехники на открытом подвижном составе.....	115
4.3 Оценка экономического эффекта от внедрения усовершенствованной методики обоснования крепления автотехники на открытом подвижном составе.....	131
Выводы к главе 4.....	135
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	137
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	139
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Результаты вычислительных экспериментов по обоснованию технологии размещения и крепления автотехники на вагоне.....	157

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Ключевой показатель качества услуги по перевозке грузов – соблюдение сроков его доставки потребителю. Негативное влияние на этот показатель оказывают коммерческие неисправности, при возникновении которых необходимо отцеплять вагоны с грузами от поездов. Подобные отцепки по причине нарушения Технических условий размещения и крепления грузов (ТУ) [1] приводят к снижению функциональной надежности и работоспособности станций. Кроме того, перевозимый с нарушением установленных требований груз создает реальную угрозу безопасности движения.

Коммерческие неисправности, угрожающие безопасности движения поездов можно разделить на две группы: расстройства погрузки и нарушения ТУ [2]. Анализируя положение с обеспечением безопасности в сфере перевозок, можно отметить, что около 81% из общего количества отцепленных вагонов приходится на коммерческие неисправности, связанные с креплением грузов в вагонах [3, 4].

К числу грузов, создающих серьезную угрозу безопасности перевозок в случае нарушения креплений, относится перевозимая на открытом подвижном составе автотехника. Анализ статистических данных по работе пунктов коммерческого осмотра (ПКО) в 2011 – 2014 годах на сети железных дорог РФ показывает, что с автотехникой ежегодно отцепляется порядка 35% от общего количества отцепленных на ПКО вагонов с коммерческими неисправностями.

Основными коммерческими неисправностями при этом являются: обрыв, ослабление, провисание растяжек; сдвиг, выбивание упорных брусков в пути следования. Чаще всего они являются следствием многих взаимозависимых факторов. Основными причинами коммерческих неисправностей вагонов с грузами на колесном ходу являются: несоблюдение скоростей роспуска вагонов с сортировочной горки; несоответствие применяемых при погрузке средств креплений, установленным в погрузочной документации; недостаточный уровень знаний работников занятых на погрузке. Не менее важное значение имеют неточ-

ности действующей методики расчетов, которые приводят к нерациональному применению реквизита крепления.

При обосновании технологии размещения и крепления автотехники наряду с общими недостатками действующей методики ТУ не учитываются их индивидуальные характеристики и свойства, что приводит к неточному определению натяжений в гибких элементах креплений и, соответственно, их количества. К таким свойствам можно отнести наличие у автотехники рессорного подвешивания и упруго-диссипативных элементов, которые при определенных условиях перевозки могут вызвать повышенные колебания груза и вагона [3].

Коммерческие неисправности вагонов с грузами, в том числе и с автотехникой, неблагоприятно сказываются не только на безопасности перевозочного процесса, но и на технологической надежности сортировочных станций, которые являются основными элементами перевозочного процесса. Коммерческие неисправности негативно влияют на важнейшие технологические параметры сортировочных станций: увеличивают простой вагонов, снижают перерабатывающую способность, увеличивают враждебность в горловинах.

Оценка ожидаемого эффекта от снижения количества коммерческих неисправностей представляет собой не тривиальную научную задачу, ибо, вследствие сильной связности всех процессов трудно выделить конечное влияние одного из них. Таким образом, задачи исследования актуальны для теории и практики.

В своих исследованиях автор опирался на труды ученых:

- в области обоснования и совершенствования технологий размещения и крепления грузов на открытом подвижном составе: А.Д.Малова, Г.П.Ефимова, П.С.Анисимова, Л.О.Грачевой, В.А.Болотина, В.Б.Зылева, Х.Т.Туранова, Г.М.Третьякова, М.В.Корнеева, К.В. Желдак, Е.Д.Псеровской, Н.В.Власовой, Е.Н.Тимухиной, А.Л.Рыкова, О.В.Молчановой, Н. Андерсона, П. Андерсона, Р. Байландера и др.;

- в области обоснования конструктивных параметров автомобилей: И.С.Цитовича, В.И.Тарасик, Г.А.Смирнова, Дж.Вонг, П.В.Аксенова, П.П.Лукина,

Р.В.Ротенберга, В.Л.Бидермана, В.И.Кнороз, Я.М.Певзнер, Й.Раймпель, И.Г.Пархиловского и др.;

- в области функциональной надежности работы станций: П.А.Козлова, С.В.Земблинова, В.А.Персианова, И.Б.Сотникова, Е.Н.Тимухиной и др.

Объект исследования. Линейные предприятия транспортной сети.

Область исследований. Технология и безопасность транспортных процессов.

Целью исследования является совершенствование технологии расчёта крепления автотехники на открытом подвижном составе и оценка снижения последствий для ОАО «РЖД» от отцепок коммерчески неисправных вагонов с данными грузами в результате использования предложенной методики.

Для достижения указанной цели потребовалось решить следующие задачи:

1) проанализировать состояние безопасности перевозок автотехники, выявить основные причины коммерческих неисправностей вагонов с ней;

2) оценить технологические и экономические последствия отцепок вагонов с коммерческими неисправностями;

3) разработать методику рационального крепления автотехники с учетом ее параметров, условий перевозок, а также воздействия пространственной системы сил;

4) обосновать технологию расчёта крепления автотехники на открытом подвижном составе с использованием усовершенствованной методики и доказать ее достоверность.

Научная новизна исследования.

1. Разработана оригинальная модель оценки экономических последствий для ОАО «РЖД» отцепок на станциях коммерчески неисправных вагонов, основанная на использовании статистической станционной отчетности и результатов расчетов на имитационных моделях станций.

2. Предложена методика расчета креплений автотехники на открытом подвижном составе с использованием положений теории автомобилей.

3. Разработана технология обоснования рациональной схемы крепления автотехники на открытом подвижном составе, учитывающая вертикальные колебания, воздействие пространственной системы сил и позволяющая прогнозировать натяжения в креплениях при различных условиях перевозок.

Теоретическая и практическая значимость работы.

1. Предложенная модель оценки экономических последствий для ОАО «РЖД» отцепок коммерчески неисправных вагонов с грузами позволяет прогнозировать уровень сокращаемых затрат при уменьшении количества коммерческих неисправностей.

2. Разработанные программы расчета сдвигов автотехники с учетом их свойств и условий перевозки позволяют при разработке грузоотправителями непредусмотренных технических условий (НТУ) размещения и крепления таких грузов в большей степени автоматизировать расчеты и более точно определять количество необходимого крепежного реквизита.

3. Обоснование технологии размещения и крепления автотехники по уточненной методике позволяет получить экономический эффект от уменьшения затрат на исправление коммерческих неисправностей вагонов в пунктах коммерческого осмотра и сокращения простоя вагонов, связанного с устранением этих неисправностей.

Методология и методы исследования. Аналитические исследования по определению сдвигов груза и натяжений в проволочных креплениях груза базируются на основных положениях теоретической механики, сопротивления материалов, теории колебаний. Для исследования технологических процессов на сортировочных станциях использовалось имитационное моделирование. Численное моделирование колебаний, креплений и вычислительные эксперименты проводились с использованием программных комплексов MathCAD, Matlab.

Результаты исследования, выносимые на защиту.

1. Модель оценки экономических последствий для ОАО «РЖД» отцепок коммерчески неисправных вагонов с грузами на станциях.

2. Математическая модель крепления автотехники на открытом подвижном составе, в которой учитываются свойства груза, условия перевозки и воздействие пространственной системы сил.

3. Усовершенствованная методика обоснования рационального крепления автотехники на открытом подвижном составе, основанная на использовании положений теории автомобилей.

Степень достоверности и апробация результатов. Результаты исследований подтверждаются грамотным использованием существующих методов и теорий, корректной логикой построения исследования, а также соответствием полученных теоретических выводов результатам экспериментальных исследований. Основные положения и результаты диссертации обсуждались и были одобрены на Международной научно-практической конференции «Транспорт–2013», РГУПС, Ростов-на-Дону, 2013 г.; Международной научно-практической конференции «Инновационные факторы развития Транссиба на современном этапе», Новосибирск, СГУПС, 2012; Международной научно-практической конференции «Прогрессивные технологии в транспортных системах», Оренбург, ОГУ, 2013 г.

Публикации. Материалы, отражающие основные положения диссертационной работы, изложены в 11 печатных работах, в том числе 8 – в изданиях, рекомендованных ВАК при Министерстве образования и науки РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы и 1 приложения. Общий объем текста включает 195 страниц, 72 рисунка и 6 таблиц, список литературы включает 157 наименований.

ГЛАВА 1. АКТУАЛЬНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ПЕРЕВОЗОК АВТОТЕХНИКИ НА ОТКРЫТОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ

В данной главе приведены основные виды коммерческих неисправностей, возникающих при перевозке автотехники, проанализированы причины их появления и предложены меры к устранению. Кроме того, рассмотрены существующие способы и условия перевозок данных грузов. Выполнен обзор литературных источников по расчету креплений автотехники согласно Технических условиям и усовершенствованной методике, приведен обзор исследований колебаний автотехники и ее упругих элементов.

1.1 Основные виды расстройств креплений автотехники на открытом подвижном составе

Основными показателями качества работы железных дорог является доставка перевозимых грузов в срок и их сохранность. Большую роль в обеспечении этих показателей играют пункты коммерческого осмотра поездов (ПКО) и коммерческие посты безопасности (ПКБ) [2, 5]. Их главная задача состоит в коммерческом осмотре прибывающих на станцию и отправляемых с нее груженых вагонов в целях своевременного выявления и устранения коммерческих неисправностей, угрожающих безопасности движения и сохранности перевозимых грузов [6]. В настоящее время на сети железных дорог находятся порядка ста ПКО, на которых работает примерно 3500 человек.

Результаты работы ПКО отражаются в ряде документов и позволяют выявить распределение причин отцепок вагонов с коммерческими неисправностями. Все обнаруженные неисправности, угрожающие безопасности движения и со-

хранности перевозимых грузов, заносятся в «Книгу регистрации коммерческих неисправностей в пунктах коммерческого осмотра составов» (форма ГУ-98) и фиксируются в актах общей формы [4]. По итогам работы станции за квартал на основании этих документов составляется отчет о вагонах с коммерческими неисправностями (форма КНО-5).

Согласно статистическим данным за 2013 – 2014 гг., на сети железных дорог России выявлено 345612 вагонов с угрожающими безопасности движения коммерческими неисправностями [7]. В том числе в 2014 г. отцеплено 23358 вагонов (рисунок 1.1) с угрожающими безопасности движения неисправностями (в 2013 г. – 27685 вагонов), из них 6523 вагона – с нарушениями ТУ и местных технических условий (МТУ) (в 2013 г. – 7790 вагонов), 12444 – с расстройством погрузки в пути следования (в 2013 г. – 17407 вагонов).



Рисунок 1.1 – Причины отцепки вагонов на ПКО на сети железных дорог Российской Федерации в 2014 году

Важным инструментом идентификации рисков возникновения коммерческих неисправностей, их анализа, оценки и управления за счет реализации предупреждающих, корректирующих мероприятий, является факторный анализ обеспечения гарантированной безопасности и надежности перевозочного процесса по хозяйству коммерческой работы в сфере грузовых перевозок [7, 8].

К числу главных задач факторного анализа относятся [8]:

- установление и обоснование допустимых уровней рисков и норм на показатели безопасности движения при формировании нормативно-методической базы с учетом требований международных стандартов;

- достижение установленных норм и допустимых уровней рисков путем разработки и реализации мероприятий по повышению безопасности движения.

В факторном анализе используются абсолютные и относительные статистические показатели, а также комплексный показатель безопасности движения.

Наиболее репрезентативным из них является относительный статистический, который состоит из элементов, представленных на рисунке 1.2 [7, 9]:

Как показывает анализ, свыше 50 % всех коммерческих неисправностей происходит по причине расстройства погрузки в пути следования. Такие неисправности приводят к отказу технических средств и в конечном счете к задержкам поездов, снижению пропускной способности участков, ограничению пропуска тяжеловесных составов. Чаще всего отказы технических средств наступают в результате неисправности запорно-пломбировочного устройства (ЗПУ) (падение ЗПУ приводит к ложной занятости), сдвига груза, его просыпания, перекоса стоек. Отметим, что в 2014 г. общее время задержек грузовых поездов по причине расстройства погрузки в пути следования составило около 250 ч.

Кроме того, согласно анализу, отцепки вагонов с коммерческими неисправностями, как правило, происходят вследствие нарушений ТУ и вызваны различными факторами. Из рисунка 1.3 видно, что примерно 35 % этих нарушений приходится на долю грузоотправителей (некачественная подготовка подвижного состава и груза к перевозке), а 30 % связаны с несовершенством технологии работы (нарушение регламента многоступенчатого контроля) [7].

Факторный анализ в хозяйстве коммерческой работы в сфере грузовых перевозок позволяет определить основные виды коммерческих неисправностей (рисунок 1.4), выявляемых на ПКО (КПБ) [7].



Рисунок 1.2 – Характеристика относительного статистического показателя безопасности движения



Рисунок 1.3 – Факторы, влияющие на отцепки вагонов по причине нарушения технических условий

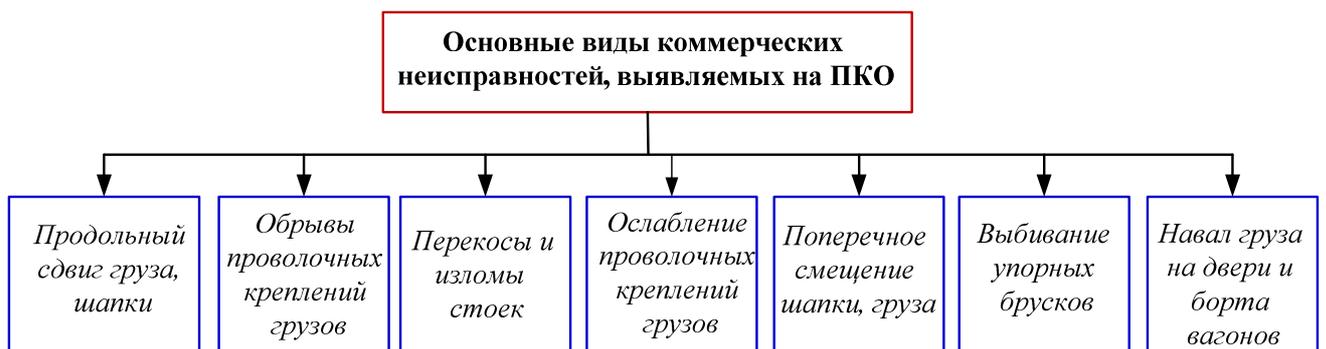


Рисунок 1.4 – Основные виды коммерческих неисправностей, выявляемых на ТКО

Причины коммерческих неисправностей идентичны практически на всех железных дорогах России. На рисунке 1.5 представлена диаграмма Парето, отражающая основные причины отцепок вагонов с грузами в пути следования, угрожающими безопасности движения поездов, на одной из железных дорог в 2014 году.

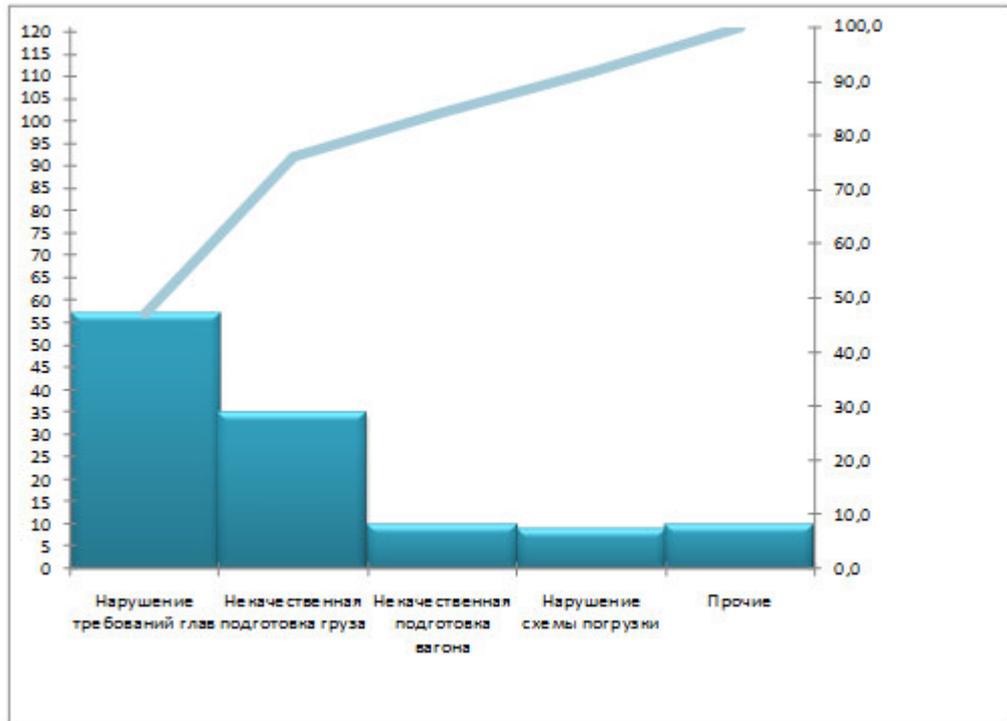


Рисунок 1.5 – Распределение причин отцепок вагонов с расстройством погрузки в пути следования на одной из железных дорог в 2014 году

Как видно из рисунка 1.5, основной причиной расстройства погрузки в пути следования являются нарушения требований глав ТУ. Кроме того, большое значение имеет некачественный прием груза к перевозке, недостаточный контроль со стороны мастеров погрузки, использование неквалифицированных работников. Много нарушений в пути следования допускается вследствие неправильного закрепления и применения реквизита и приспособлений для крепления, неправильного наложения растяжек при погрузке грузов.

Большое значение в факторном анализе обеспечения безопасности движения поездов в хозяйстве коммерческой работы в сфере грузовых перевозок уделяется анализу количества отцепок вагонов в зависимости от перевозимых в них грузов.

В 2014 г. наибольшее количество вагонов, отцепленных из-за нарушений требований ТУ (рисунок 1.6), были загружены лесоматериалами – 2997 (38,4 % от общего числа отцепленных на ПКО вагонов с коммерческими неисправностями), автотехникой – 2681 (34,4 %) и металлопродукцией – 492 (0,06 %) [7].

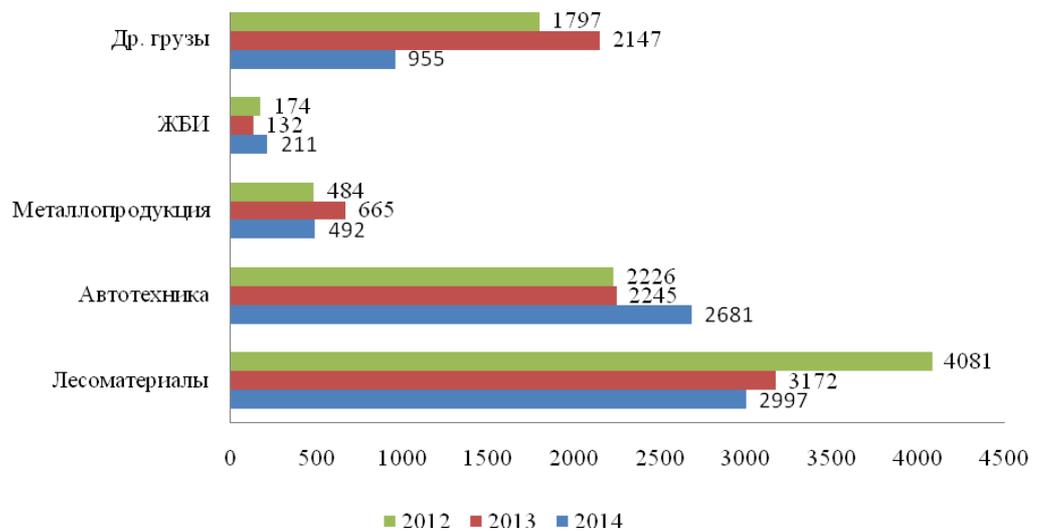


Рисунок 1.6 – Динамика количества отцепок вагонов в зависимости от перевозимых в них грузов

Анализ причин отцепок вагонов на ПКО показывает, что хуже всего организована безопасная перевозка лесоматериалов и автотехники, причем количество вагонов с последними грузами, с каждым годом увеличивается [4].

Поэтому рассмотрим подробнее коммерческие неисправности вагонов с автотехникой, причины и последствия их отцепок.

Анализ отцепок вагонов с грузами на колесном ходу позволяет выявить основные коммерческие неисправности с ней: сдвиги, обрыв, ослабление, провисание растяжек, выбивание упорных брусков в пути следования.

Приведем примеры коммерческих неисправностей вагонов с автотехникой.

13 февраля 2014 г. на станции Екатеринбург-Сортировочный при перевозке погрузчика на колесном ходу были обнаружены следующие коммерческие неисправности (рисунки 1.7, 1.8): 1) вывернут брусок у левого заднего колеса; 2) обрыв растяжки в месте прилегания к ковшу; 3) провисание растяжек.



Рисунок 1.7 – Вагон с погрузчиком, отцепленный на ПКО для исправления коммерческих неисправностей



а)

б)

Рисунок 1.8 – Коммерческие неисправности, выявленные на ПКО при перевозке погрузчика

а – выворачивание упорного бруска и ослабление растяжек; *б* – обрыв растяжки

23 июня 2014 г. на ст. Красноярск-Восточный отцеплен вагон № 43948140 вследствие ослабления четырех растяжек у автомобилей (рисунок 1.9). В протоколе оперативного совещания указано, что данная коммерческая неисправность связана с прохождением поезда на дальнее расстояние.



Рисунок 1.9 – Ослабление и провисание растяжек автомобиля

15 августа 2014 г. на станции Екатеринбург-Сортировочный при перевозке грузовых автомобилей, погруженных согласно НТУ на сцепе из 7 платформ, были обнаружены следующие нарушения ТУ (рисунок 1.10): 1) у пятой по ходу машины с правой стороны одно колесо частично спущено, груз наклонился на 10° ; 2) 4 растяжки ослаблены из-за наклона груза.



Рисунок 1.10 – Деформирование шин автомобиля и провисание растяжек

К основным причинам коммерческих неисправностей вагонов с автотехникой относятся (рисунок 1.11) [7]:

- несоответствие реквизитов креплений требованиям ГОСТ, что приводит к их ослаблению в пути следования;
- неплотное прилегание упорных брусков к колесам автотехники, что приводит к ее продольным и поперечным сдвигам;
- снижение давления в шинах автотехники в пути следования, а также при соударениях вагонов, что приводит к ослаблению креплений автотехники на пневматическом ходу;
- нарушения ТУ при креплении упорных брусков и растяжек;
- нерациональное применение реквизитов крепления вследствие неточностей методики расчета креплений автотехники на открытом подвижном составе (не учитываются упруго-диссипативные элементы колесной техники);
- несоответствие количества средств крепления, разработанным МТУ и НТУ;
- ветхий пол вагонов;
- скрытые дефекты груза.

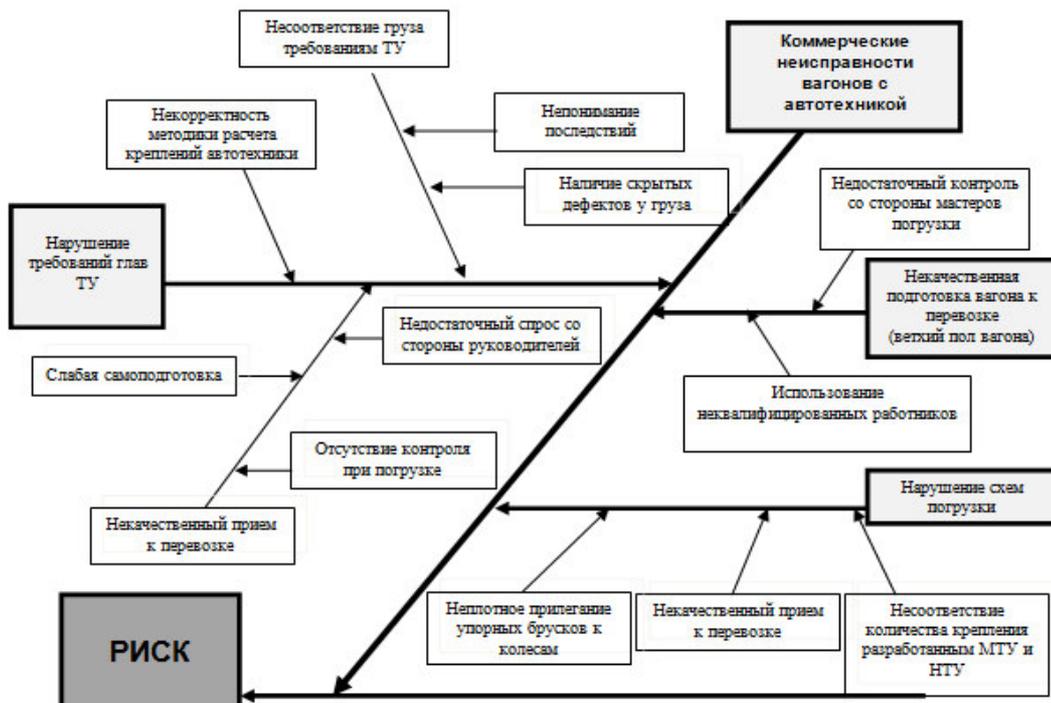


Рисунок 1.11 – Диаграмма причинно-следственных связей возникновения коммерческих неисправностей вагонов с автотехникой

Особо отметим, что при обосновании технологии размещения и крепления автотехники не учитываются индивидуальные свойства таких грузов, что приводит к неточному определению натяжений проволочных креплений и, соответственно, их количества. Прежде всего, к таким свойствам можно отнести наличие у данных грузов рессорного подвешивания и упруго-диссипативных элементов, которые при определенных условиях перевозки могут вызвать повышенные колебания груза и вагона в вертикальной, горизонтальной плоскостях [10].

К коммерческим неисправностям вагонов с автотехникой приводят [7]:

- 1) ослабление контроля со стороны руководителей станций по работе ПКО и КПБ;
- 2) низкий уровень подготовки работников ПКО и КПБ;
- 3) удлинение гарантийных плеч коммерческого осмотра;
- 4) некачественное расследование причин пропуска вагонов с коммерческими неисправностями;
- 5) нарушение работниками должностных обязанностей; низкий уровень знаний работников, ответственных за погрузку.

Анализ расстройств креплений автотехники показывает необходимость проведения мероприятий по снижению количества коммерческих неисправностей вагонов с такими грузами. Одним из важнейших мероприятий наряду с усилением контроля за знаниями ТУ работников, занятых при погрузке автотехники, является совершенствование методики обоснования креплений таких грузов с учетом их свойств и условий перевозки.

1.2 Анализ существующих способов перевозок автотехники на открытом подвижном составе и методик ее размещения и крепления

К автотехнике (грузам на колесном ходу) относятся автомобили, прицепы, дорожные и строительные машины, мотовозы, вагонетки, локомотивы, краны и

др. [10]. В зависимости от типа покрытия колес, способа соединений осей колес с корпусом и наличия тормозной системы также грузы можно подразделить на следующие основные подгруппы:

- 1) обрессоренные на пневматическом ходу (автомобили, автобусы, автопогрузчики, тракторы, самоходные комбайны и др.);
- 2) обрессоренные с колесами, имеющими металлические ободы (мотовозы и др.);
- 3) необрессоренные с металлическими ободами колес (моторные катки, грейдеры, рыхлители и др.).

Как известно, условия и порядок размещения и крепления грузов, контейнеров в универсальных четырехосных вагонах на железнодорожном транспорте Российской Федерации устанавливают ТУ [1, 4].

При перевозках по железным дорогам колеи 1520 мм стран-участниц Соглашения о международном железнодорожном грузовом сообщении (СМГС) требования к размещению и креплению грузов регламентируют Технические условия размещения и крепления грузов (приложение 3 к СМГС) [4, 11].

Однако данные документы устанавливают способы размещения и крепления в вагонах только грузов на колесном ходу, имеющих определенные, четко обозначенные характеристики.

При перевозке автотракторной техники на железнодорожном транспорте должны соблюдаться Правила перевозок автотракторной техники на железнодорожном транспорте, утвержденные Приказом МПС России № 9Ц от 29 марта 1999 г. [4, 12].

В вышеприведенных нормативных документах устанавливаются общие схожие требования к подготовке грузов на колесном ходу к перевозке. Отправитель обязан: проверить надежность тормозной системы и после погрузки затормозить машину так, чтобы не могло произойти самооттормаживание; слить воду и горючее; застопорить фиксаторами или закрепить все поворотные и подвижные части машины; снять, упаковать или защитить упаковочным материалом все

бьющиеся и легко снимаемые части; упаковать и закрепить на вагоне запасные части машин или поместить их в кабины; закрыть и опломбировать машины; составить опись ящиков с запасными частями и инструментами, указать их место нахождения, перечень деталей, снятых с машины, количество пломб. Опись следует прикрепить на видном, защищенном от повреждений месте.

Для крепления грузов на колесном ходу согласно ТУ [1] используются следующие реквизиты: проволочные растяжки, продольные и поперечные упорные бруски, продольные деревянные подкладки, деревянные подставки [4].

Требования, предъявляемые к размещению и креплению колесной техники согласно приложению 3 СМГС [11] практически идентичны требованиям ТУ [1]. Однако имеются следующие основные отличия [4, 11]:

- при расположении колес техники частично на металлическом настиле пола платформы их подклинивание осуществляют поперечными упорными брусками длиной 2750 мм, которые крепят гвоздями к деревянной части платформы установленным количеством гвоздей;
- продольные упорные бруски применяются также в случае невозможности забивания необходимого количества гвоздей в поперечные упорные бруски. Дополнительные продольные упорные бруски устанавливают вплотную к поперечным;
- продольные упорные бруски размещают вплотную к колесам;
- установлен предельный угол между проекцией растяжки на пол и продольной плоскостью симметрии вагона (он не должен превышать 60 градусов);
- установлено общее количество гвоздей для крепления колесной техники в каждую сторону.

Приложение 3 к СМГС [11] и ТУ [1] устанавливают одинаковую методику расчета размещения и крепления грузов, в том числе и грузов на колесном ходу. Расчеты креплений для выбранного способа размещения грузов на колесном ходу на вагоне, как и для других грузов, производятся в следующей последовательно-

сти [4]:

- 1) проверяют устойчивость вагона с грузами;
- 2) определяют силы, действующие на грузы во время движения;
- 3) определяют усилия, которые должны воспринимать крепления грузов;
- 4) определяют усилия, воспринимаемые растяжками в каждом направлении, и сравнивают их с допустимыми;
- 5) выполняют проверочные расчеты изгибающего момента рамы платформы;
- 6) проверяют допустимость нагрузок на элементы конструкции вагонов (расчет на смятие досок пола платформы);
- 7) выполняют расчеты параметров упорных брусков (определяют их высоту, количество гвоздей);
- 8) выполняют проверочные расчеты на изгиб, сжатие и смятие деревянных элементов крепления (деревянных подставок).

Достоверность разработанных методов расчёта крепления грузов, в частности автотехники, согласно ТУ вызывают возражения из-за допущенных в них грубых ошибок и просчётов в составлении расчетных схем и математических моделей, не описывающих реальный физический процесс нагружения системы «груз–крепления–вагон» и игнорирующих основные принципы механики.

Крепления грузов на открытом подвижном составе представляет собой целый класс достаточно сложных и разнообразных по характеру прикладных задач, которые могут быть решены на основе классических методов прикладной механики (т.е. методов сопротивления материалов, теоретической механики и теории колебаний) [13, 14]. Также в ТУ не учитываются индивидуальные характеристики ряда грузов и их свойства.

Так, автотехника обладает рядом свойств, которые необходимо обязательно учитывать при их перевозке, а также при разработке способов погрузки на открытый подвижной состав.

Во-первых, данные грузы опираются на пол вагона шинами, т.е. круглыми основаниями, поэтому они требуют особенного тщательного закрепления от перекатывания вдоль (поперек) вагона, а также продольного и поперечного поступательного перемещения упорными брусками, подкладками и гибкими упругими элементами креплений. При этом в некоторых случаях может возникать вероятность качения шин по полу вагона.

Во-вторых, подобные грузы имеют собственное рессорное подвешивание и упруго-диссипативные элементы (резиновые шины и т.п.), поэтому в определенных условиях перевозки они могут вызвать повышенные колебания вагона в вертикальной и горизонтальной плоскостях [3]. Также в пути следования возможно снижение давления в колёсах, что приводит к оседанию колес и опусканию кузова перевозимой техники [15, 16] и в итоге к коммерческим неисправностям в виде провисания (ослабления) проволочных креплений.

В-третьих, данные грузы, чаще всего, имеют несимметричные расположения центров тяжести на вагонах или негабаритности, что неблагоприятно влияет на устойчивость колесных пар от схода с рельсов. Кроме того, необходимо отметить, что недемонтируемые, плохо закрепленные вращающиеся, поворотные, самовыдвигающиеся части, перевозимой автотехники, в совокупности с вышеперечисленными свойствами и неблагоприятными условиями перевозки могут привести к потере устойчивости вагона с грузами.

Выполненный анализ существующей методики расчетов размещения и крепления автотехники на открытом подвижном составе показывает, что она не в полной мере учитывает условия перевозки, физические и динамические свойства данных грузов [17]. Эти недостатки определяют необходимость проведения дополнительных исследований с целью выбора и расчета рационального крепления автотехники на открытом подвижном составе.

1.3 Проблемы размещения и крепления автотехники на открытом подвижном составе

Теоретические и экспериментальные исследования по обеспечению устойчивости и надежности крепления грузов на открытом подвижном составе при перевозках можно разделить на три направления [18, 19]. Первое направление ставит своей задачей определение уровня сил, действующих на грузы при транспортировке по железной дороге. Исследования второго направления посвящены разработке методов оценки устойчивости грузов в вагонах и расчета их крепления. Третье направление связано с совершенствованием способов размещения и крепления различных грузов в вагонах с целью обеспечения их устойчивости при перевозках при минимальных затратах крепежных реквизитов и улучшении использования грузоподъемности и грузоместимости вагонов [19].

Вопросы крепления грузов в вагонах с использованием действующей методики расчета крепления грузов ТУ изучены в работах докторов технических наук А.Д. Малова, В.К. Бешкетто, В.В. Повороженко, А.А. Смехова, Л.О. Грачевой, П.С. Анисимова; кандидатов технических наук Г.П. Ефимова, А.Т. Дерибаса, В.И. Шинкаренко, Н.С. Войтюка, В.М. Ушакова, В.А. Романова, В.А. Болотина, Р.Г. Овчинниковой, В.М. Монастырного, С.А. Егорова, В.Б.Зылева и других [5, 18, 19, 20 – 30].

Приведем в данной работе обзор наиболее значимых исследований. Подробный обзор остальных работ приведен в [19].

Впервые исследования силовых воздействий на перевозимый по железной дороге груз были выполнены Г.П.Ефимовым, Е.Н.Гохбомом, Б.М.Хотиным, А.И.Бутором [31, 32, 33]. В них в основном теоретически установлены уровни силовых воздействий на груз при движении в кривой и при торможении горочными замедлителями и башмаками. Оценка силовых воздействий при маневровых соударениях вагонов выполнялась приближенно либо по перемещениям груза по полу вагона, либо по среднему продольному ускорению, вычисленному с исполь-

зованием опытных данных силового нагружения автосцепок при ударах. Аналогично оценивались горизонтальные поперечные и вертикальные инерционные силы, действующие на груз.

В результате экспериментальных исследований в области прочности и динамики вагонов Г.П.Ефимовом [18, 32] в 1955 году впервые были установлены нормативы сил (усредненные результаты экспериментов), действующих в вагонах при перевозках, и методика расчета крепления грузов на открытом подвижном составе, что привело созданию первых Технических условий размещения и крепления грузов в вагонах [1].

Развитие и расширение теоретических и экспериментальных исследований динамики подвижного состава позволило более точно определить уровни силовых воздействий на грузы при перевозках в условиях повышающихся скоростей движения поездов и совершенствования подвижного состава [18]. Эти исследования выполнялись во Всесоюзном научно-исследовательском институте железнодорожного транспорта (ВНИИЖТе), Ленинградском (ЛИИЖТе), Днепропетровском (ДИИТе), Московском (МИИТе) институтах инженеров железнодорожного транспорта, а также во Всесоюзном научно-исследовательском институте вагоностроения (ВНИИВе) и Брянском институте транспортного машиностроения (БИТМе).

Специальные исследования динамики различных грузов на открытом подвижном составе выполнялись во ВНИИЖТе А.Д.Маловым [34, 35] и под его руководством В.И.Шинкаренко [36, 37], С.С.Чинаревым [38, 39], Р.Г.Овчинниковой [40, 41], А.В.Потаповым [42], В.В.Зубаревым [43]. В них, в основном, экспериментально исследована продольная и поперечная динамика таких грузов, как листовой прокат, круглый лес, тарно-штучные листовые грузы, рулоны газетной бумаги, тяжеловесные грузы, перевозимые на транспортерах, грузы на колесном и гусеничном ходу, штабельные и длинномерные грузы.

На основе обобщения обширного экспериментального материала А.Д.Маловым [44 – 48] была разработана общая методика расчета сил, действующей

щих на грузы при перевозках, и элементов крепления грузов в вагонах [49]. А.Д. Маловым [46, 48] также отмечено, что сложность задачи нормирования инерционных и удерживающих сил заключается в том, что необходимо учитывать большое количество факторов, которые, в конечном счете, оказывают влияние на устойчивость груза в вагоне. К ним относятся: характеристики подвижного состава, верхнего строения пути и груза [3].

Начиная с 1970 г. во ВНИИЖТ начаты работы по исследованию колебаний вагона с грузами при различных случаях размещения грузов в вагонах [3, 50 – 55]. При этом в расчетах принималось, что перевозимый груз жестко соединен с рамой платформы и колеблется вместе с нею.

В многочисленных исследованиях доктора технических наук П.С. Анисимова теоретически обоснована и экспериментально доказана возможность перевозки грузов с несимметричным размещением общего центра тяжести относительно продольной и поперечной оси симметрии вагона [3, 51 – 55]. Результаты исследований проф. П.С. Анисимова легли в основу ТУ в виде табл. 10 – 14 [1]. Однако в этих работах груз рассматривался как жестко закрепленное к вагону тело.

В работах П.С.Анисимова [51, 55] отмечено, что при проведении численных экспериментов при весе перевозимого груза от 10 до 70 тс, продольные смещения общего центра масс ($ЦМ_{общ}$) от поперечной оси симметрии платформы изменялись от 0.5 до 4.0 м, а поперечные смещения – от 0.1 до 0.6 м через 0.1 м от продольной оси симметрии платформы. При этом в расчетах принималось, что перевозимый груз жестко соединен с рамой платформы и колеблется вместе с нею. В действительности же, как показали динамические (ходовые) испытания, проведенные отделением комплексных испытаний ВНИИЖТ [51], вследствие ослабления креплений груза он может совершать дополнительные колебания относительно рамы платформы. Далее в [52] отмечено, что эти колебания носят случайный характер и трудно поддаются пока математическому описанию. Также отмечено, что при перевозках на платформах несимметрично расположенных крупногаба-

ритных и негабаритных грузов особое внимание должно уделяться конструкции и жесткости креплений грузов к раме платформы, исключающих перемещения грузов относительно рамы платформы при движении [3].

Под научным руководством проф. В.К. Бешкетом обоснованием применения специальных контейнеров на основе экспериментальных исследований занимались его ученики Н.С. Войтюк, М.Д. Приходько, В.А. Романов, А.Ф. Яшин, Б.В. Гаранкин, С.А. Баннов, В.М.Монастырский [56 –63] и ряд других исследователей, результаты которых представляют интерес для изучения поведения груза в вагоне.

Большое значение имеют исследования, посвященные автоматизации расчетов креплений грузов по действующей методике. Решению данной задачи посвящены труды ряда ученых [64 –68].

В настоящее время действует большое количество автоматизированных рабочих мест (АРМов) по расчету размещения и крепления грузов на открытом подвижном составе [5, 19]. Наибольшей популярностью пользуются АРМы, разработанные профессором В.А. Болотиным. Так, им совместно с Е.Л. Рожковой [19, 69] был создан образец автоматизированной информационной системы технических условий размещения и крепления грузов в вагонах (АИС ТУ), которая предусматривает электронную технологию слежения за состоянием грузов в вагонах на протяжении всего пути следования.

Также В.А.Болотиным [19, 70] с использованием действующего ТУ разработано программное обеспечение, позволяющее выполнить автоматизированную экспертизу погрузочной документации на размещение и крепление грузов в вагонах. Например, компьютерная программа «Крепление» предназначена для расчета размещения и крепления грузов в вагонах, выполнения эскиза и пояснительной записки [5].

Существующая технология креплений грузов в нашей стране требует совершенствования. В настоящее время в мировой практике накоплен значительный положительный опыт по использованию надежных средств, ускоряющих процесс

размещения и крепления грузов. Подробный обзор перспективных средств крепления рассмотрен в работе Г.М. Третьякова [71].

На железных дорогах мира в настоящее время при размещении и креплении грузов руководствуются следующими документами [4, 72]:

- стандарт UIC (International Union of Railways) – Международного Союза железных дорог. Эти требования одинаковы почти для всех европейских стран;
- стандарт AAR (Association of American Railroads) – Ассоциация американских железных дорог. Этот стандарт применяется в Северной Америке;
- стандарты IMO/ILO/UN ECE, применяемые для грузов, которые сформированы в грузовые единицы. Действуют на территории Европейского союза;
- стандарт EN 12195-1, устанавливающий требования к размещению и креплению грузов при контрейлерных перевозках;
- стандарт ÖNORM V 5750-1, применяемый при размещении и креплении грузов на железных дорогах Австрии.

Данные стандарты в отличие от отечественных нормируют допускаемые значения сил и ускорений, действующих на грузы при перевозках железнодорожным транспортом. В таблице 1.1 приведены допускаемые величины ускорений грузов в вагонах, установленные мировыми стандартами.

Таблица 1.1 – Допускаемые величины ускорений, возникающих при железнодорожных перевозках согласно зарубежным стандартам

Вид стандарта	В продольном направлении	В поперечном направлении	В вертикальном направлении
Железнодорожный транспорт	4g	0.5g	0.3g
Железнодорожные комбинированные перевозки	1g	0.5g	0.3g

В европейских странах предусмотрена более упрощенная процедура обоснования технологии размещения и крепления грузов в вагонах. Методики довольно просты в использовании и сводят к минимуму расчеты [4, 72].

Все они основываются на том, что в зависимости от массы единицы техники определяют необходимые усилия в крепежном реквизите. Затем согласно справочным данным подбирают необходимые параметры креплений и определяют необходимое их количество. Также производят расчеты ускорений груза и сравнивают полученные значения с допускаемыми, делая вывод о надежности применяемого крепления.

Согласно стандарту UIC [72] автотехника крепится к вагонам пересекающимися цепными растяжками с использованием талрепов. Упорные элементы крепления при перевозке автотехники массой до 40 т не используются [4].

Допускаемые ускорения, которые может воспринимать закрепленная автотехника согласно стандарту UIC [72], приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Допускаемые ускорения, воспринимаемые автотехникой при перевозке, согласно стандарту UIC, m/c^2

Вертикальные	Поперечные		Продольные	
	скольжение		скольжение	
	ропуск с горки	обычные маневры	ропуск с горки	обычные маневры
0	4.9	3.9	40	10
3	5	5	-	-

Согласно стандарту UIC [73] в качестве крепления на железнодорожном транспорте чаще всего применяются цепи [4]. Согласно стандарту AAR (Association of American Railroads) [72] для крепления автотехники используются не менее четырех цепей (в каждом направлении используются минимум по две цепи). Они должны располагаться под углом как можно близким к 45° . Усилия в цепях должны превышать удвоенную массу единицы техники. При большой массе под оси колесной техники или под кузов устанавливают «блокирующие» устройства (обычно деревянные подставки, прибиваемые к полу гвоздями), которые служат для предотвращения провисания растяжек при снижении давления в шинах. Необходимое количество цепей по стандарту AAR вычисляется как отношение веса груза к максимальной нагрузке, воспринимаемой выбираемым креплением.

Анализ результатов работ и расчетов, выполненных согласно действующей методике ТУ, позволяет судить об ее недостатках [17, 73]. Так, например, силы инерции и соответственно нормативные значения усилий в гибких элементах креплений определены по усредненным экспериментальным данным удельной величины. В выполненных инженерных методах расчетах система «груз – крепления – вагон» принята как статически определимая система, что не в полной мере соответствует действительности [5, 74]. Кроме того, в них вовсе не учтены физико-механические характеристики гибких элементов крепления, геометрические размеры и прочностные характеристики крепежных элементов бруска, пола вагона и другие важные параметры креплений груза [5, 74].

Все приведенные недостатки существующего метода расчетов креплений учтены в работах Х.Т.Туранова и его учеников, результаты которых легли в основу усовершенствованной методики [74 – 82, 94, 95] с широким применением вычислительной среды MathCAD [83– 85]. Зарегистрированы программы расчета креплений для ЭВМ [86 – 93].

Однако до сих пор никем не исследован вопрос крепления грузов автотехники с учетом общих принципов усовершенствованной методики, изложенных в работах [15, 73].

Следует отметить, что в настоящее время выполнено незначительное количество экспериментальных исследований размещения и крепления грузов на колесном ходу на открытом подвижном составе.

Исследования размещения и крепления машин с обрешиненными колесами выполнялись на Северо-Кавказской, Московской и Горьковской железных дорогах при участии РИИЖТ [10]. Основные результаты данных исследований приведены в работе [10]. Задачами испытаний являлась оценка влияния различных факторов на устойчивость автомобилей. Устойчивость проверялась испытаниями на соударение четырехосной платформы, загруженной автомобилями, с шестиосным полувагоном, загруженным до полной грузоподъемности и стоящим во главе группы из трех четырехосных груженых полувагонов. Эксперименты производи-

лись с автомобилями при выключенном ручном тормозе и передачах, а также с машинами, заторможенными ручным тормозом, у которых включали первую или заднюю передачу.

Основные результаты проведенных испытаний заключались в следующем [10]:

- крепление одновременно передних и задних колес повышает устойчивость автомобилей. Вместе с тем величина скорости платформ перед соударением, при которой колеса автомобиля перекатываются через бруски, увеличивается непропорционально количеству закрепленных колес;

- устойчивость автомобилей, заторможенных ручным тормозом, с включенной первой или задней передачей, была в опытах выше на 32 – 46%, чем у автомобилей с выключенными тормозами;

- проволочное крепление автомобиля в сочетании с упорными брусками повышает его устойчивость. У грузового автомобиля ЗИЛ-157, закрепленного двумя растяжками из проволоки диаметром 6 мм в четыре нити, а также брусками высотой 138 мм с обеих сторон задних колес, растяжки оборвались при скорости 9,23 км/ч. Без растяжек автомобиль перекатывался через бруски при скорости 8 км/ч;

- устойчивость автомобилей, закрепленных продольными брусками, при соударении вагонов определяется высотой брусков, количеством колес, под которые они уложены, местом установки брусков (под передние или задние колеса) и не зависит от степени загрузки и (при понижении давления в шинах до 1 кгс/см²) давления воздуха в шинах автомобиля. Проволочное крепление в сочетании с упорными брусками повышает устойчивость автомобилей.

В справочнике [10] также указано, что машины с высокорасположенным центром тяжести (краны, экскаваторы и др.) подвержены вертикальным и боковым колебаниям. При их перевозке следует четко соблюдать необходимые меры по обеспечению безопасности, обращать особое внимание на фиксирование и закрепление всех подвижных и поворотных частей машин и оборудования. Отмечено, что вопрос устойчивости машин с высокорасположенным центром тяже-

сти, в первую очередь о влиянии конструкций их рессорного подвешивания на амплитуды колебаний обрессоренных частей, требует специального изучения.

Большой вклад в изучение колебаний тяжеловесных грузов с упруго-диссипативными элементами между грузом и рамой платформы (грузы с обрешеченными колесами), расположенных несимметрично на платформе, а также их влияний на вагоны внес П.С.Анисимов [51 – 55, 97].

В статьях П.С. Анисимова [3, 52, 53, 97] отмечено, что при определенных условиях перевозки машин с собственным рессорным подвешиванием и упруго-диссипативными элементами (резиновые колеса) могут вызывать повышенные колебания вагона в вертикальной и горизонтальной плоскостях вследствие возникновения резонанса, при этом могут возникать большие величины вертикальных и поперечных горизонтальных сил и ускорений, действующих на вагон и груз и снижающих устойчивость колеса на рельсе.

В результате исследований получены следующие выводы:

- установлено, что по сравнению с симметричным размещением груза при смещениях $\Delta M_{\text{общ}}$ груза значения $k_{\text{дв}}$ увеличиваются [3];
- вертикальные динамические силы, действующие на груз через упруго-диссипативные элементы, с увеличением смещения $\Delta M_{\text{общ}}$ груза растут по сравнению с симметричным размещением грузов на платформе [3].

В работе П.С.Анисимова и Л.О.Грачевой [51] рассматриваются динамические особенности платформы при перевозке на ней автокранов. В ней приводятся результаты исследований динамических качеств четырехосных платформ при перевозке на них автокранов без снятия стрелы. Основной целью данных исследований являлось установление влияния смещения центра тяжести автокрана и колебаний самого автокрана и его стрелы на динамические качества платформы, установление допускаемой скорости движения четырехосной платформы с автокраном и устойчивости колесной пары от схода с рельсов, разработка рекомендаций по условиям перевозки автокранов на четырехосных платформах.

В результате исследований получены следующие выводы и рекомендации [51]:

- силы инерции стрелы крана через растяжки передаются на раму платформы, вызывая дополнительные поперечные колебания отбоя и виляния, способствуя дополнительной обездрузке колес в вертикальной плоскости, особенно при креплении наклонными растяжками;

- наибольшее влияние колебания автокрана и его стрелы оказывают на величины рамной силы. Рамная сила резко увеличивается, начиная с 80–90 км/ч;

- в качестве одного из возможных вариантов более рационального крепления стрелы автокрана рекомендуется жесткое крепление концевой части стрелы к полу платформы и шарнирное крепление ее к коренной части стрелы. При этом концевая часть стрелы должна располагаться под острым углом к полу платформы и соединяться с ним жестко.

Выполненный анализ исследований позволяет сделать вывод, что вопросы научного обоснования технологий размещения и крепления автотехники на открытом подвижном составе с учетом положений усовершенствованной методики расчетов практически не решены. При расчете количества необходимого крепления автотехники не учитываются вертикальные колебания их подвески, деформирование шин, а также их динамические характеристики. Поэтому необходимы специальные теоретические и экспериментальные исследования.

В настоящее время не разработаны расчётные схемы и не построены математические модели креплений автотехники, позволяющие получить аналитические выражения для определения величины сдвига и натяжений гибких элементов креплений, ограничивающих их перемещения как вдоль, так и поперёк вагона, с учетом характеристик подобных грузов, условий перевозки при воздействии пространственной системы сил.

В данной работе большое внимание уделяется также исследованиям технологических аспектов перевозок автотехники на открытом подвижном составе. Негативное влияние на технологические параметры станций, безопасность поездной

и маневровой работы оказывают нарушения креплений грузов, в т.ч. автотехники. Отцепки вагонов для устранения коммерческих неисправностей приводят к снижению работоспособности и функциональной надежности станций [2, 7].

В последние десятилетия был накоплен значительный опыт исследования функциональной надежности станций [3]. Все существующие работы в этой области были обобщены Е.Н.Тимухиной [2], а также предложены подходы по снижению вероятности технологических сбоев на станциях с использованием имитационного моделирования.

Функциональные параметры железнодорожных станций, надежность их работы существенно зависят от организации взаимодействия отдельных элементов и подсистем [2]. В связи с этим большое значение имеют исследования пропускной и перерабатывающей способностей станций, а также возникающих технологических задержек. Рассмотрим наиболее значимые труды в данной области.

С.В. Земблинов, К.К. Таль, М.С. Гликман [2, 98] с использованием графического метода разработали методику расчета потребного числа путей на сортировочных и участковых станциях, в которой была сделана попытка установить влияние схем путевого развития.

В последующем В.А. Персианов, Н.С. Усков и К.К. Таль начали разрабатывать методы моделирования станционных процессов при проектировании станций и узлов [99]. Особое внимание при этом уделялось оценке пересечений маршрутов в горловинах станций.

В 70-е годы рамки аналитического определения числа путей и других эксплуатационных параметров расширились благодаря применению теории массового обслуживания [2]. Профессор И.Б. Сотников помимо пуассоновского исследовал и эрланговский входящий поездопоток, а также эрланговское время обслуживания поездов на станционных путях [2, 100, 101, 102].

Н.И.Федотов в [103] предлагал определять простой времени ожидания отправления поездов на участках с помощью аналитических формул, которое зависит от его пропускной способности, размеров движения и количества путей в пар-

ке приема. В этой формуле при одинаковой величине пропускной способности линии, но с увеличением количества отправляемых поездов простой в ожидании отправления становился меньше.

В исследованиях функциональной надежности станций имеется значительный опыт применения имитационного моделирования. Первую модель для железнодорожного транспорта предложили профессора В.А Персианов и Н.С Усков [99].

В настоящее время активно используется при расчетах и проектировании железнодорожных станций и узлов имитационная система ИСТРА, разработанная профессором П.А. Козловым и развитая в его научной школе [104, 105, 106].

Таким образом, несмотря на достаточную научную базу в сфере моделирования технологических процессов, в том числе задержек вследствие отцепок вагонов на станциях, в настоящее время не изученным и не исследованным остается вопрос оценки экономических последствий от отцепок вагонов для устранения коммерческих неисправностей.

1.4 Краткий обзор исследований колебаний автотехники

При перевозке автотехники на открытом железнодорожном подвижном составе появляются колебания. На них особое влияние оказывают упруго-диссипативные элементы таких грузов. Для того чтобы понять природу возникновения колебаний автомобилей, выяснить существующие конструкции их шин и подвесок, рассмотрим основные исследования, посвященные данным вопросам.

Вопросы колебаний и конструктивных решений автомобилей подробно изучены учеными в области теории автомобилей: И.С. Цитовичем, В.И. Тарасик, Г.А. Смирновым, Дж. Вонгом, П.В. Аксеновым, П.П. Лукиным и другими.

В книге П.В.Аксенова [107] дан анализ конструкций и классификация многоосных автомобилей, общие закономерности их динамики и статики. Определено влияние общих конструктивных решений на эксплуатационные свойства.

В книге канадского автора Дж. Вонга [108] рассмотрены основы теории и конструкции колесных и гусеничных транспортных машин, а также аппаратов на воздушной подушке. Даны анализ и оценка эксплуатационных свойств, изложены вопросы тяговой и тормозной динамики, управляемости, устойчивости и экономичности транспортных средств.

Учебник В.И.Тарасика [109] содержит новые разработки и методические подходы к изучению физических свойств автомобиля, обзор действующих стандартов, нормативов. Рассмотрен широкий круг вопросов теории движения автомобиля и дано их математическое описание.

В учебнике П.П.Лукина [110] изложены основные положения конструирования и расчета автомобиля.

В книге Г.А.Смирнова [111] рассмотрены законы движения колесной машины как механической системы, исследованы характеризующие эти законы зависимости, эксплуатационные свойства колесных машин. Наибольшее внимание уделено многоосным и многоприводным машинам.

В книге [112] рассматриваются динамические схемы отдельных агрегатов автомобиля: подвески, фрикционного сцепления, редукторного узла, гидротрансформатора, движителя. Для динамических схем приводятся дифференциальные уравнения, описывающие функционирование этих агрегатов. Составлены объединенные динамические схемы, включающие машинный агрегат и подвеску.

Исследованиям упруго-диссипативных элементов автомобилей (шин, подвески) посвящены работы Р.В.Ротенберга, В.Л.Бидермана, В.И.Кнороз, Я.М.Певзнера, Й.Раймпеля, И.Г.Пархиловского и других.

В книге В.И.Кнороз [113] изложены основы взаимодействия эластичного колеса с твердой опорной поверхностью и приведены сведения о конструкции шин с основными характеристиками. Рассмотрено влияние шин на основные экс-

плуатационные качества автомобилей. Освещаются вопросы выбора шин автомобилей, тенденции развития шин и их долговечность.

В работе В.Л.Бидермана [114] рассмотрены теория, методы расчета, конструирование и испытание автомобильных шин. В ней уделено особое внимание шинам новейших типов с меридиональным направлением нитей в каркасе, со съемными протекторными кольцами и шинам высокой проходимости.

В книге Я.М.Певзнера [115] даны анализ конструкций пневматических и гидпропневматических подвесок, основы теории и расчета этих подвесок, а также особенности их эксплуатации.

В работе И.Г.Пархиловского [116] изложены основы теории, расчет и испытания листовых рессор системы подвески автомобиля. Приведено подробное математическое описание существующих связей между характеристиками рессорной подвески и эксплуатационно-техническими качествами автомобиля.

Работы немецкого автора Й.Раймпеля [117, 118] посвящены исследованию шасси легкового автомобиля. В них с достаточной глубиной рассмотрены методы проектирования, выбора, расчета конструкций амортизаторов, подвесок приведены их конструктивные решения. Также даются конкретные рекомендации по методам расчета и производства шин и колес автомобилей. Уделено внимание особенностям и характеристикам подвесок, причем большинство графических зависимостей построено по результатам исследований, проведенных в лаборатории шасси автомобиля Высшего технического училища г.Кельна.

В книге Р.В.Ротенберга [119] рассмотрены колебания автомобиля, вызываемые неровностями дороги и оказывающие значительное влияние на его эксплуатационные качества, прежде всего на среднюю скорость движения и плавность хода. Проанализированы параметры автомобиля и их влияние на колебания. Приведены методы расчета колебаний и подвески автомобиля. Особое внимание уделяется анализу системы «человек-автомобиль-дорога», при рассмотрении которой основное внимание уделено автомобилю, его колебаниям и подвеске.

Анализ вышеприведенных источников показал, что вопросы колебаний автомобилей и их упругих элементов достаточно хорошо изучены, разработан подробный математический аппарат их описания, что позволяет разработать более точную модель колебаний вагонов с закрепленной на них автотехникой.

Выводы к главе 1

1. Ежегодно порядка 35% от общего количества отцепленных вагонов – это вагоны, загруженные автотехникой. Коммерческие неисправности таких грузов связаны с нарушениями ТУ при погрузке, несоответствием количества средств креплений разработанной технологии, с нерациональным применением реквизита крепления вследствие погрешностей методики расчета их количества, которая не в полной мере отражает условия перевозки грузов и индивидуальные свойства.

2. К основным коммерческим неисправностям вагонов с автотехникой относятся: сдвиги, обрыв, ослабление, провисание растяжек, выбивание упорных брусков в пути следования. Свыше 50 % всех коммерческих неисправностей происходит по причине расстройств погрузки в пути следования.

3. В настоящее время действующая методика расчета креплений автотехники на открытом подвижном составе не в полной мере отражает условия ее перевозки и индивидуальные свойства, в частности:

- не учитываются колебания кузова автомобилей на рессорном подвешивании и упруго-диссипативные свойства (резиновые шины и т.п.);
- не учитывается возможное качение шин по полу вагона;
- расчеты выполняются без учета условий перевозки и параметров пути;
- не соблюдаются основные принципы механики при составлении расчетных моделей;
- не рассмотрено воздействие на систему «вагон – крепление – груз» пространственной системы сил.

ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОСЛЕДСТВИЙ ОТ ОТЦЕПОК ВАГОНОВ ДЛЯ УСТРАНЕНИЯ КОММЕРЧЕСКИХ НЕИСПРАВНОСТЕЙ

В данной главе исследованы основные технологические последствия коммерческих неисправностей вагонов с грузами, в том числе с автотехникой. Обоснована необходимость проведения исследований и мероприятий, направленных на сокращение коммерческих неисправностей вагонов с автотехникой. Кроме того, проанализирована технология работы с вагонами, требующими отцепок вследствие обнаружения коммерческих неисправностей в каждом парке сортировочной станции. Оценено влияние сокращения отцепок вагонов с грузами для устранения коммерческих неисправностей на экономические потери ОАО «РЖД».

2.1 Основные технологические последствия коммерческих неисправностей вагонов с автотехникой

Коммерческие неисправности вагонов с грузами, в том числе с автотехникой, неблагоприятно сказываются не только на безопасности перевозочного процесса, но и на технологических параметрах станций [2, 79], а также повышают экономические потери ОАО «РЖД» вследствие необходимости их устранения.

Важным аспектом для изучения являются технологические последствия коммерческих неисправностей вагонов с автотехникой. Приведем основные из них [2, 7].

1. Увеличение простоев вагонов на станциях.

В качестве примера рассмотрим технологию работы станции Н при обнаружении коммерческих неисправностей [2]. На станцию в транзитных поездах прибывает большое количество платформ с автотехникой, для крепления которой ис-

пользуются растяжки и упорные бруски. Наиболее характерной коммерческой неисправностью вагонов с такими грузами являются сдвиги.

Смоделируем в системе ИСТРА технологию работы на станции Н по ликвидации коммерческих неисправностей [2].

Рассмотрим случаи, когда вагоны с коммерческими неисправностями находятся на путях сортировочного парка Б. В зависимости от места обнаружения вагонов проведем два эксперимента в системе ИСТРА:

- вагоны со сдвигом находятся в нижней части сортировочного парка Б (пути 19–24). В сутки выявлено 2 вагона со сдвигами автотехники, требующих подачи для устранения в пункт исправления коммерческих неисправностей (ПИКН). На рисунке 2.1 показана схема подачи таких вагонов на ПИКН при обнаружении на 24-м пути, а на рисунке 2.2 – элементы горловины сортировочного парка, занятые при этом;

- вагоны со сдвигом обнаружены в верхней части сортировочного парка Б (пути 13–18). В сутки выявлено 3 таких вагона, требующих подачи для устранения в ПИКН.

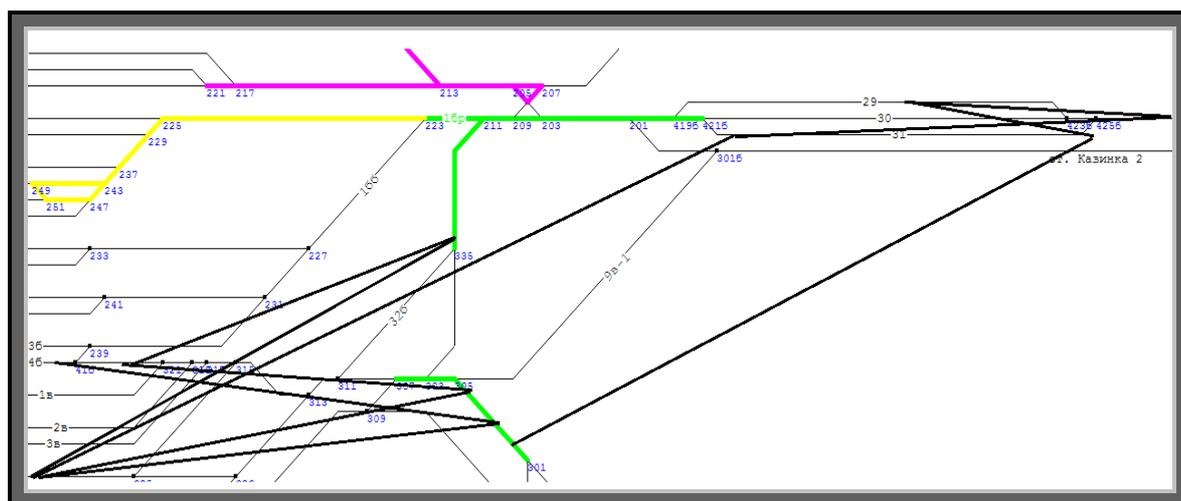


Рисунок 2.1 – Схема передвижений при подаче вагона со сдвигом для устранения коммерческой неисправности

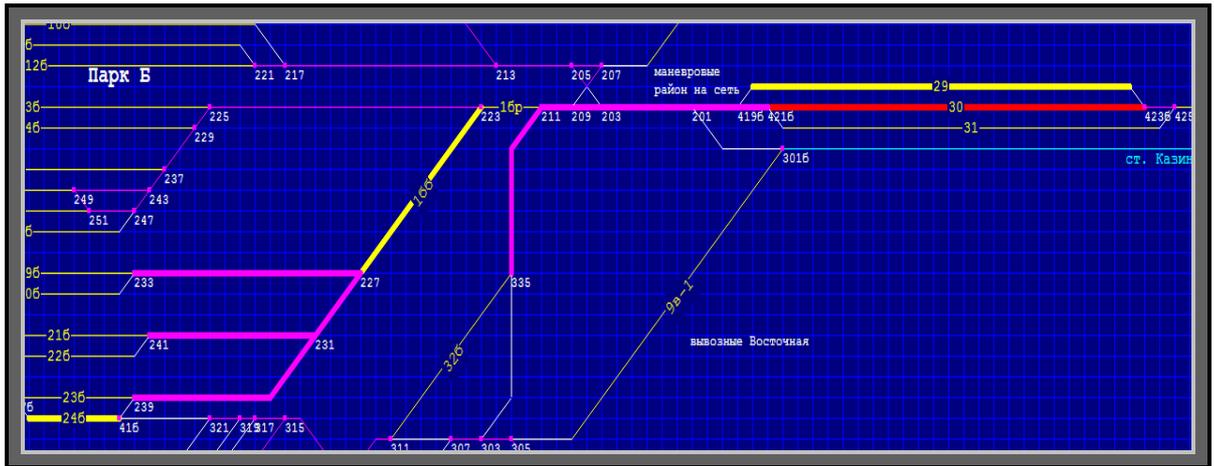


Рисунок 2.2 – Элементы горловины парка Б, занятые при подаче вагона для устранения коммерческой неисправности

В результате проведенных экспериментов [2] установлено, что при подаче на ПИКН вагонов с коммерческими неисправностями, обнаруженными в сортировочном парке Б, наибольшим образом возрастают простои в этом парке и в предгорочном парке Г (рисунок 2.3), а влияние коммерческих неисправностей на работу приемо-отправочного парка В минимально.

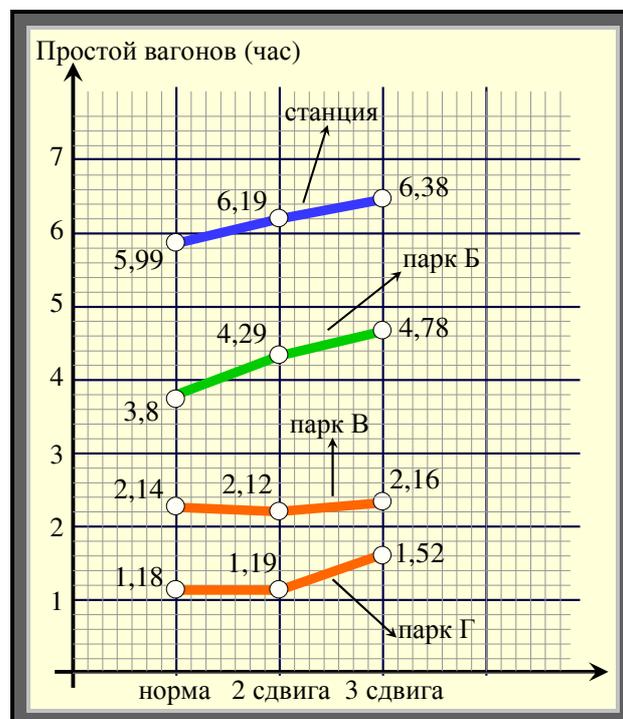


Рисунок 2.3 – Увеличение полного и расчлененного простоя при появлении вагонов со сдвигом

Кроме того, увеличивается простой вагонов на всей станции: при обнаружении в сортировочном парке двух сдвигов в сутки – на 12 мин по сравнению с нормой (5,99 ч), трех сдвигов – на 24 мин (рисунок 2.3).

2. Снижение перерабатывающей способности станций.

Результаты экспериментов, проведенных в системе ИСТРА для крупной сортировочной станции, показали, что наибольшие задержки и простои на станции возникают при дополнительной маневровой работе по подаче вагонов в ПИКН для исправления коммерческих неисправностей, а также при выполнении операций расформирования [80]. Помимо этого, при подаче вагонов для устранения коммерческих неисправностей в ПИКН ухудшается полезное использование путей в парках из-за межоперационных простоев (рисунок 2.4) [79].

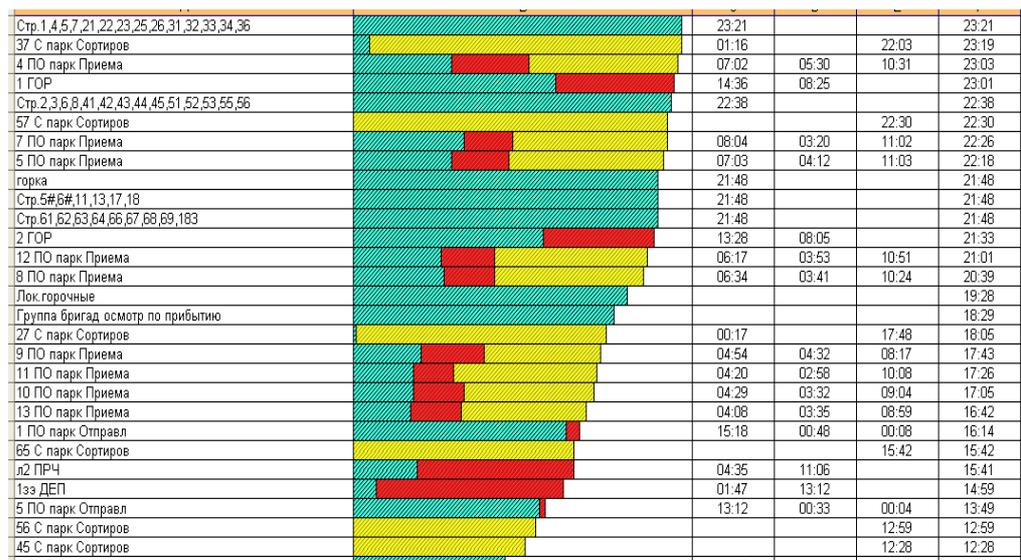


Рисунок 2.4 – Занятость элементов сортировочной станции при подаче вагонов в ПИКН для устранения коммерческой неисправности: зеленый цвет – занятость пути под технологическими операциями; красный – межоперационные простои; желтый – занятость пути вагонами под накоплением

Эксперименты, аналогичные проведенным в [79], показывают, что при увеличении коммерческих неисправностей вагонов с грузами на 30 и 50 % (рисунок 2.5) перерабатывающая способность сортировочных станций снижается по сравнению с технологической нормой вследствие излишней маневровой работы и ухудшения использования локомотивов и путей.

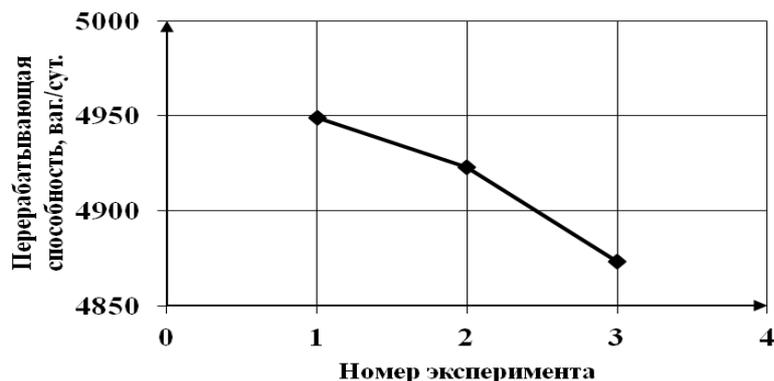


Рисунок 2.5 – Снижение перерабатывающей способности станции при увеличении количества коммерческих неисправностей вагонов с грузами:
 1 — технологическая норма; 2 — увеличение коммерческих неисправностей на 30 %; 3 — увеличение коммерческих неисправностей на 50 %

На рисунке 2.6 показано изменение занятости элементов станции при сокращении коммерческих неисправностей на 50% [79]. Таким образом, наглядно видны сократившееся межоперационные простои при снижении количества коммерчески неисправных вагонов

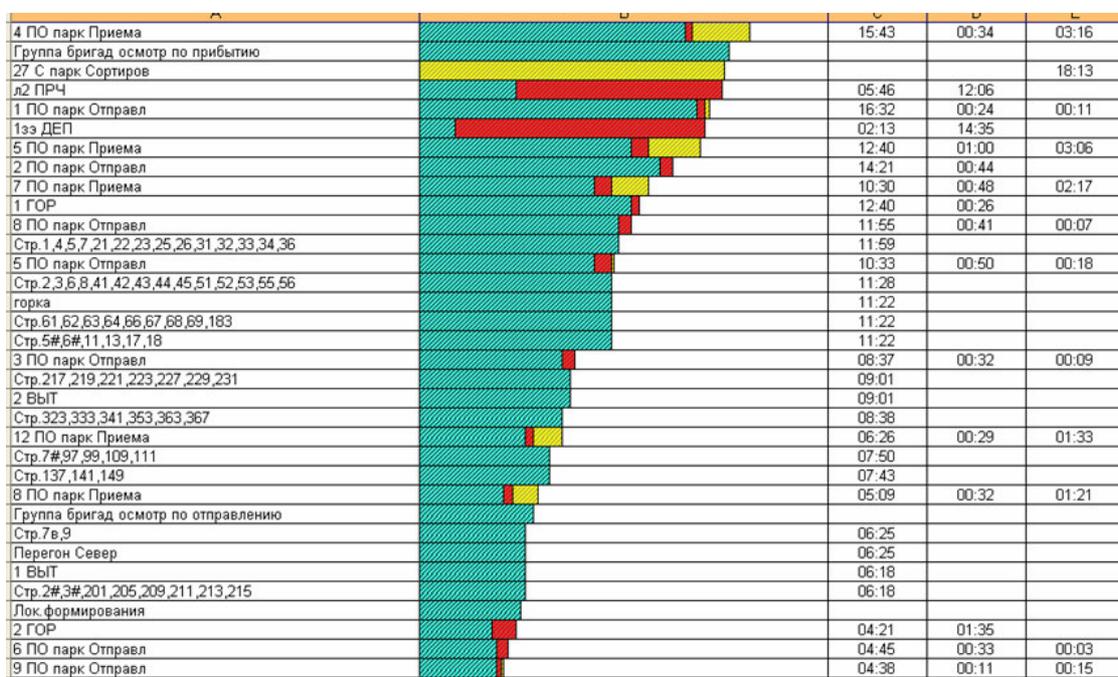


Рисунок 2.6 – Занятость элементов сортировочной станции при сокращении количества коммерческих неисправностей на 50%:
 зеленый цвет – занятость пути под технологическими операциями; красный – межоперационные простои; желтый – занятость пути вагонами под накоплением

3. Несоблюдение сроков доставки.

Как уже было отмечено, в результате коммерческих неисправностей нарушаются сроки доставки грузов потребителям. Это происходит главным образом из-за простоев в ожидании подачи вагонов на ПИКН, а также из-за превышения нормативного срока устранения неисправностей.

В соответствии с правилами ЦМ-360 [6] на устранение коммерческих неисправностей предусмотрено не более 2 сут. Однако, как видно из рисунка 2.7, в 2014 г. под устранением коммерческих неисправностей сверх нормативного срока находилось 668 вагонов с автотехникой (25 % от общего количества вагонов с превышением срока устранения коммерческих неисправностей).

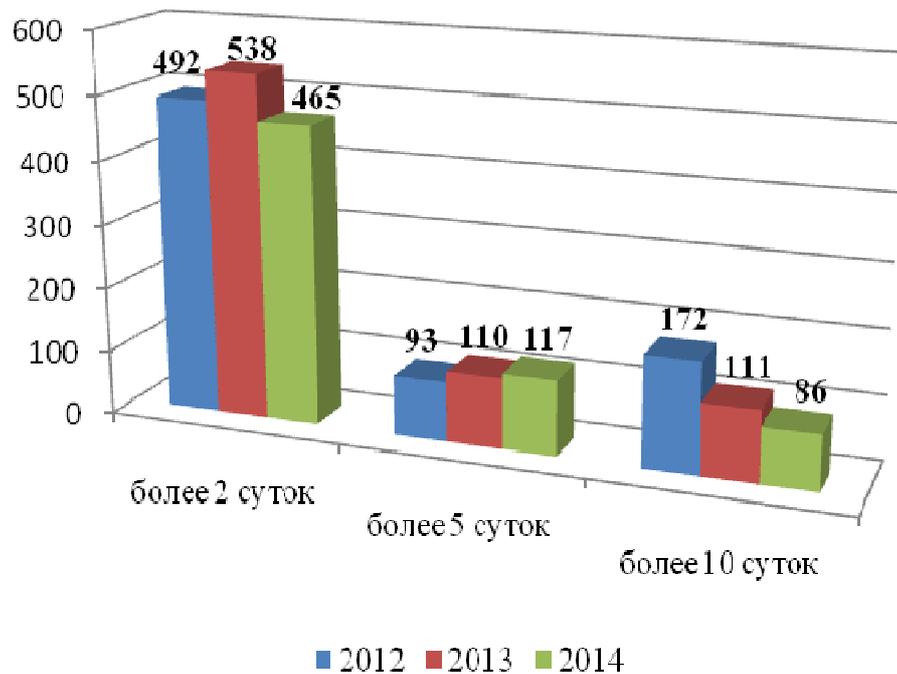


Рисунок 2.7 – Количество вагонов с автотехникой, находившихся под устранением коммерческих неисправностей сверх нормативного срока

Таким образом, с использованием моделирования в системе ИСТРА, доказано, что коммерческие неисправности негативно влияют на важнейшие технологические параметры сортировочных станций: увеличивают простой вагонов, сни-

жают перерабатывающую способность станций. При этом повышаются риски нарушения сроков доставки.

2.2 Исследование технологии работы на станциях с коммерчески неисправными вагонами

Рассмотрим технологию работы на сортировочной станции при обнаружении вагонов с коммерческими неисправностями, требующих отцепок.

Коммерческий осмотр поездов и вагонов на сортировочных станциях производится, как правило, параллельно с техническим осмотром. В результате таких осмотров выявляются коммерческие неисправности, которые устраняются, как правило, без отцепки вагонов от поезда в течение технологического времени его обработки в парках станции [6]. Но в большинстве случаев, нарушения креплений грузов невозможно устранить без отцепок, поэтому необходимо производить отцепки вагонов в пункты исправления коммерческих неисправностей (ПИКН).

В соответствии с пунктом 23 Приказа МПС от 18.06.2003 № 38 [120] при нарушении крепления груза по вине перевозчика исправление производится силами и средствами перевозчика. В остальных случаях исправление крепления груза обеспечивается сопровождающим груз или грузоотправителями.

На примере одной из крупных сортировочных станций сети рассмотрим технологию работы с вагонами, требующими отцепок вследствие коммерческих неисправностей, в каждом парке сортировочной станции [7]:

а) Вагоны с коммерческими неисправностями, требующими отцепок, обнаружены в парке прибытия сортировочной станции.

Вагоны в поездах, прибывающих на станцию с переработкой, в парке прибытия станции осматриваются в коммерческом отношении:

а) в процессе движения приемщиками поездов с использованием Автоматизированной системы коммерческого осмотра поездов и вагонов (далее – АСКО ПВ);

б) приемщиками поездов путем осмотра состава одновременно с обеих сторон.

Технология работы станции при обнаружении коммерческих неисправностей в парке прибытия, не требующих отцепок для их устранения, приведена на рисунке 2.8.

Наименование операции	Продолжительность операции, мин.					Исполнитель
	До прибытия	После прибытия				
		10	20	30	40	
Информирование о подходе поезда работников ПКО	■					Дежурный по станции четной или нечетной системы
Регистрация сведений о поезде в книге формы ГУ-98 (ГУ-98БЦ)	■					Оператор ПКО, приемщики поездов АСКО ПВ, парка
Коммерческий осмотр поезда средствами АСКО ПВ или со смотровых вышек	■					Приемщик поездов АСКО ПВ
Передача приемщиками АСКО ПВ результатов осмотра оператору ПКО, приемщикам поездов парка	■					Приемщики поездов АСКО ПВ
Уведомление об ограждении состава		■				Дежурный по станции
Регистрация сведений о начале осмотра в книге формы ГУ-98 (ГУ-98БЦ)		■				Оператор ПКО, приемщики поездов парка
Коммерческий осмотр вагонов			■			Приемщики поездов парка
Устранение коммерческих неисправностей			■			Приемщики поездов парка
Уведомление оператора ПКО о выявленных неисправностях			■			Приемщики поездов парка
Уведомление оператора ПКО и ДСП об окончании осмотра			■			Приемщики поездов парка
Уточнение сведений по документам, оформление актов общей формы			■			Оператор ПКО, приемщики поездов парка, АСКО ПВ
Передача актов общей формы в СТЦ, вложение их перевозочные документы					■	Оператор ПКО, оператор СТЦ
Оформление результатов осмотра в книге формы ГУ-98 (ГУ-98БЦ)					■	Оператор ПКО, приемщики поездов АСКО ПВ и парков
Общее время						

Рисунок 2.8 – Технология работы станции при обнаружении коммерческих неисправностей в парке прибытия, не требующих отцепок для их устранения

Время на операции, связанные с коммерческим осмотром, с момента закрепления состава (предъявления к осмотру) составляет, как правило, не более 30 минут для поездов с переработкой в парках прибытия.

Общее технологическое время на устранение коммерческих неисправностей в парке прибытия составляет 35 минут.

Технология работы рассмотренной сортировочной станции предполагает несколько вариантов подачи вагонов для устранения коммерческих неисправностей на ПИКН из парка прибытия:

1) *Отцепка производится горочным локомотивом с непосредственной подачей из парка прибытия (ЧПП) на ПИКН (рисунок 2.9).*

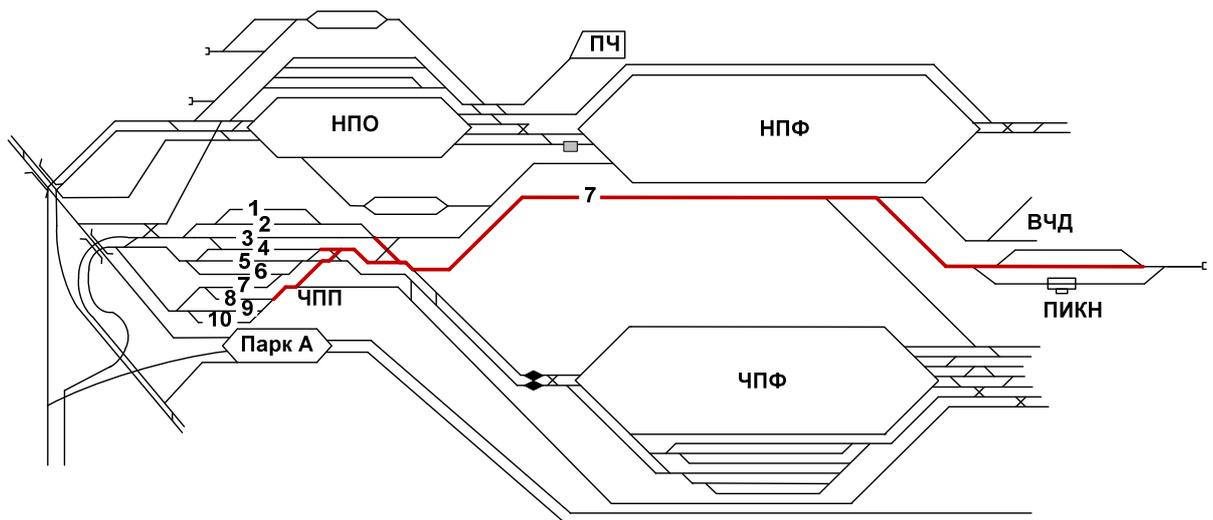


Рисунок 2.9 – Маршрут подачи вагонов с коммерческими неисправностями из парка прибытия (ЧПП) на ПИКН

Наиболее занятыми элементами парка прибытия являются стрелки 82, 84, 94, 96, 98, 114, 118 (рисунок 2.10). Подача производится по 7 соединительному пути, при этом возможны задержки по подаче вагонов на горку.

Максимальное время на подачу вагонов для данного варианта составляет не более 20 мин.

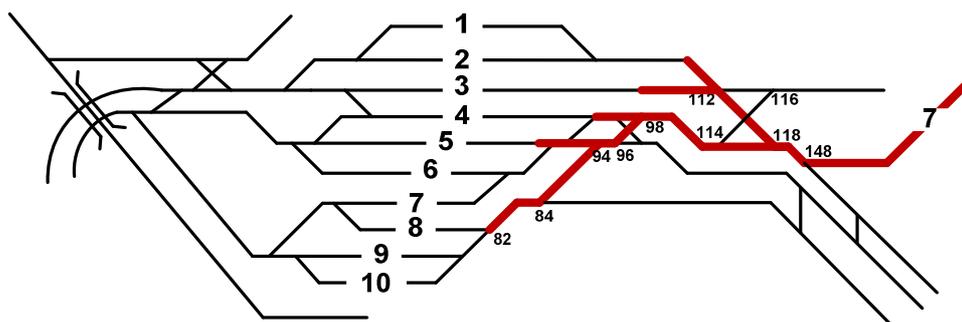


Рисунок 2.10 – Элементы парка прибытия, занятые при подаче вагонов с коммерческими неисправностями из парка прибытия на ПИКН

2) Производится пропуск вагонов с коммерческими неисправностями через горку роспуском либо осаживанием в зависимости от вида коммерческой неисправности (рисунок 2.11).

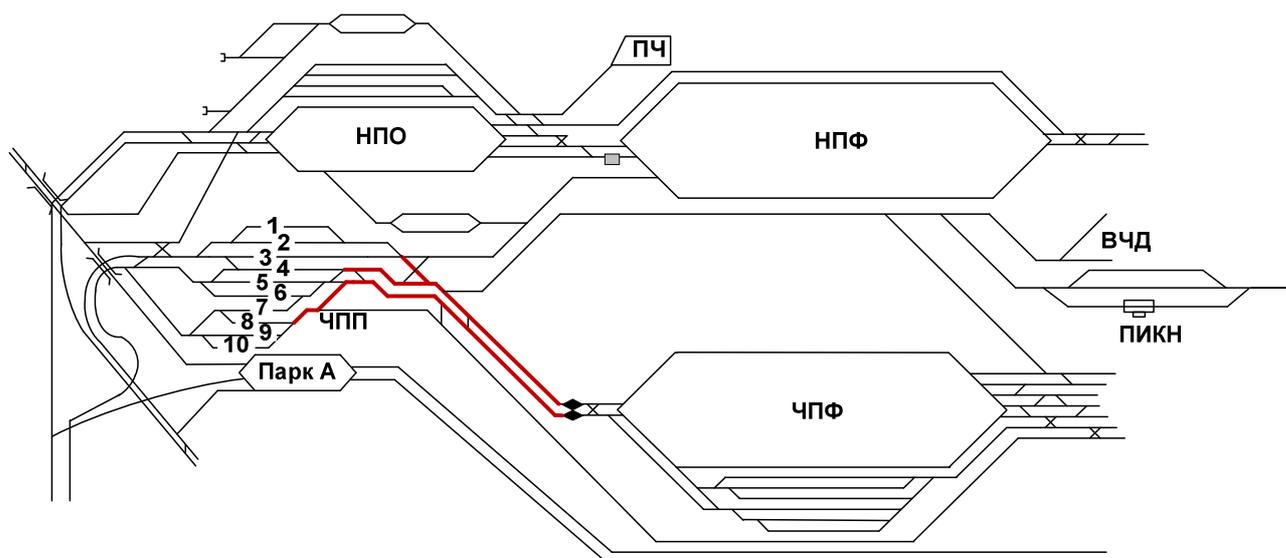


Рисунок 2.11 – Маршрут пропуска через горку вагонов с коммерческими неисправностями

Роспуск и осаживание производится на пути накопления угловой передачи (6 путь парка формирования четного парка формирования (ЧПФ)) по первому или второму пути надвига). При этом заняты те же элементы, что и в первом варианте (рисунок 2.12).

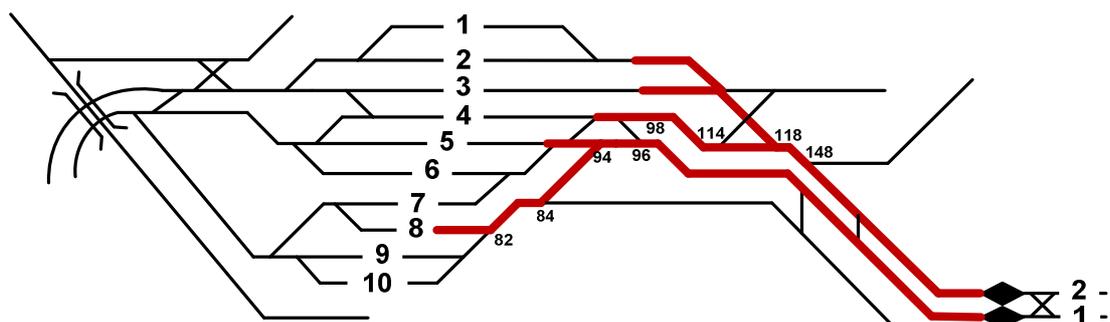


Рисунок 2.12 – Элементы парка прибытия, занятые при подаче вагонов с коммерческими неисправностями на ПИКН через горку

Максимальное время на осаживание вагонов с коммерческими неисправностями на пути ЧПФ для данного варианта составляет не более 20 мин.

б) Вагоны с коммерческими неисправностями, требующими отцепки, обнаружены в парке формирования сортировочной станции.

Вагоны с коммерческими неисправностями для подачи на ПИКН, как правило, распускают или осаживают на 6 путь парка формирования ЧПФ (рисунок 2.13), а при его занятости на любой свободный путь 1 района ЧПФ (1 – 6 пути ЧПФ).

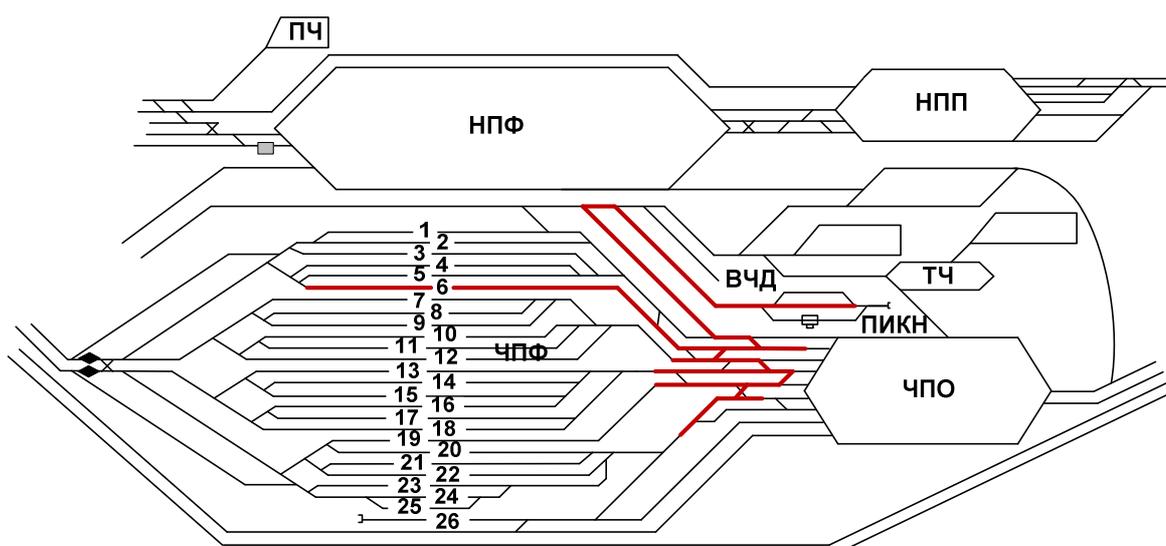


Рисунок 2.13 – Маршрут подачи вагонов с коммерческими неисправностями из парка формирования на ПИКН

Роспуск или осаживание производится по первому или второму пути продвижения горочным локомотивом в зависимости от пути, на котором обнаружена коммерческая неисправность в парке прибытия и свободности путей парка формирования.

При подаче вагонов с 6 пути на ПИКН занятыми оказываются 248, 270, 314, 322, 320, 274, 131, 153 стрелки (рисунок 2.14). Маршрут подачи с 6 пути, также как и с 1 – 5 путей является наиболее предпочтительным, так как при этом минимальны задержки в горловине.

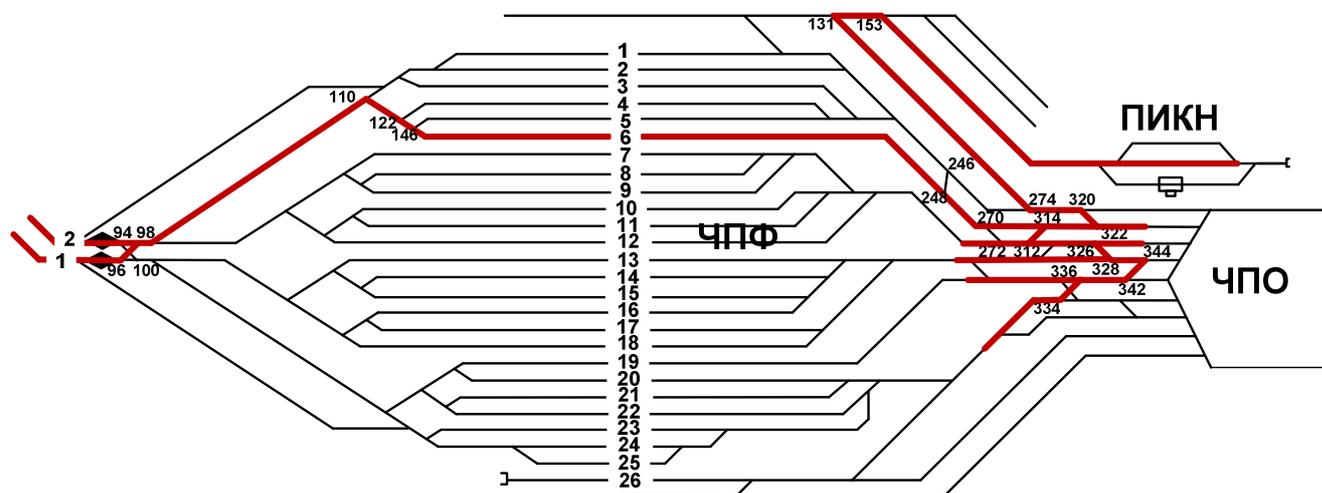


Рисунок 2.14 – Элементы парка формирования, занятые при подаче вагонов с коммерческими неисправностями на ПИКН

Однако чаще всего коммерческие неисправности вагонов возникают вследствие их роспуска с сортировочной горки, поэтому теоретически вагоны могут попасть на любой путь парка формирования и может возникнуть необходимость их отцепок с подачей на ПИКН.

Наиболее неблагоприятна подача вагонов на ПИКН с нижних путей сортировочного парка (19 – 25 пути), при которой блокируется вся горловина (заняты стрелки 334, 336, 342, 344, 328, 326, 312, 314, 322, 320, 274, 131, 153) (рисунок 2.13).

Максимальное время на подачу вагонов с ближних путей парка формирования на ПИКН составляет порядка 30 мин., а с дальних – 40 мин.

в) Вагоны с коммерческими неисправностями, требующими отцепок, обнаружены в парке отправления сортировочной станции.

Технология коммерческого осмотра вагонов в поездах своего формирования в парке отправления аналогична технологии в парке прибытия и включает в себя:

а) осмотры состава в процессе движения приемщиками поездов с использованием АСКО ПВ;

б) осмотры состава приемщиками поездов одновременно с обеих сторон.

Время на операции, связанные с коммерческим осмотром, в том числе и на устранение коммерческих неисправностей с момента закрепления состава (предъявления к осмотру) составляет, как правило, не более 45 минут для поездов своего формирования.

Технология работы станции при обнаружении коммерческих неисправностей в парке отправления, не требующих отцепок для их устранения, приведена на рисунке 2.15.

Вагоны с коммерческими неисправностями, требующие отцепок на ПИКН, могут быть обнаружены на любом из путей парка отправления ЧПО (пути 1 – 9) (рисунок 2.16).

Подача на ПИКН из парка отправления ЧПО производится свободным маневровым локомотивом, работающим в отправлении. Наименьшая враждебность в горловине, а также минимальные межоперационные задержки возникают при подаче вагонов с 1 или 2 пути парка отправления ЧПО. При этом заняты следующие стрелки: 358, 356, 320, 274, 131, 153 (рисунок 2.17).

Наиболее неблагоприятным вариантом является подача вагонов на ПИКН с нижних путей парка отправления (6 – 9 пути ЧПО), при которой блокируется вся горловина (заняты стрелки 348, 346, 340, 338, 334, 336, 342, 344, 328, 326, 312, 314, 320, 274, 131, 153) (рисунок 2.17).

Максимальное время на подачу вагонов с верхних путей парка формирования на ПИКН составляет 15 мин., а с нижних – 25 мин.

Наименование операции	Продолжительность операции, мин.						Исполнитель	
	До перестановки	После прибытия						
		10	20	30	40			
Информирование работников ПКО о времени перестановки, номере состава и пути							ДСП парка отправления	
Регистрация сведений о поезде в книге формы ГУ-98	■						Оператор ПКО, приемщики поездов	
Уведомление об ограждении состава поезда		■ 5			45		Дежурный по станции	
Коммерческий осмотр состава путем обхода			■ 45				Приемщики поездов парка	
Устранение коммерческих неисправностей			■ 45				Приемщики поездов парка	
Уведомление оператора ПКО о выявленных неисправностях и их устранении		■ 1	■ 1	■ 1			Приемщики поездов парка	
Уведомление оператора ПКО и ДСП об окончании осмотра						■ 1	Приемщики поездов парка	
Уточнение сведений по документам, оформление актов общей формы		■ 1	■ 1	■ 1			Оператор ПКО	
Вложение актов общей формы в перевозочные документы					■ 6		Оператор ПКО	
Оформление результатов осмотра в книге формы ГУ-98						■ 1	Оператор ПКО, приемщики поездов парка	
Общее время		■						

Рисунок 2.15 – Технология работы при обнаружении коммерческих неисправностей, не требующих отцепок для их устранения, в поездах своего формирования в парке отправления сортировочной станции

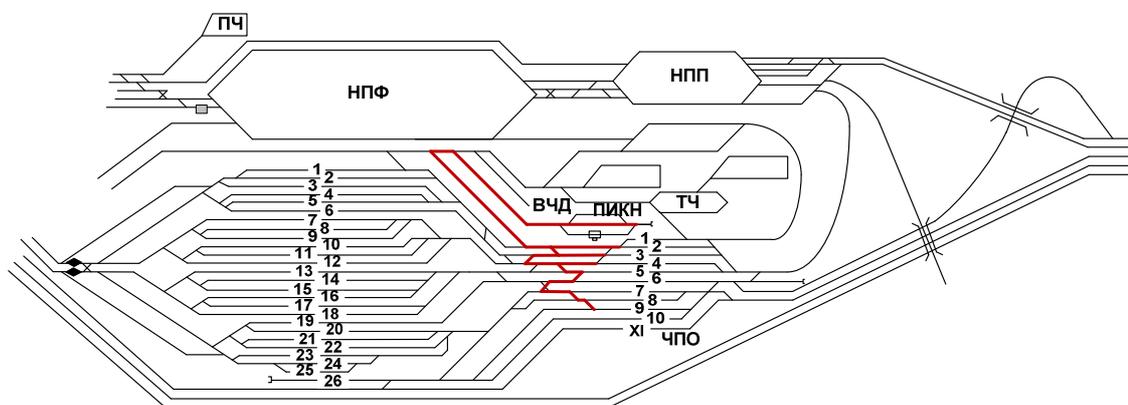


Рисунок 2.16 – Элементы горловины парка отправления, занятые при подаче вагонов на ПИКН

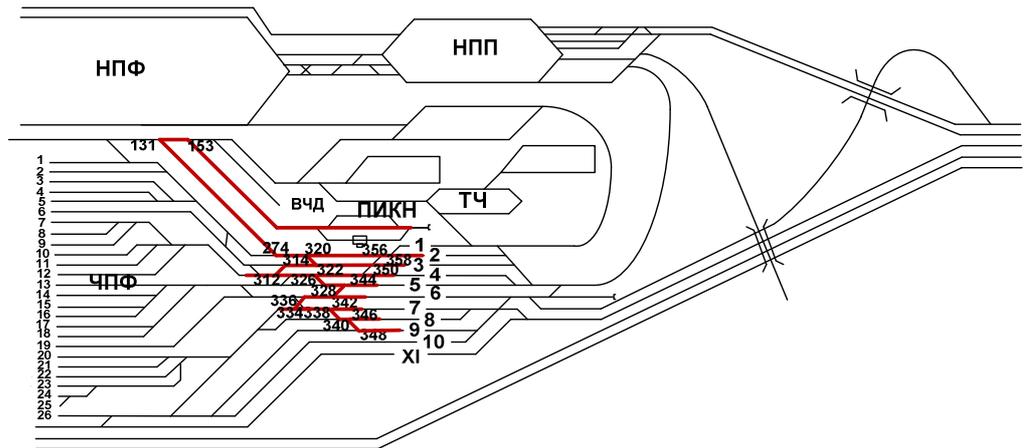


Рисунок 2.17 – Элементы горловины парка отправления, занятые при подаче вагонов из парка отправления в ПИКН

Таким образом, наименьшие технологические потери на рассмотренной сортировочной станции будут возникать при подаче неисправных в коммерческом отношении вагонов с 1 – 3 путей парка прибытия, 1 – 6 путей парка формирования и 1 – 3 путей парка отправления, т.е. с пучков парков, расположенных по одну сторону с ПИКН.

Существующая технология роспуска и осаживания вагонов с коммерческими неисправностями на 6 путь парка формирования является наиболее предпочтительной, так как обеспечивает наименьшую загрузку выходной горловины парка формирования, а также минимальную враждебность.

Для снижения технологических рисков на станциях от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями, загруженными автотехникой, необходимо предусмотреть индивидуальные требования к роспуску вагонов с ней, а также рекомендовать персоналу станций уделять вагонам с такими грузами особое внимание.

В качестве альтернативного способа работы на станциях с вагонами, загруженными автотехникой, позволяющего уменьшить технологические и экономические потери от коммерческих неисправностей, предлагается осаживание через горку на пути парка формирования маневровыми локомотивами, работающими в парках формирования. Несмотря на дополнительную загрузку маневровых локомотивов, данное мероприятие позволит предотвратить коммерческие неисправности вагонов с автотехникой вследствие несоблюдения скоростей роспуска.

2.3 Модель оценки экономических последствий от отцепок вагонов с автотехникой для устранения коммерческих неисправностей

В условиях экономически нестабильной ситуации для ОАО «РЖД» актуальным является вопросы оптимизации производственных процессов и оценки эффективности совершенствования существующих технологий.

В настоящее время отцепки вагонов с коммерческими неисправностями ведут к большим технологическим и экономическим потерям для ОАО «РЖД», однако модели оценки экономических последствий не существует.

В связи с этим в работе предлагается с использованием статистической стационарной отчетности и данных, полученных при имитационном моделировании, построить оригинальную модель оценки экономических последствий для ОАО «РЖД» от отцепок на станциях коммерчески неисправных вагонов с грузами [121].

Разработанная модель показана на рисунке 2.18.

Исходные данные для предложенной модели (блок 1 на рисунке 2.18) формируются на основании стационарной отчетности. Прежде всего выявляются основные технологические показатели станции (простои, задержки, вагоно-часы и т.д.).

При невозможности определения отдельных показателей, необходимых при построении модели оценки экономических последствий ОАО «РЖД» от отцепок на станциях коммерчески неисправных вагонов с грузами, а также для уточнения существующих параметров предлагается использовать имитационное моделирование стационарных процессов.

Как известно, формирование статистических данных сопряжено с большой долей человеческого фактора, поэтому многие статистические данные не соответствуют истинным процессам. Применение имитационного моделирования позволит предусмотреть различные технологические варианты работы с коммерчески

неисправными вагонами и максимально приблизить предлагаемую модель к действительности.



Рисунок 2.18 – Модель оценки экономических последствий для ОАО «РЖД» отцепок вагонов с автотехникой для устранения коммерческих неисправностей

На примере покажем формирование 2 и 3 блока модели.

Для примера расчета выбрана крупная сортировочная станция сети, рассмотрена технология работы с коммерчески неисправными вагонами, загруженными автотехникой. При этом рассмотрен наиболее распространенный вариант подачи вагонов с коммерческими неисправностями на ПИКН: из парка формирования на ПИКН.

Для расчета будем использовать данные и обозначения, приведенные в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные статистические данные для построения модели

Исходные данные	Средняя величина
Количество вагонов в подаче, m , ваг.	1
Количество локомотивов для подачи, $M_{ман}$, лок.	1
Маневровые локомотиво-часы, $T_{ман}$, лок-ч	0,5
Вагоно-часы простоя до подачи на ПИКН, $E_{вч}$, ваг-ч	6,5
Вагоно-часы простоя до момента прицепки вагона в поезд своего формирования, $E_{вч1}$, ваг-ч	6,5
Время работы козлового крана для устранения коммерческой неисправности, $t_{кр}$, ч	0,5
Время работы приемосдатчиков по устранению коммерческой неисправности, $t_{псд}$, ч	2
Нормативное время устранения коммерческих неисправностей на ПИКН (2 суток), $t_{кн}$, ч	48
Сверхнормативное время устранения коммерческих неисправностей на ПИКН (от 2 до 5 суток), $t_{кн1}$, ч	84
Сверхнормативное время устранения коммерческих неисправностей на ПИКН (от 5 до 10 суток), $t_{кн2}$, ч	180
Сверхнормативное время устранения коммерческих неисправностей на ПИКН (10 суток), $t_{кн3}$, ч	240
Количество приемосдатчиков на ПИКН, занятых на исправлении коммерческой неисправности, $m_{псд}$	2
Количество козловых кранов на ПИКН, занятых на исправлении коммерческой неисправности, $n_{кр}$	1
Количество машинистов козлового крана, занятых на исправлении коммерческой неисправности, $m_{кр}$	1

При построении модели будем использовать расходные ставки, полученные из актуального дорожного перечня единичных и укрупненных расходных ставок (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Расходные ставки для построения модели

Наименование расходной ставки	Значение
Стоимость маневрового локомотиво-часа (тепловозная тяга) $e_{лч}$, руб./лок-ч	1604
Ставка за занятие инфраструктуры, $e_{вч}$, руб./ваг-ч	9,58
Стоимость реквизита крепления для исправления коммерческих неисправностей, $e_{рекв.}$, руб./ваг.	3000
Ставка оплаты труда приемосдатчика на ПИКН, $e_{псд.}$, руб./ч	140
Ставка оплаты труда машиниста козлового крана на ПИКН, $e_{кр.}$, руб./ч	150
Стоимость 1 кВт-ч электроэнергии, $e_{эл.}$, руб./ч	3,4
Средняя провозная плата за перевозку грузов на колесном ходу, $e_{пл.}$, руб./ваг.	49000

Величина провозной платы в модели принята как среднее значение провозной платы для автотехники, полученное из выборки, сформированной с использованием баз данных ОАО «РЖД».

В расчетах также будем использовать анализ соблюдения сроков нахождения вагонов с грузами на колесном ходу под устранением коммерческих неисправностей [7], согласно которому лишь 75% таких вагонов простаивают без превышения нормативного срока (2 суток), 17% – с превышением нормативного срока (от 2 до 5 суток), 5% – с превышением нормативного срока (от 5 до 10 суток), 3% – с превышением нормативного срока (более 10 суток).

С использованием данных таблиц 2.1 и 2.2 определим средние годовые экономические последствия ОАО «РЖД» от отцепок коммерчески неисправных вагонов с автотехникой, учитывая, что в 2014 г. был отцеплен $n = 2681$ вагон. (таблица 2.3).

Таблица 2.3 – Оценка экономических последствий ОАО «РЖД» от отцепок коммерчески неисправных вагонов с автотехникой

Наименование затрат	Формула	В год, тыс. руб.
Затраты на маневровые передвижения	$C_{\text{ман}} = n \cdot T_{\text{ман}} \cdot M_{\text{ман}} \cdot e_{\text{лч}}$	2150
Стоимость простоя вагонов до подачи на ПИКН	$C_{\text{вч}} = n \cdot E_{\text{вч}} \cdot e_{\text{вч}}$	167
Стоимость простоя вагонов до момента прицепки вагона в поезд своего формирования после устранения коммерческих неисправностей	$C_{\text{вч1}} = n \cdot E_{\text{вч1}} \cdot e_{\text{вч}}$	167
Стоимость занятия инфраструктуры при исправлении коммерческой неисправности в течение нормативного срока (2 суток)	$C_{\text{кн}} = 0,75 \cdot n \cdot t_{\text{кн}} \cdot e_{\text{вч}}$	925
Стоимость занятия инфраструктуры при исправлении коммерческой неисправности от 2 до 5 суток	$C_{\text{кн1}} = 0,17 \cdot n \cdot t_{\text{кн1}} \cdot e_{\text{вч}}$	367
Стоимость занятия инфраструктуры при исправлении коммерческой неисправности от 5 до 10 суток	$C_{\text{кн2}} = 0,05 \cdot n \cdot t_{\text{кн2}} \cdot e_{\text{вч}}$	231
Стоимость занятия инфраструктуры при исправлении коммерческой неисправности более 10 суток	$C_{\text{кн3}} = 0,03 \cdot n \cdot t_{\text{кн3}} \cdot e_{\text{вч}}$	185
Стоимость реквизита крепления	$C_{\text{рекв.}} = n \cdot e_{\text{рекв.}}$	8043
Затраты на оплату труда работников, занятых на исправлении коммерческих неисправностей	$C_{\text{раб.}} = n \cdot m_{\text{псд}} \cdot t_{\text{псд}} \cdot e_{\text{псд.}} + n \cdot n_{\text{кр.}} \cdot m_{\text{кр.}} \cdot t_{\text{кр.}} \cdot e_{\text{кр.}}$	1702
Затраты на работу козлового крана	$C_{\text{кр.}} = n \cdot t_{\text{кр.}} \cdot e_{\text{эл.}}$	5
Ущерб от претензий в просрочке доставки грузов (2 сут.)	$C_{\text{дост.}} = 0,75 \cdot n \cdot t_{\text{кн.}} / 24 \cdot 0,09 \cdot e_{\text{пл.}}$	17735
Ущерб от претензий в просрочке доставки грузов (от 2 до 5 сут.)	$C_{\text{дост.1}} = 0,17 \cdot n \cdot t_{\text{кн1}} / 24 \cdot 0,09 \cdot e_{\text{пл.}}$	7035
Ущерб от претензий в просрочке доставки грузов (от 5 до 10 сут.)	$C_{\text{дост.2}} = 0,05 \cdot n \cdot t_{\text{кн2}} / 24 \cdot 0,09 \cdot e_{\text{пл.}}$	4434
Ущерб от претензий в просрочке доставки грузов (более 10 сут.)	$C_{\text{дост.3}} = 0,03 \cdot n \cdot t_{\text{кн3}} / 24 \cdot 0,09 \cdot e_{\text{пл.}}$	3547
ИТОГО	$C = \sum C_n$	46692

Таким образом, затраты ОАО «РЖД» на исправление коммерческих неисправностей вагонов с автотехникой, в 2014 г. составили 13,941 млн. руб. Ущерб от предъявления претензий в просрочке доставки составили 32,75 млн.руб. Общие экономические потери ОАО «РЖД» от отцепок коммерчески неисправных вагонов с автотехникой составили – 46,692 млн.руб. [121]

Следует отметить, что используя построенную модель и изменяя исходные параметры возможно исследовать влияние динамики отцепок вагонов с коммерческими неисправностями на станциях на экономические последствия ОАО «РЖД».

Выводы к главе 2

1. С использованием системы ИСТРА и статистических данных доказано, что коммерческие неисправности негативно влияют на важнейшие технологические параметры сортировочных станций: увеличивают простой вагонов, снижают перерабатывающую способность станций. При этом повышаются риски нарушения сроков доставки.

2. Анализ работы сортировочной станции позволил выделить основные технологические линии при подаче коммерчески неисправных вагонов из каждого парка в ПИКН. Выявлено, что наименьшие технологические потери на рассмотренной сортировочной станции будут возникать при подаче неисправных в коммерческом отношении вагонов с пучков парков, расположенных по одну сторону с ПИКН.

3. Предложен альтернативный способ работы на сортировочных станциях с вагонами, загруженными автотехникой. Осаживание вагонов с данными грузами через сортировочную горку на пути парка формирования маневровым локомотивами, работающими в парках формирования, позволит предотвратить коммерческие неисправности вагонов с данными грузами.

4. Разработана оригинальная модель оценки экономических последствий для ОАО «РЖД» от отцепок на станциях коммерчески неисправных вагонов с грузами. С использованием модели выявлено, что общие экономические потери ОАО «РЖД» от отцепок коммерчески неисправных вагонов с автотехникой составляют ежегодно порядка 47 млн.руб. в год.

ГЛАВА 3. ТЕХНОЛОГИЯ РАСЧЕТА КРЕПЛЕНИЙ АВТОТЕХНИКИ НА ОТКРЫТОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ С УЧЕТОМ ЕЕ СВОЙСТВ И ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ СИЛ

В данной главе приведены результаты аналитического решения задач определения продольных, поперечных, вертикальных сдвигов автотехники при ее перевозке на открытом подвижном составе. Приведена методика расчета эквивалентной жесткости автотехники в вертикальном направлении, в которой учитываются ее индивидуальные параметры. Кроме того, выполнен анализ вертикальных колебаний, возникающих при перевозке автотехники на открытом подвижном составе.

3.1 Построение расчетных схем креплений автотехники на открытом подвижном составе

В настоящее время достаточно много работ [13, 122 – 128] посвящены исследованиям креплений грузов на открытом подвижном составе при воздействии на систему «вагон – крепления – груз» пространственной системы сил. Следует отметить, что под пространственной системой сил в механике понимают такую систему сил, линии действия которых не лежат в одной плоскости [129].

Во всех вышеуказанных работах рассматриваются грузы с плоским основанием, т.е. грузы своим основанием полностью опираются на пол вагона, при этом вертикальные колебания груза отсутствуют и соответственно их смещения по вертикали не рассматриваются. Кроме того, груз рассматривается в относительном равновесии (покое).

В данной работе рассматриваются обрессоренные грузы на колесном ходу (автотехника). Такие грузы имеют собственное рессорное подвешивание и упруго-диссипативные элементы (резиновые шины, упругие элементы подвески и т.п.),

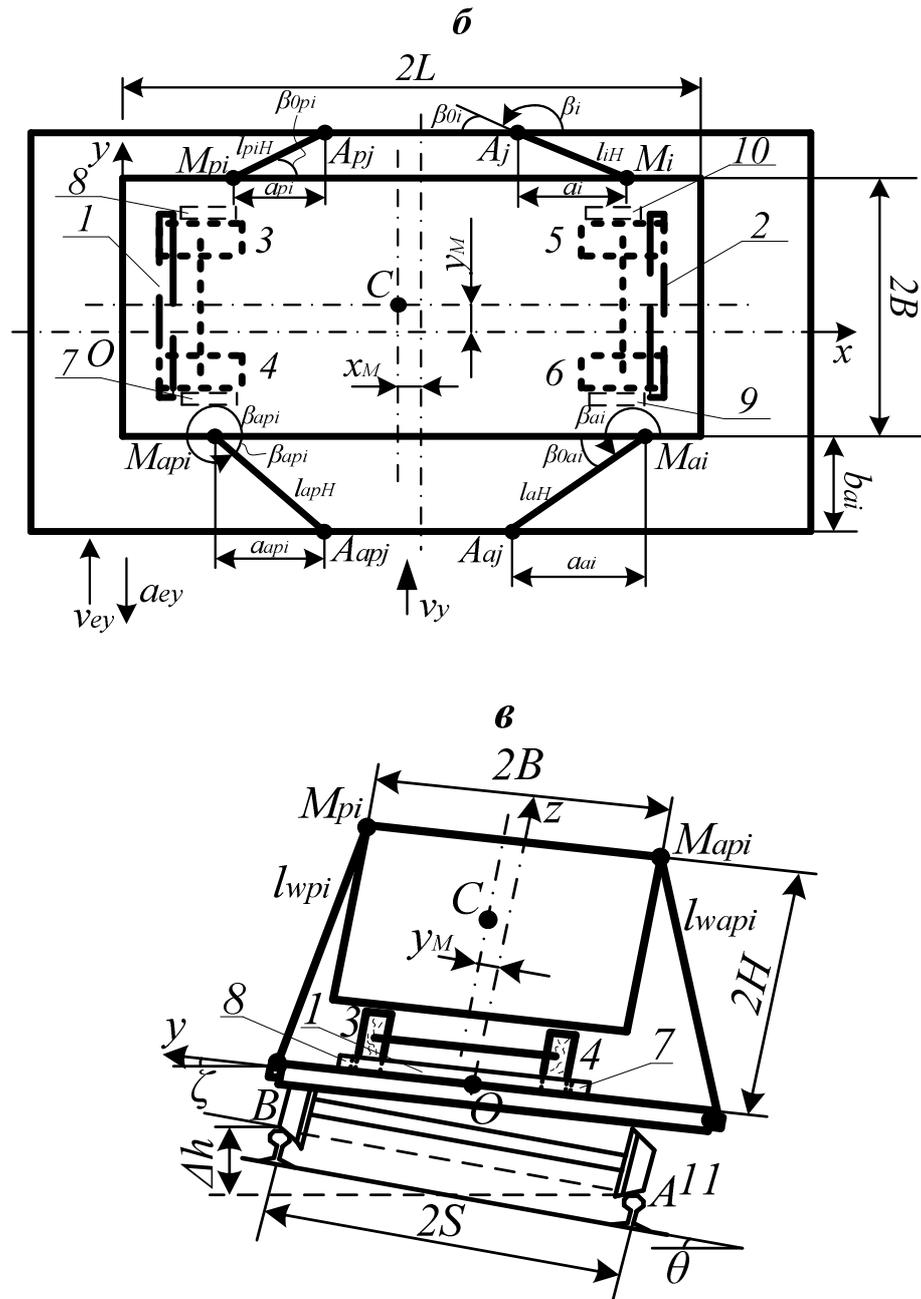


Рисунок 3.1 – Схема размещения и крепления автотехники в вагоне:
 а – аксонометрия; б – то же, вид сверху; в – то же, вид сбоку

На рисунке 3.1 приняты следующие обозначения [2, 3, 13, 126]: j и i – индексы, показывающие количество стоечных скоб вагона и упругих элементов креплений ($i = \overline{1, n_p}$ – количество гибких элементов креплений); $2L$, $2B$ и $2H$ – соответственно длина, ширина и высота груза; a_i и a_{ai} – проекции гибких элементов

креплений одного направления на продольную ось вагона x (a_{pi} и a_{api} – то же другого направления); b_i и b_{ai} – проекции гибких элементов креплений одного направления на поперечную ось вагона y (b_{pi} и b_{api} – то же другого направления); h_i , h_{ai} , h_{pi} и h_{api} – проекции гибких элементов креплений на вертикальную ось вагона z ; l_i и l_{ai} – длина гибких упругих элементов креплений одного направления (l_{pi} и l_{api} – то же другого направления); l_{wi} и l_{wai} – проекции длины гибких упругих элементов креплений одного направления на поперечную ось вагона y (l_{wpi} и l_{wapi} – то же другого направления); α_i и α_{ai} – углы, которые образуют элементы креплений с плоскостью пола вагона одного направления (α_{pi} и α_{api} – то же другого направления); β_i и β_{ai} – углы, которые образуют проекции элементов креплений (l_{iH} , l_{aiH} , l_{piH} , l_{apiH}) на плоскость пола вагона одного направления с осью x (β_{pi} и β_{api} – то же другого направления) (β_{0i} , β_{0ai} , β_{0pi} и β_{0api} – те же углы, только острые); Δh – возвышение наружной рельсовой нити относительно внутренней; $2S$ – расстояние между кругами катания колёсной пары вагона колеи 1520 мм ($2S = 1580$ мм); θ – угол, характеризующий возвышение наружной рельсовой нити относительно внутренней; ξ – угол, учитывающий наклон рамы вагона с грузом при его смещении на продольную ось вагона x на величину $\pm xM$; ζ – угол, учитывающий наклон рамы вагона с грузом при его смещении на поперечную ось вагона y на величину $\pm yM$.

Для решения данной задачи будем использовать основной закон динамики для относительного движения точки, так как воздействие подвижного состава

будут испытывать только средства креплений. Математически данный закон записывается уравнением вида [13]:

$$M\bar{a}_r = \bar{F} + \bar{R} + \bar{I}_e + \bar{I}_c, \quad (3.1)$$

где M – масса материальной точки (груза); \bar{F} – активные силы; \bar{R} – реакции связей; \bar{I}_e – переносная сила инерции; \bar{I}_c – сила инерции Кориолиса.

Пусть аналогично [126 – 128] подвижной состав движется на спуск под углом ψ_0 (0,006 – 0,021 рад или 0,344 – 1,2 град, что соответствует уклону пути в пределах от 6 до 21‰) как в режиме отпуска, так и в режиме служебного торможения со скоростью v по кривому участку пути с радиусом кривизны ρ траектории в данной точке кривой [2, 5]. Неровности пути будем описывать периодической функцией.

Будем считать, что в режимах резкого отпуска и служебного торможения происходит явление «рыскания», характеризуемое углом ν (или ν_0) (принимается $\nu_0 = 10^\circ$) [13].

Вагон движется поступательно со скоростью \bar{v}_e (т. е. переносное движение поступательное ($\bar{\omega}_e = 0$)) с продольным $\bar{a}_x = \bar{a}_{ex}$, поперечным $\bar{a}_y = \bar{a}_{ey}$ и вертикальным $\bar{a}_z = \bar{a}_{ez}$ переносными ускорениями, возникающими от волны неровности пути из-за отклонения норм его содержания, наличия технологического зазора между гребнями колёс и рельсовыми нитями, конструктивных особенностей вагона, а также по другим причинам [2, 3].

Примем, что автотехника размещается на пол вагона и удерживается от сдвига гибкими и упорными средствами креплений. Груз закреплён гибкими элементами креплений к увязочным устройствам вагона в точках A_j , A_{aj} , A_{pj} и A_{apj} , а к его грузовым петлям – в точках M_i , M_{ai} , M_{pi} и M_{api} (рисунок 3.1). Пусть деревянные бруски (поз. 1, 2, 7 – 10 на рисунке 3.1) установлены вплотную к

пинам в продольном и поперечном направлении и прикреплены к полу вагона крепежными изделиями (гвоздь) согласно требованиям ТУ [1].

Будем иметь в виду, что средства крепления автотехники, относятся к классу неудерживающих (односторонних, освобождающих), геометрических и голономных связей [2, 13, 131, 132]. При этом пол вагона считаем основной связью, а средства крепления – дополнительными связями.

Гибкие проволочные элементы крепления автотехники (растяжки), которые подвергаются предварительному натяжению в пределах от 15 до 25 кН (принимаем равным 20 кН) и могут при воздействии внешних сил испытывать значительные деформации, будем моделировать гибкими неудерживающими связями [13]. Допускаем, что такие связи согласно аксиоме отвердевания геометрической статики можно рассматривать как прямолинейные стержни, испытывающие одноосное растяжение. В соответствии с этим, коэффициенты жёсткости таких связей можно найти из зависимостей, соответствующих одноосному растяжению прямолинейного стержня.

Считаем, что внешние связи испытывают воздействия веса груза \bar{G} , продольной (\bar{I}_{ex}), поперечной (\bar{I}_{ey}), вертикальной (\bar{I}_{ez}) переносных сил инерции; силы аэродинамического сопротивления \bar{F}_B и нормальной силы инерции (\bar{I}_n), учитывающей движение подвижного состава по кривому участку пути. Направление продольной относительной скорости воздуха $\bar{v}_x = \bar{v}_{ex}$ противоположно движению подвижного состава. Воздействие поперечной составляющей скорости воздуха $\bar{v}_y = \bar{v}_{ey}$ испытывает боковая поверхность груза, расположенная со стороны внутренней рельсовой нити.

Считаем, что пространственные системы сил (продольные, поперечные и вертикальные) воспринимаются гибкими элементами креплений и упорными брусками, расположенными противоположно действию этих сил, а элементы

креплений противоположного направления провисают (т. е. теряют свойства связи) [2, 5, 13].

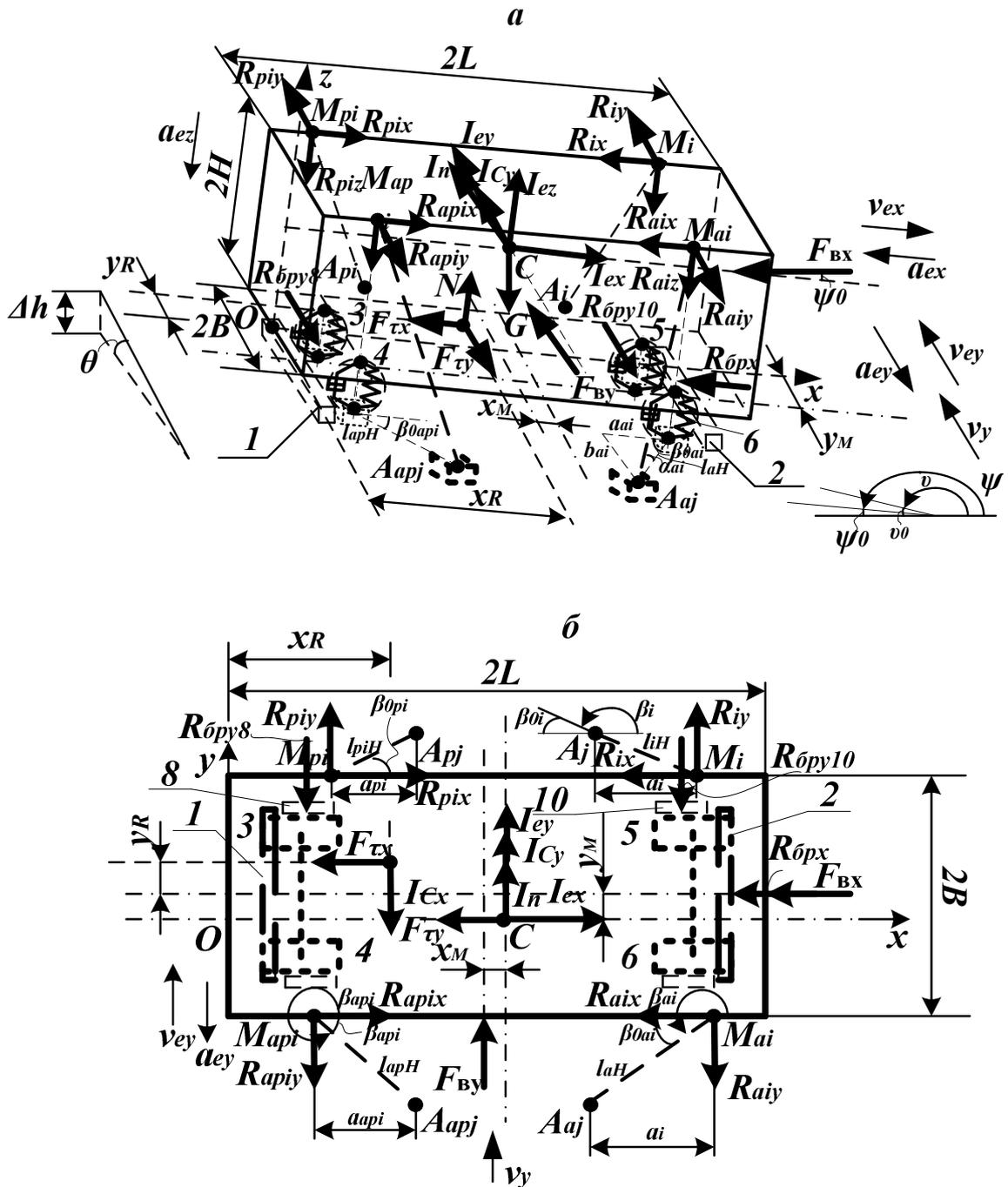
Таким образом, гибкие элементы (дополнительные связи) препятствуют удалению петель (точки M_i, M_{ai}) в продольном направлении от точек закрепления этих элементов к раме вагона (точки A_j, A_{aj}) при движении подвижного состава как по прямому, так и по кривому участкам пути при различных режимах торможения и при соударениях вагонов в сортировочных парках станций [13]. В поперечном направлении гибкие элементы препятствуют удалению грузовых петель (точки M_{api}, M_{ai}) от стоечных скоб вагона (точки A_{api}, A_{aj}). В таких связях возникают реакции, направленные вдоль упругих элементов к точкам их закрепления.

Для моделирования нагруженности креплений автотехники при перевозке составим расчетную схему с использованием рисунка 3.1 и классического принципа геометрической статики – принципа освобожденности от связей [2, 13, 131].

Влияние отброшенных внешних связей заменяют реакциями $\bar{R} \in (\bar{F}_x, \bar{F}_y, \bar{N})$ (рама платформы) и \bar{R}_i, \bar{R}_{ai} (гибкие элементы креплений одного направления и другого направления – $\bar{R}_{pi}, \bar{R}_{api}$); $\bar{R}_{бр} \in (\bar{R}_{бр.x}, \bar{R}_{бр.y})$ – неизвестными реакциями упорных брусков, удерживающих груз от сдвига как вдоль, так и поперёк вагона (причём $R_{бpy}$ – является результирующей реакцией двух брусков 8 и 10, уложенных вплотную к боковым стенкам шины: $R_{бpy} = R_{бр8y} + R_{бр10y}$) (рисунок 3.1). Реакция брусков $R_{брx}$ также может быть результирующей двух реакций, если в продольном направлении каждая шина закреплена от перекатывания отдельным упорным бруском.

Из теории автомобилей известно [111], что шины можно представлять различными моделями. В данной работе при построении расчетной схемы

размещения и крепления автотехники в вагоне шины будем показывать наиболее распространенной моделью, которая представляет собой пружину с линейной характеристикой, параллельно соединенную с демпфирующим элементом (поз. 3, 4, 5, 6 на рисунке 3.2).



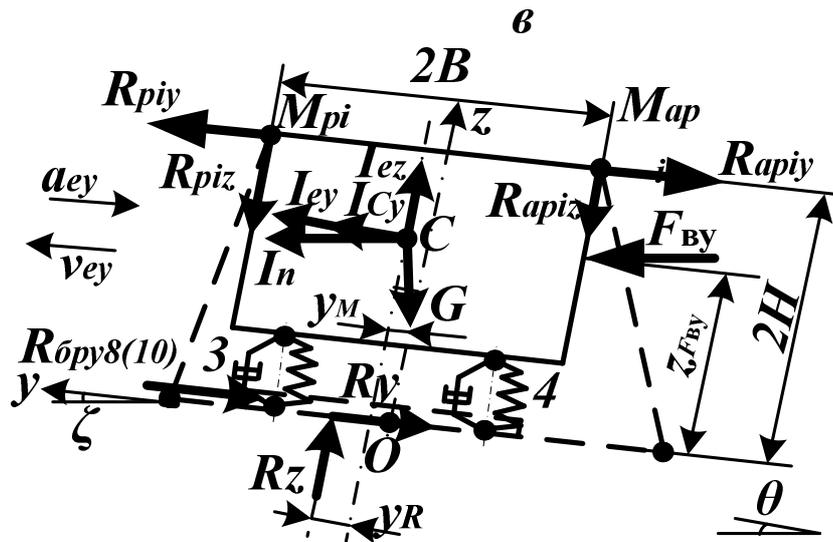


Рисунок 3.2 – Расчетная схема размещения и крепления автотехники в вагоне:

a – аксонометрия; b – то же, вид сверху; b – то же, вид сбоку

Реакцию \bar{R} внешней связи в проекциях на оси координат представляет собой нормальную \bar{N} , горизонтальную \bar{F}_x , поперечную \bar{F}_y составляющие, т. е.

$$\bar{R}_k = F_{kx} \cdot \bar{i} + F_{ky} \cdot \bar{j} + N \cdot \bar{k}.$$

Координаты x_R, y_R – точки приложения реакции внешней связи $\bar{R} \in (\bar{F}_x, \bar{F}_y, \bar{N})$ неизвестны и подлежат определению.

К грузу приложим активные (G, I_e, F_B) и реактивные ($R, R_i, R_{бр}$) силы. Активные силы условно приложим к центру масс материальной системы (груза) C , а в действительности их испытывают внешние связи и они направлены от объекта, реактивные силы $\bar{R} \in (\bar{F}_x, \bar{F}_y, \bar{N})$ (результатирующая реакция пола вагона представляет собой сумму реакций от каждой шины автотехники, т.е.

$$\bar{R} = \sum_{k=1}^n \bar{R}_k, \text{ где } n - \text{общее количество шин автотехники, } k = \overline{1, n} - \text{количество}$$

шин автотехники) – к объекту, а реактивные силы гибких элементов креплений

как одного направления \bar{R}_i, \bar{R}_{ai} , так и другого направления $\bar{R}_{pi}, \bar{R}_{api}$ – от объекта.

Следует отметить, что для внешних связей (вагон, реквизит крепления) переносные силы инерции являются реальными силами, точки приложения которых неизвестны [13]. В расчетной модели крепления автотехники эти силы условно прикладывают к центру ее масс (рисунок 3.2).

Сила аэродинамического сопротивления представляет собой выражение:

$$\bar{F}_B = F_{Bx} \cdot \bar{i} + F_{By} \cdot \bar{j} + F_{Bz} \cdot \bar{k}, \quad \text{где } F_{Bx}, F_{By}, F_{Bz} \text{ – проекции силы } \bar{F}_B$$

на координатные оси. Координаты $x_{F_B}, y_{F_B}, z_{F_B}$ – точки приложения силы аэродинамического сопротивления \bar{F}_B известны. Они находятся в геометрических центрах площадей каждой торцевой поверхности автотехники.

Особо подчеркнём, что к реактивным (неизвестным, подлежащим нахождению) силам с координатами точек приложения относятся [2]: $\bar{R}(x_R, y_R)$ – реакция основной связи (пол вагона) с неизвестными координатами точек приложения

x_R и y_R , причём $\bar{R} = \sum_{k=1}^n \bar{R}_k$, а $\bar{R}_k = F_{kx} \cdot \bar{i} + F_{ky} \cdot \bar{j} + N \cdot \bar{k}$, где \bar{N} – нормальная,

\bar{F}_{kx} – горизонтальная, \bar{F}_{ky} – поперечная составляющая реакции пола вагона;

$\bar{R}_i(x_i, y_i, z_i)$ – натяжения (усилия) в i -х гибких упругих элементах креплений груза с заданными координатами точек приложения x_i, y_i и z_i , причём

$\bar{R}_i = R_{ix} \bar{i} + R_{iy} \bar{j} + R_{iz} \bar{k}$, где R_{ix}, R_{iy}, R_{iz} – проекции натяжений \bar{R}_i на координатные

оси x, y и z ; $i = \overline{1, n_p}$ – количество гибких упругих элементов креплений. К реак-

тивным силам также относятся $\bar{R}O_i(x_i, y_i, z_i)$ – натяжения предварительных скруток в i -х гибких элементах креплений (известных по модулю, направлению и точ-

кам приложения), где RO_{ix} , RO_{iy} , RO_{iz} – проекции натяжений \overline{RO}_i на координатные оси x , y и z .

Кроме того, в задачах креплений автотехники неизвестными являются сдвиги груза вдоль (Δx), поперёк (Δy) вагона и по вертикали (Δz), а также поворот ($\Delta \varphi$) вокруг вертикальной оси z .

3.2 Математические модели креплений автотехники на открытом подвижном составе

Для разработки математической модели крепления автотехники на открытом подвижном составе воспользуемся основным законом относительного переносного движения груза (3.1). Применительно к расчетной схеме, показанной на рисунке 3.2, $\overline{F} \in (\overline{G}, \overline{I}_n)$ – активные силы, причём \overline{I}_n – нормальная сила инерции, учитывающая только ускоренность движения подвижного состава по криволинейному участку пути; \overline{R} – реактивная сила; $\overline{I}_e \in (\overline{I}_{ex}, \overline{I}_{ey}, \overline{I}_{ez})$ – продольная, поперечная и вертикальная переносные силы инерции, \overline{I}_C – сила инерции Кориолиса.

Допустим, что груз совершает движение относительно пола вагона с ускорением \overline{a}_r и пусть в этот момент его скорость будет \overline{v}_r . Тогда уравнение (3.1) в проекциях на оси координат можно записать в виде:

$$I_{ex} - I_{Cx} + (G_x - F_{B.x}) - F_{ix} - F_{\alpha} - R_{\text{брх}} = Ma_{rx} - I_{\alpha}; \quad (3.2)$$

$$I_{ey} + I_{Cy} + (I_{ny} + F_{B.y}) - G_y - F_{iy} - F_{\gamma} - F_y - R_{\text{бpy}} = Ma_{ry}; \quad (3.3)$$

$$-(G_z - I_{ez}) + N - F_{iz} - (I_{nz} + F_{B.z}) = Ma_{rz}, \quad (3.4)$$

или с учётом того, что $I_{ny} = -M \frac{v_{ry}^2}{\rho}$ и $I_{\alpha x} = -M \frac{dv_{\alpha x}}{dt}$, где $v_{\tau} = v_r$ –

касательная или относительная скорость, перепишем полученные выражения в виде:

$$I_{ex} - I_{Cx} + (G_x - F_{в.х}) - F_{ix} - F_{\alpha x} - R_{\text{бpx}} = M(a_{rx} + \frac{dv_{rx}}{dt}); \quad (3.5)$$

$$I_{ey} + I_{Cy} - (G_y - F_{в.у}) - F_{iy} - F_{\tau y} - F_y - R_{\text{бpy}} = M(a_{ry} + \frac{v_{ry}^2}{\rho}); \quad (3.6)$$

$$-(G_z - I_{ez}) + N - F_{iz} - (I_{nz} + F_{в.з}) = Ma_{rz}. \quad (3.7)$$

Учитывая, что груз движется с заданной относительной скоростью \bar{v}_r , т. е. при $\bar{v}_r = const$, окончательно представим полученные выражения в виде:

$$I_{ex} - I_{Cx} + (G_x - F_{в.х}) - F_{ix} - F_{\alpha x} - R_{\text{бpx}} = Ma_{rx}; \quad (3.8)$$

$$I_{ey} + I_{Cy} - (G_y - F_{в.у}) - F_{iy} - F_{\tau y} - F_y - R_{\text{бpy}} = M(a_{ry} + \frac{v_{ry}^2}{\rho}); \quad (3.9)$$

$$-(G_z - I_{ez}) + N - F_{iz} - (I_{nz} + F_{в.з}) = Ma_{rz}, \quad (3.10)$$

где Ma_{rx} , Ma_{ry} , Ma_{rz} – проекции относительной силы инерции на оси координат; $\bar{I}_C \in (\bar{I}_{Cx}, \bar{I}_{Cy})$ – силы инерции Кориолиса; $\bar{G} \in (\bar{G}_x, \bar{G}_y, \bar{G}_z)$ – проекции силы тяжести груза на оси координат; $\bar{I}_e \in (\bar{I}_{ex}, \bar{I}_{ey}, \bar{I}_{ez})$, \bar{I}_n и $\bar{F}_в \in (\bar{F}_{в.х}, \bar{F}_{в.у}, \bar{F}_{в.з})$ – активные силы; $\bar{F}^{(i)}$, \bar{F}_y , $\bar{R} \in (\bar{F}_{\alpha}, \bar{F}_{\tau}, \bar{N})$, $\bar{R} \in (\bar{F}_{\alpha}, \bar{F}_{\tau}, \bar{N})$, $\bar{R}_{\text{бp}} \in (\bar{R}_{\text{бp.х}}, \bar{R}_{\text{бp.у}})$ – реактивные силы. Причём $\bar{F}^{(i)}$ – упругие силы (натяжение) дополнительной связи (гибкие элементы крепления груза); \bar{F}_y – поперечная сила, препятствующая перемещению шины по полу вагона; \bar{N} и \bar{F}_{α} ,

\bar{F}_{xy} – нормальная и касательная составляющие реакции вагона (связи) \bar{R} ;
 $\bar{R}_{бр.х}$, $\bar{R}_{бр.у}$ – горизонтальная и поперечная составляющие реакции упорных элементов креплений (упорных брусков). Обозначение i в степени упругой силы $\bar{F}^{(i)}$ означает, что сила зависит от количества гибких упругих элементов креплений, но не означает, что её надо суммировать по i . Упругая сила $\bar{F}^{(i)}$ имеет лишь одно значение.

Особо отметим, что в отличие от ранее рассмотренных моделей, в данной работе рассмотрен случай, когда происходит движение груза относительно пола вагона (относительно подвижных осей) с относительным ускорением a_r с заданной относительной скоростью \bar{v}_r . Необходимость учитывать в расчетах данное ускорение подтверждена работами М.Т. Уразбаева [133, 134].

Важным для понимания при разработке математической модели крепления автотехники на открытом подвижном составе является процесс взаимодействия колеса и пола вагона.

Известно [1, 11, 12], что перед погрузкой грузоотправитель обязан проверить работоспособность тормозной системы и после затормозить машину так, чтобы не могло произойти ее самооттормаживание. Данное требование выполняется путем постановки колесной техники на стояночный тормоз или включением пониженной передачи.

Согласно [135] можно выделить следующие технологии перевозки автотехники в зависимости от крепления упорными брусками и затормаживания:

- 1) незаторможенный и неподclinенный груз (крепление только гибкими элементами);
- 2) незаторможенный и частично или полностью подclinенный груз;
- 3) частично или полностью заторможенный груз, но неподclinенный (рисунок 3 глава 7 ТУ [1]);
- 4) частично или полностью заторможенный груз и подclinенный.

В данной работе рассматривается технология крепления частично заторможенной автотехники при ее подклинивании упорными брусками. Данная модель является наиболее распространенной. Механические приводы стояночных тормозных систем грузовых автомобилей фиксируют в неподвижном состоянии обычно задние колеса или колеса задних тележек. Передние колеса, как правило, остаются незаторможенными и при неблагоприятных условиях перевозки могут перекачиваться по полу вагона.

В [136] подробно рассмотрена модель качения колеса с воздействующими на него силами. В математической модели для описания взаимодействия колеса и пола вагона будем использовать силу \overline{F}_y , вычисляемую из следующего выражения [108, 136]:

$$F_y = C_\alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot f(s), \quad (3.11)$$

где C_α – коэффициент бокового увода шин (кН/рад); α – угол бокового увода шин (принимается в пределах $7 - 12^\circ$); $f(s)$ – некоторая функция.

Данная сила относится к удерживающим силам автотехники в поперечном направлении.

Коэффициент бокового увода шин зависит от конструкции шин (радиальная жестче диагональной), давления в шине (с увеличением давления растет коэффициент), продольной реакции и вычисляется в зависимости от ориентации нитей корда в каркасе шины [108].

Для радиальных шин:

$$C_\alpha = 780 \cdot B \cdot (d + 2 \cdot B) \cdot (p + 98), \quad (3.12)$$

где B – ширина профиля шины, м; d – посадочный диаметр шины, м (диаметр обода колеса); p – давление в шине, кПа.

Для диагональных шин:

$$C_\alpha = 500 \cdot B \cdot (d + 2 \cdot B) \cdot (p + 98), \quad (3.13)$$

Функция $f(s)$ имеет следующий вид:

$$f(s) = \begin{cases} s(2-s), & s < 1; \\ 1, & s > 1. \end{cases} \quad (3.14)$$

Коэффициент s вычисляется по формуле:

$$s = \frac{f \cdot F_z}{2 \cdot C_\alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (3.15)$$

где f – коэффициент трения скольжения шины по полу вагона, кН/м.

Также важным параметром является количественная характеристика качения колеса, которая выражается силой сопротивления качению [136]:

$$P_f = \mu \cdot F_z, \quad (3.16)$$

где μ – коэффициент сопротивления качению.

Величина коэффициента сопротивления качению находится по таблицам в пределах 0,007 – 0,30 и зависит от типа, состояния дорожного покрытия, нормальной нагрузки на колеса, скорости движения, температуры шины, давления воздуха в шине [109, 110]. Значение данного коэффициента установлено экспериментами [10] и обычно принимается $\mu = 0,1$.

Таким образом, с использованием выражения (3.16) найдем продольную составляющую реакции пола вагона при перевозке автотехники [136]:

$$\bar{F}_{\text{трх}} = \bar{P}_f + \bar{F}'_{\text{тх}}, \quad (3.17)$$

где \bar{P}_f – сила сопротивления качению шин (3.7); $\bar{F}'_{\text{тх}}$ – сила трения в продольном направлении, направленная по поверхности пола вагона и определяемая по закону Кулона.

Особо отметим, что в частном случае, когда все колеса техники заторможены в формуле (3.17) останется только одно слагаемое $\bar{F}'_{\text{тх}}$, соответствующее трению скольжения резины по полу вагона.

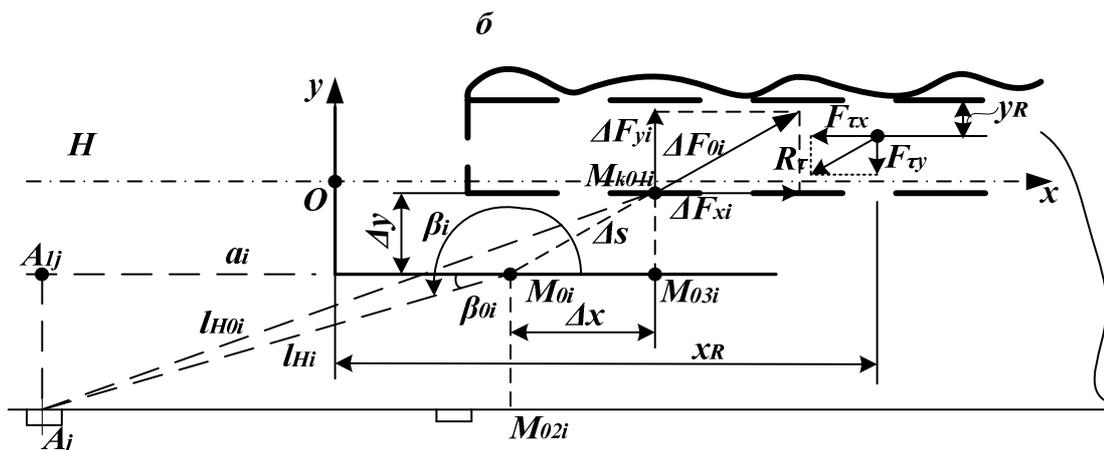


Рисунок 3.3 – Расчетная схема сдвига автотехники при перевозке:
а – аксонометрия; *б* – вид сверху.

На рисунке 3.3 приняты следующие обозначения [2]: A_j – точка, соответствующая расположению стоечной скобы в вагоне (j – количество стоечных скоб); M_i – точки, показывающие монтажные петли и их проекции на горизонтальную и вертикальную плоскости; l_i и a_i , b_i , h_i – длины гибких элементов креплений и их проекции; Δs – сдвиг груза по направлению действия результирующей пространственной системы сил ΔF_i , подлежащий нахождению; $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ – сдвиги автотехники, которые происходят при условии, если значение результирующих активных сил превышает результирующие реактивные; α_i – угол между направлением гибкого элемента крепления и плоскостью пола вагона; α_{0i} – угол между направлением гибкого элемента крепления и плоскостью пола вагона после его вытягивания; β_{0i} – острый угол между направлением гибкого элемента крепления на плоскость пола вагона и продольной осью x ; λ – угол между проекцией ΔF_i на горизонтальную плоскость и осью Ox ; ε – угол между ΔF_i и ее проекцией на горизонтальную плоскость; позициями 3 и 4 обозначены упругие эле-

менты автотехники. Пунктирными линиями показано положение автотехники после ее пространственного сдвига.

При моделировании сил, воспринимаемых гибкими элементами креплений автотехники, воспользуемся понятиями «сдвигающих» и «удерживающих» сил [13].

В рассматриваемой динамической модели «сдвигающая» сила вдоль вагона равна:

$$F_{\text{сд.х}} = I_{\text{ex}} + G_x, \quad (3.19)$$

где \bar{I}_{ex} – продольная переносная сила инерции; G_x – проекция веса груза на ось x , вычисляемая по формуле:

$$G_x = G \sin(\psi_0 + \xi + \nu_0), \quad (3.20)$$

где ψ_0 – уклон пути; ν_0 – угол «рыскания» вагона с грузом; ξ – угол наклона рамы вагона от смещения центра тяжести груза вдоль вагона.

«Удерживающая» сила вдоль вагона равна:

$$F_{\text{уд.х}} = \sum_{i=1}^{n_p} F_{\text{ix}} + F_{\text{вх}} + I_{\text{Cx}} + R_{\text{брх}} + Ma_{\text{rx}}, \quad (3.21)$$

где

$$F_{\text{вх}} = F_{\text{в}} \cos(\psi_0 + \xi + \nu_0), \quad (3.22)$$

Найдем продольную силу, воспринимаемую гибкими элементами креплений автотехники одного направления, как разность «сдвигающих» и «удерживающих» сил [8]:

$$\Delta F_x^{0i} = F_{\text{сд.х}} - F_{\text{уд.х}}. \quad (3.23)$$

«Сдвигающая» сила поперек вагона равна:

$$F_{\text{сд.у}} = I_{\text{ey}} + I_{\text{Cy}} + F_{\text{ву}}, \quad (3.24)$$

где \bar{I}_{ey} – поперечная переносная сила инерции; F_{vy} – проекция силы аэродинамического сопротивления F_B на ось y .

Сила, «удерживающая» автотехнику в поперечном направлении равна:

$$F_{уд.y} = \sum_{i=1}^{n_p} F_{iy} + G \sin(\theta + \zeta) + F_y + R_{\text{орy}} + M \left(a_{ry} + \frac{v_{ry}^2}{\rho} \right), \quad (3.25)$$

Поперечную силу, воспринимаемую гибкими элементами креплений автотехники одного направления, определим по формуле:

$$\Delta F_y^{0i} = F_{сд.y} - F_{уд.y}. \quad (3.26)$$

При перевозке автотехники вследствие наличия у нее упругих элементов происходит ее подпрыгивание и упругие элементы креплений воспринимают также вертикальную силу, которую следует также учитывать в расчетах:

$$\Delta F_z^{0i} = F_{сд.z} - F_{уд.z}. \quad (3.27)$$

«Сдвигающая» сила по вертикали равна:

$$F_{сд.z} = I_{ez}, \quad (3.28)$$

«Удерживающая» сила по вертикали равна:

$$F_{уд.z} = G \cos(\psi_0 + \xi + \nu_0) \cos(\theta + \zeta) + I_n \sin(\theta + \zeta) + \sum_{i=1}^{n_p} R O_{iz} + F_{Bz}, \quad (3.29)$$

где F_{Bz} – проекция силы аэродинамического сопротивления F_B на ось z :

$$F_{Bz} = F_{Bx} \sin(\psi_0 + \xi + \nu_0) + F_{By} \sin(\theta + \zeta). \quad (3.30)$$

Результирующую пространственной системы сил $\Delta \bar{F}^{0i}$, воспринимаемой гибкими элементами креплений груза, представляют в виде:

$$\Delta \bar{F}^{0i} = \Delta F_x^{0i} \bar{i} + \Delta F_y^{0i} \bar{j} + \Delta F_z^{0i} \bar{j}, \quad (3.31)$$

модуль и направляющие косинусы которой равны:

$$\Delta F^{0i} = \sqrt{(\Delta F_x^{0i})^2 + (\Delta F_y^{0i})^2 + (\Delta F_z^{0i})^2}, \quad (3.32)$$

$$\cos(\Delta \bar{F}_{0i}, x) = \frac{\Delta F_x^{0i}}{\Delta F_{0i}} \quad \text{или} \quad \cos \lambda = \frac{\Delta F_x^{0i}}{\Delta F_{0i}}. \quad (3.33)$$

Касательную составляющую \bar{R}_τ реакции пола вагона \bar{R} разложим по координатным осям:

$$R_\tau = F_x \bar{i} + F_y \bar{j}, \quad (3.34)$$

где

$$F_x = R_\tau \cos \lambda, \quad F_y = R_\tau \sin \lambda, \quad (3.35)$$

где λ – направляющий угол (3.34).

Нормальную и касательную составляющую реакции пола вагона \bar{R} представим в виде [2]:

$$N = N_{\text{упрi}} + N_e, \quad (3.36)$$

где $N_{\text{упрi}}$ и N_e – нормальная составляющая от упругих сил в креплениях автотехники, ее упруго-диссипативных элементов и внешних сил;

$$R_\tau = R_\tau^{\text{упрi}} + R_\tau^e, \quad (3.37)$$

где $R_\tau^{\text{упрi}}$ и R_τ^e – силы трения упругих и внешних сил.

Проекция уравнения (3.37) на координатные оси:

$$F_x = R_x^{\text{упрi}} + R_x^e; \quad (3.38)$$

$$F_y = R_y^{\text{упрi}} + R_y^e. \quad (3.39)$$

В (3.36) нормальная составляющая от упругих сил в креплениях автотехники, ее упругих элементов и внешних сил:

$$N_{\text{упри}} = F_{iz} = \sum_{i=1}^{n_p} R_{iz} ; \quad (3.40)$$

$$N_e = G_z - I_{ez} + I_{nz} + F_{iz} + F_{Bz} + Ma_{rz} . \quad (3.41)$$

В (3.37) силы трения упругих и внешних сил находятся из соотношений:

$$R_{\tau}^{\text{упри}} = fN_{\text{упри}} , \quad (3.42)$$

$$R_{\tau}^e = fN_e , \quad (3.43)$$

где f – коэффициент трения скольжения между шинами автотехники и полом вагона.

С учетом выражений (3.40) и (3.42) получим:

$$R_{\tau}^{\text{упри}} = f \sum_{i=1}^{n_p} R_{iz} , \quad (3.44)$$

$$R_{\tau}^e = f(G_z - I_{ez} + I_{nz} + F_{iz} + F_{Bz} + Ma_{rz}) . \quad (3.45)$$

Слагаемые выражений (3.38), (3.39) запишем в виде:

$$R_{\tau x}^{\text{упри}} = R_{\tau}^{\text{упри}} \cos \lambda ; R_{\tau x}^e = R_{\tau}^e \cos \lambda ; \quad (3.46)$$

грузу на колесном ходу, на оси координат, получим [2]:

$$\sum_{k=1}^n \overline{F_{kx}} = 0 : -F_{ix} - F_{\tau xi} + \Delta F_x^{0i} = 0 ; \quad (3.48)$$

$$\sum_{k=1}^n \overline{F_{ky}} = 0 : -F_{iy} - F_{\tau yi} + \Delta F_y^{0i} = 0 ; \quad (3.49)$$

$$\sum_{k=1}^n \overline{F_{kz}} = 0 : -F_{iz} + \Delta F_z^{0i} = 0 , \quad (3.50)$$

где

$$F_{ix} = \sum_{i=1}^{n_p} R_{ix} ; F_{iy} = \sum_{i=1}^{n_p} R_{iy} ; F_{iz} = \sum_{i=1}^{n_p} R_{iz} \quad (3.51)$$

С учетом соотношений (3.38), (3.39) выражениям (3.48), (3.49) придадим следующий вид:

$$F_{ix} + R_{zx}^{упpi} = \Delta F_x^{0i} - R_{zx}^e ; \quad (3.52)$$

$$F_{iy} + R_{zy}^{упpi} = \Delta F_y^{0i} - R_{zy}^e . \quad (3.53)$$

Полученные выражения с учетом соотношений (3.46), (3.47) примут следующий вид:

$$F_{ix} + R_{\tau}^{упpi} \cos \lambda = \Delta F_x^i ; \quad (3.54)$$

$$F_{iy} + R_{\tau}^{упpi} \sin \lambda = \Delta F_y^i , \quad (3.55)$$

где

$$\Delta F_x^i = \Delta F_x^{0i} - R_{\tau}^e \cos \lambda ; \quad (3.56)$$

$$\Delta F_y^i = \Delta F_y^{0i} - R_{\tau}^e \sin \lambda . \quad (3.57)$$

Таким образом, выражения (3.56), (3.57), (3.50) примут вид:

$$\sum_{i=1}^{n_p} R_{ix} + f \sum_{i=1}^{n_p} R_{iz} \cos \lambda = \Delta F_x^i ; \quad (3.58)$$

$$\sum_{i=1}^{n_p} R_{iy} + f \sum_{i=1}^{n_p} R_{iz} \sin \lambda = \Delta F_y^i ; \quad (3.59)$$

$$\sum_{i=1}^{n_p} R_{iz} = \Delta F_z^i . \quad (3.60)$$

Результирующую пространственной системы сил $\Delta \bar{F}_i$ (рисунок 3.4), воспринимаемую гибкими элементами креплений груза, представим в виде:

$$\Delta F_i = \Delta F_x^i \bar{i} + \Delta F_y^i \bar{j} + \Delta F_z^i \bar{k}, \quad (3.61)$$

а модуль и направляющий косинус определим по формуле:

$$\Delta F_i = \sqrt{(\Delta F_x^i)^2 + (\Delta F_y^i)^2 + (\Delta F_z^i)^2}, \quad (3.62)$$

$$\cos(\Delta \bar{F}_{oi}, x) = \frac{\Delta F_x^i}{\Delta F_{oi}} \quad \text{или} \quad \cos \lambda_0 = \frac{\Delta F_x^i}{\Delta F_{oi}}, \quad (3.63)$$

где $\lambda_0 = \lambda$ – направляющий угол.

Известно [13], что в выражениях (3.51), (3.58) – (3.60) проекции упругих сил R_{ix} , R_{iy} и R_{iz} i -х гибких упругих элементов креплений связаны следующими соотношениями [73]:

$$R_{ix} = R_i \frac{a_i}{l_i}; \quad R_{iy} = R_i \frac{b_i}{l_i}; \quad R_{iz} = R_i \frac{h_i}{l_i}. \quad (3.64)$$

где a_i , b_i , h_i – проекция длины проволоки гибких элементов креплений l_i на оси координат.

Выражения (3.58) – (3.60) с учетом соотношений (3.64):

$$\sum_{i=1}^{n_p} R_i \frac{a_i}{l_i} + f \sum_{i=1}^{n_p} R_i \frac{h_i}{l_i} \cos \lambda = \Delta F_x^i, \quad (3.65)$$

$$\sum_{i=1}^{n_p} R_i \frac{b_i}{l_i} + f \sum_{i=1}^{n_p} R_i \frac{h_i}{l_i} \sin \lambda = \Delta F_y^i, \quad (3.66)$$

$$\sum_{i=1}^{n_p} R_i \frac{h_i}{l_i} = \Delta F_z^i. \quad (3.67)$$

Преобразуя выражения (3.65), (3.66) получим:

$$\sum_{i=1}^{n_p} R_i \left(\frac{a_i}{l_i} + f \frac{h_i}{l_i} \cos \lambda \right) = \Delta F_x^i, \quad (3.68)$$

$$\sum_{i=1}^{n_p} R_i \left(\frac{b_i}{l_i} + f \frac{h_i}{l_i} \sin \lambda \right) = \Delta F_y^i, \quad (3.69)$$

Таким образом, результирующая пространственной системы сил $\Delta \bar{F}_i$, воспринимаемая гибкими элементами креплений груза:

$$\Delta F_i = \sum_{i=1}^{n_p} R_i \sqrt{\left(f \frac{h_i}{l_i} \cos \lambda + \frac{a_i}{l_i} \right)^2 + \left(f \frac{h_i}{l_i} \sin \lambda + \frac{b_i}{l_i} \right)^2 + \frac{h_i^2}{l_i^2}}. \quad (3.70)$$

Рассмотрим случай, когда произойдет сдвиг автотехники Δs по направлению результирующей пространственной системы сил ΔF_i [13, 126].

Согласно методу определения деформаций при малых перемещениях «новое» положение точки закрепления груза (точка M_{ki}) спроецируем на «первоначальное» направление $A_i M_i$ гибкого элемента крепления (рисунок 3.3) [2]. После математических выкладок, аналогичных преобразованиям в [13], получим зависимость удлинения гибких элементов креплений от сдвига автотехники:

$$\Delta l_i = \Delta s \left(\cos \alpha_i \cos \beta_{0i} \cos \lambda^{(i)} + \cos \alpha_i \sin \beta_{0i} \sin \lambda^{(i)} + \sin \alpha_i \right) \cos \varepsilon^{(i)}, \quad (3.71)$$

$$\text{где } \cos(\Delta \bar{F}_{0i}, \Delta F_i) = \frac{\Delta \bar{F}_{0i}}{\Delta F_i} \text{ или } \cos \varepsilon = \frac{\Delta \bar{F}_{0i}}{\Delta F_i}. \quad (3.72)$$

Через проекции гибких элементов креплений на оси координат запишем (3.71) в виде:

$$\Delta l_i = \Delta s \left(\frac{a_i}{l_i} \cos \lambda^{(i)} + \frac{b_i}{l_i} \sin \lambda^{(i)} + \frac{h_i}{l_i} \right) \cos \varepsilon^{(i)}, \quad (3.73)$$

где a_i, b_i, h_i – проекции длины проволоки креплений l_i по продольной, поперечной и вертикальной оси; $\lambda^{(i)}, \varepsilon^{(i)}$ – углы, характеризующие направление пространственных систем сил.

Таким образом, удлинения в гибких элементах крепления при действии пространственных систем сил будут происходить лишь тогда, когда будет происходить сдвиг автотехники на величину Δs [13, 126].

Надо отметить, что в отличие от существующих работ [13, 110 – 112] сдвиг Δs представляет собой пространственный сдвиг с учетом вертикальных колебаний груза, а не только сдвиг в горизонтальной плоскости вагона.

Согласно закону Гука и выводам, подробно приведенным в [13], натяжение i -го гибкого элемента крепления вычисляется по формуле:

$$R_i = 7,854d_i^2 \frac{n_i}{l_i} \Delta l_i. \quad (3.74)$$

где R_i – натяжение (усилие) i -го гибкого элемента крепления (кН); n_i и d_i – количество нитей (шт.) и диаметр проволоки крепления (мм) (задаваемые величины); l_i – первоначальная длина гибкого элемента крепления (м).

Подставляя (3.73) в (3.74), находим зависимость натяжений в i -х гибких элементах креплений автотехники от ее сдвига на величину Δs :

$$R_i = \Delta s 7,854d_i^2 \sum_{i=1}^{n_p} \frac{n_i}{l_i} \left(\frac{a_i}{l_i} \cos \lambda^{(i)} + \frac{b_i}{l_i} \sin \lambda^{(i)} + \frac{h_i}{l_i} \right) \cos \varepsilon^{(i)}. \quad (3.75)$$

Подставляя (3.75) в (3.70), находим зависимость сдвига автотехники Δs при воздействии результирующей пространственных систем сил ΔF_i :

$$\Delta s 7,854 d_i^2 \sum_{i=1}^{n_p} \frac{n_i}{l_i} \left(\frac{a_i}{l_i} \cos \lambda^{(i)} + \frac{b_i}{l_i} \sin \lambda^{(i)} + \frac{h_i}{l_i} \right) \cos \varepsilon^{(i)} \times$$

$$\times \sqrt{\left(f \frac{h_i}{l_i} \cos \lambda + \frac{a_i}{l_i} \right)^2 + \left(f \frac{h_i}{l_i} \sin \lambda + \frac{b_i}{l_i} \right)^2 + \frac{h_i^2}{l_i^2}} = \Delta F_i, \quad (3.76)$$

откуда

$$\Delta s = \frac{\Delta F_i}{C_{ekv}^F}, \quad (3.77)$$

где C_{ekv}^F – эквивалентная жёсткость гибких проволочных креплений и упругих элементов автотехники по направлению действия пространственной силы, кН/м:

$$C_{ekv}^F = C_{ekvs} + C_{ks}, \quad (3.78)$$

Эквивалентная жёсткость гибких элементов креплений автотехники C_{ekvs} по направлению действия результирующей пространственной силы (кН/м) после преобразований примет вид:

$$c_{ekvs} = 7,854 d_i^2 \sum_{i=1}^{n_p} \frac{n_i}{l_i} \sqrt{\left(f \frac{h_i}{l_i} \cos \lambda + \frac{a_i}{l_i} \right)^2 + \left(f \frac{h_i}{l_i} \sin \lambda + \frac{b_i}{l_i} \right)^2 + \frac{h_i^2}{l_i^2}} \times$$

$$\times \left(\frac{a_i}{l_i} \cos \lambda^{(i)} + \frac{b_i}{l_i} \sin \lambda^{(i)} + \frac{h_i}{l_i} \right) \cos \varepsilon^{(i)} \quad (3.79)$$

Таким образом, прочность креплений автотехники на открытом подвижном составе по найденному значению сдвига Δs с учетом проекций длины упругих элементов креплений на оси координат обеспечена, если соблюдается следующее условие:

$$R_{\text{упр.}i} = \Delta s 7,854 d_i^2 \frac{n_i}{l_i} \left(\frac{a_i}{l_i} \cos \lambda^{(i)} + \frac{b_i}{l_i} \sin \lambda^{(i)} + \frac{h_i}{l_i} \right) \cos \varepsilon^{(i)} \leq [R_i]. \quad (3.80)$$

где $[R_i]$ – допустимое значение натяжения в креплении, определяемое по табл.20 ТУ [1] в зависимости от количества нитей n_i и диаметра проволоки d_i .

Отметим, что правильность результата вычислений сдвига автотехники от воздействия пространственной системы сил может быть проверена из геометрического соотношения [13]:

$$\Delta s = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2}, \quad (3.81)$$

где $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ – продольные, поперечные и вертикальные сдвиги груза.

Таким образом, в результате математического моделирования креплений грузов на колесном ходу в вагонах выведены аналитические формулы для определения их пространственного сдвига и натяжений в гибких элементах креплений при воздействии на систему «вагон – крепление – автотехника» пространственной системы сил. Полученные формулы позволяют более точно оценить безопасность и надежность выбранной технологии размещения и крепления автотехники на вагоне.

Надо отметить, что из выражения (3.80) можно получить формулы натяжений гибких элементов креплений автотехники от воздействия продольных и вертикальных, поперечных и вертикальных плоских систем сил.

3.3 Исследование вертикальных колебаний автотехники при перевозке на открытом подвижном составе

Главным отличием грузов на колесном ходу от широко рассматриваемых в работах [2, 5, 19, 76 – 81] грузов с плоским основанием является то, что они отличаются повышенной подвижностью вследствие появления при их перевозке заметных вертикальных колебаний.

Обрессоренные автотехника на пневматическом ходу имеет собственное рессорное подвешивание и упруго-диссипативные элементы (резиновые шины и

т.п.), которые при определенных условиях перевозки могут вызвать повышенные колебания вагона, самого груза в вертикальной, горизонтальной плоскостях [3, 10].

Вертикальные колебания приводят к перемещению груза в вертикальной плоскости (подпрыгивание), учитывать которое необходимо при определении допустимых удлинений гибких элементов креплений, а также в проверочном расчете их натяжений.

В связи с вышеизложенным попытаемся разработать методику оценки амплитуд вертикальных колебаний автотехники, перевозимой на открытом подвижном составе.

Составим упрощенную модель вертикальных колебаний автотехники, приняв следующие допущения [2, 10, 13]. Учитывая, что растяжки и/или обвязки, предназначенные для удержания груза от сдвига, формируются из отождённой проволоки, которая подвергается предварительному натяжению (находится в пределах от 15 до 25 кН), и при воздействии внешних сил способна испытывать значительные деформации, они моделируются гибкими неударяющими связями. Примем допущение, что такие связи согласно аксиоме отвердевания геометрической статики можно рассматривать как прямолинейные стержни, испытывающие одноосное растяжение. В соответствии с этим, коэффициенты жёсткости таких связей можно найти из зависимостей, соответствующих одноосному растяжению прямолинейного стержня [2, 126].

Также будем учитывать, что на груз и вагон в разрабатываемой модели, воздействуют только вертикальные силы без учета продольных и поперечных сил.

В разрабатываемой модели будем учитывать только вертикальное $\bar{a}_z = \bar{a}_{ez}$ переносное ускорение, возникающее в основном от волны неровности пути, из-за отклонения норм его содержания.

Гибкие элементы креплений и рама вагона как внешние связи испытывают вертикальную $\bar{I}_{ez} = \bar{I}_z$ переносную силу инерции.

Приведем систему «вагон – упругие элементы – кузов автотехники» к двухмассовой (рисунок 3.4). Здесь под упругими элементами будем понимать гибкие элементы креплений, шины и упругие элементы подвески автотехники.

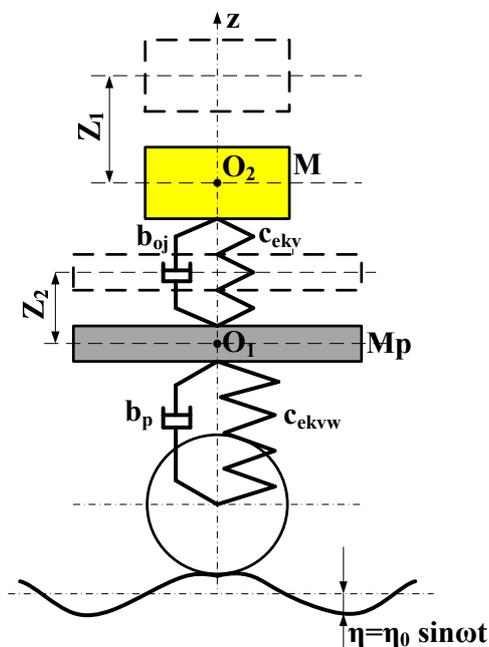


Рисунок 3.4 – Двухмассовая схема автотехники, размещенной на вагоне

Выберем положение равновесия системы за начало отсчёта (рисунок 3.4). За обобщённые координаты принимаем отклонение рамы вагона от положения равновесия z_2 и смещение автотехники от своего положения равновесия z_1 [131, 137]. Тогда на раму вагона будут действовать четыре силы. Упругая сила, действующая в процессе вертикальных колебаний вагона на груз, вычисляется по формуле:

$$F_{\text{упр1}} = c_{\text{ekv}}(z_1 - z_2) + b_{0j}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2), \quad (3.82)$$

где c_{ekv} – эквивалентная жесткость упругих элементов автотехники и ее креплений автотехники по вертикали, кН/м; b_{0j} – эквивалентный коэффициент вязкого трения в j упруго-диссипативных элементах связи автотехники, кН·с/м.

Кроме того, будем учитывать проекции натяжений предварительных скруток проволоки креплений на вертикальную ось [13, 95]:

$$F_{R0} = \sum_{i=1}^n R_{0i} \cdot \frac{h_i}{l_i}, \quad (3.83)$$

где R_{0i} – натяжение предварительных скруток крепления автотехники, (принимается 20 кН); h_i – проекция растяжек на вертикальную ось, м; l_i – длина растяжек, м.

Упругая сила, действующая на рессорные комплекты вагона, определяется по формуле:

$$F_{\text{упр2}} = -c_{\text{ekvw}} z_2 - b_p \dot{z}_2, \quad (3.84)$$

где c_{ekvw} – эквивалентная жесткость рессорных комплектов вагона в вертикальной плоскости, кН/м; b_p – эквивалентный коэффициент вязкого трения в рессорных комплектах платформы в вертикальной плоскости, кН·с/м.

Вертикальная возмущающая сила, действующая на платформу с грузом [138]:

$$F_p = I_{ez} \sin \omega t, \quad (3.85)$$

где ω – круговая частота внешнего возмущения, рад/с.

Круговая частота внешнего возмущения вычисляется по формуле [138]:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{L \cdot \nu} \quad (3.86)$$

где L – длина неровности пути, м (примем равной 10 м), ν – скорость движения вагона, м/с (примем 25 м/с (90 км/ч)).

К автотехнике приложены три силы. Упругая сила, действующая в процессе вертикальных колебаний платформы на нее, вычисляется по формуле:

$$F_{\text{упр3}} = -c_{\text{екв}}(z_1 - z_2) - b_{0j}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2). \quad (3.87)$$

Груз испытывает воздействие переносной силы инерции I_{ez} . Учитывая, что нормативное значение переносного ускорения a_{ez} находится в пределах от 0,46g до 0,66g, величина переносной силы инерции равна $I_{ez} = (0,46 \div 0,66) G$ [13, 95].

Будем учитывать также проекции натяжений предварительных скруток проволоки крепления на вертикальную ось F_{R0} .

Рассмотрим один из способов определения проекции эквивалентной жёсткости проволочных креплений на вертикальную ось $C_{\text{екв.z}}$ [13, 15, 16, 95, 137].

Пусть автотехника, размещенная на платформе, удерживается от перемещений проволочными элементами креплений с жёсткостями C_i , закреплёнными в i точках одним концом за грузовые проушины (или крюк) колёсной техники, например, в точке M (рисунок 3.5), а другим – за стоечные скобы платформы в точке A .

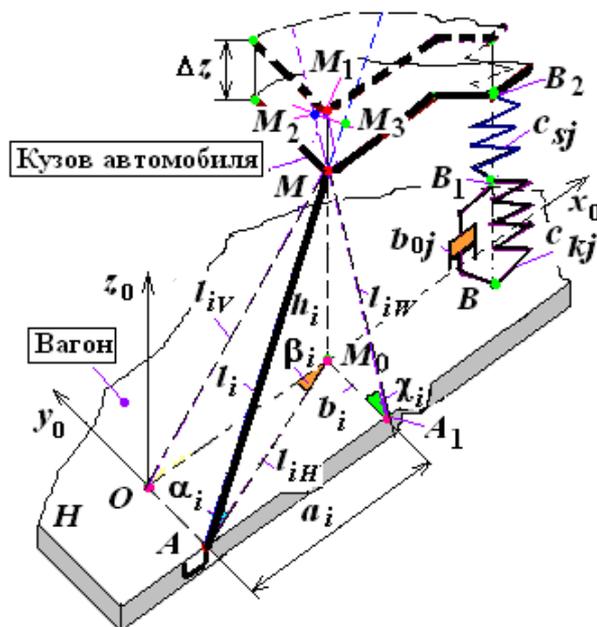


Рисунок 3.5 – Схема удлинения гибкого элемента крепления автотехники в вертикальной плоскости

На рисунке 3.5 обозначено [13]: A – стоечная скоба платформы; M – монтажная петля груза; AM – гибкий упругий элемент крепления; l_i – длина элемента крепления; a_i , b_i и h_i – проекции упругих элементов креплений на продольную, поперечную и вертикальную оси; $i = 1, n_p$ – количество гибких упругих элементов креплений автотехники; α_i – угол, образованный между длиной упругого элемента и её проекцией l_{iH} на плоскость пола платформы; β_i – угол, образованный между проекцией упругого элемента на плоскость пола платформы и продольной осью Ox ; B – точка контакта колёс автотехники с полом платформы; B_1 – ось колёс автотехники (или соединение рессор с осью колёс автотехники); B_2 – точка на раме автотехники, в месте соединения рессор с рамой; c_{kj} и b_{0j} – коэффициенты жёсткости и вязкого сопротивления шин автотехники; c_{sj} – коэффициент жёсткости упругих элементов подвески автотехники; $j = 1, n_k$ – количество колёс и рессор автотехники.

Предположим, что произойдёт вертикальное перемещение автотехники относительно платформы на величину $\Delta z = z$ под воздействием внешнего возмущения. Считаем, что точка закрепления груза M займет положение M_1 , а проекция длины элементов креплений на фронтальную плоскость W станет равной $A_1M_1 > A_1M$.

После преобразований, подробно изложенных в [137], получим натяжение (усилие) в проволочном креплении с учётом предварительной скрутки [13, 95]:

$$R_i = c_i z \frac{h_i}{l_i} + R_{0i}, \quad (3.88)$$

где R_{0i} – реакция предварительной закрутки каждого гибкого упругого элемента, кН (принимается 20 кН).

При проецировании натяжений в элементах креплений R_i на оси аналогично выражениям в [15] получим следующие соотношения:

$$R_{xi} = R_i \frac{a_i}{l_i}; \quad (3.89)$$

$$R_{yi} = R_i \frac{b_i}{l_i}; \quad (3.90)$$

$$R_{zi} = R_i \frac{h_i}{l_i}. \quad (3.91)$$

С учетом выражений (3.88) последние соотношения, характеризующие проекции натяжений в креплениях автотехники, примут вид:

$$R_{xi} = \left(\frac{\pi 10^{-6} E d_i^2 n_i}{4} z \frac{h_i}{l_i} + R_{0i} \right) \frac{a_i}{l_i}; \quad (3.92)$$

$$R_{yi} = \left(\frac{\pi 10^{-6} E d_i^2 n_i}{4} z \frac{h_i}{l_i} + R_{0i} \right) \frac{b_i}{l_i}; \quad (3.93)$$

$$R_{zi} = \left(\frac{\pi 10^{-6} E d_i^2 n_i}{4} z \frac{h_i}{l_i} + R_{0i} \right) \frac{h_i}{l_i}. \quad (3.94)$$

Учитывая, воздействие на автотехнику только вертикальных сил, воспринимаемых проволочными креплениями [13, 95], а также после незначительных математических преобразований выражения (3.92) – (3.94) можно представить в виде:

$$F_x = \sum_{i=1}^n R_{xi} = c_{ekv.x} z + \sum_{i=1}^n R_{0i} \frac{a_i}{l_i}; \quad (3.95)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^n R_{yi} = c_{ekv.y} z + \sum_{i=1}^n R_{0i} \frac{b_i}{l_i}; \quad (3.96)$$

$$F_z = \sum_{i=1}^n R_{zi} = c_{ekv.z} z + \sum_{i=1}^n R_{0i} \frac{h_i}{l_i}. \quad (3.97)$$

где $C_{ekv.x}$, $C_{ekv.y}$ и $C_{ekv.z}$ – эквивалентные (или приведённые) жёсткости гибких элементов креплений по продольной x , поперечной y и вертикальной z осям, кН/м:

$$C_{ekv.x} = \frac{\pi 10^{-6} E}{4} d_i^2 \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{l_i} \frac{a_i}{l_i} \frac{h_i}{l_i}; \quad (3.98)$$

$$C_{ekv.y} = \frac{\pi 10^{-6} E}{4} d_i^2 \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{l_i} \frac{b_i}{l_i} \frac{h_i}{l_i}; \quad (3.99)$$

$$C_{ekv.z} = \frac{\pi 10^{-6} E}{4} d_i^2 \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{l_i} \frac{h_i}{l_i} \frac{h_i}{l_i}. \quad (3.100)$$

Таким образом, получены аналитические формулы эквивалентных жесткостей гибких упругих элементов креплений по продольной, поперечной и вертикальной осям при вертикальном колебании автотехники относительно вагона с учетом физико-геометрических характеристик упругих элементов (т. е. E, n, d, l).

В результате выполненных исследований получим промежуточную модель автотехники, размещённой и закреплённой на платформе (рисунок 3.6) [4].

Определим эквивалентные жёсткости шин и упругих элементов автотехники по вертикали, применяя правило нахождения эквивалентной жёсткости последовательно и параллельно соединённых упругих элементов (пружин) [13, 15, 16, 131, 132, 139, 140] (рисунок 3.6):

$$C_{ks} = \sum_{j=1}^{n_k} \frac{C_{kj} C_{sj}}{C_{kj} + C_{sj}}. \quad (3.101)$$

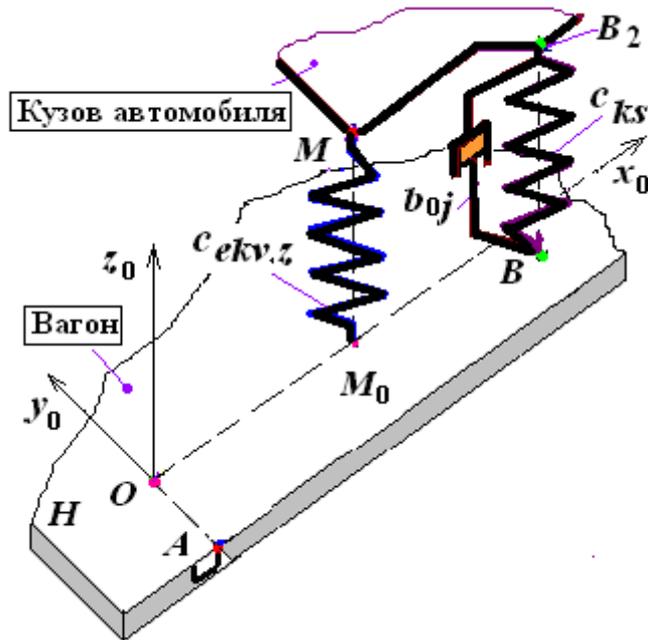


Рисунок 3.6 – Промежуточная расчетная схема размещения и крепления автотехники на вагоне

В частном случае, когда оси передних и задних колёс автотехники будут опираться на специальные подставки, жёстко связанные с полом платформы, коэффициенты жёсткости и вязкого сопротивления шин будут исключены из расчётной модели, поскольку $c_{kj} = 0$ и $b_{0j} = 0$. Тогда (3.101) будет иметь вид [15, 16]:

$$C_{ks} = \sum_{j=1}^{n_k} C_{sj}. \quad (3.102)$$

Вычислим эквивалентную жесткость упругих элементов и креплений автотехники по вертикали. Данная величина находится как жесткость параллельно соединенных пружин [132, 140] и представляет собой сумму эквивалентной жёсткости упругих элементов груза C_{ks} по вертикали (шин, упругих элементов подвески) и эквивалентной жесткости его креплений по вертикали $C_{ekv.z}$:

$$C_{ekv} = C_{ekv.z} + C_{ks}. \quad (3.103)$$

При необходимости оценки эквивалентной жесткости упругих элементов и креплений автотехники в продольном и поперечном направлениях их находят как жесткости параллельно соединенных пружин [140] и представляют в виде суммы эквивалентных жесткостей упругих элементов автотехники (шин, упругих элементов подвески) в продольном C_{ksx} , поперечном C_{ksy} направлениях и эквивалентных жесткостей ее креплений $C_{ekv.x}$, $C_{ekv.y}$:

$$C_{ekvx} = C_{ekv.x} + C_{ksx} , \quad (3.104)$$

$$C_{ekvy} = C_{ekv.y} + C_{ksy} . \quad (3.105)$$

Значения эквивалентных жесткостей упругих элементов перевозимой автотехники в продольном C_{ksx} и поперечном C_{ksy} направлениях и эквивалентных коэффициентов вязкого трения b_{0xj} , b_{0yj} в j упруго-диссипативных элементах связи автотехники в продольном и поперечном направлениях принимаются из соотношений [114]:

$$c_{ksx} = 0.5 \cdot c_{ks} , c_{ksy} = 0.5 \cdot c_{ks} ; \quad (3.106)$$

$$b_{0xj} = 0.5 \cdot b_{0j} , b_{0yj} = 0.5 \cdot b_{0j} . \quad (3.107)$$

Таким образом, окончательно может быть получена упрощенная одномассовая расчетная схема «вагон – упругие элементы – кузов автотехники» на колеблющемся основании (рисунок 3.7, б), как частный случай двухмассовой системы, показанной на рисунках 3.4, 3.7,а.

В полученной модели не учитываются упругие свойства вагона и пути. Воздействие вагона и пути на груз заменено вертикальной переносной силой инерции I_{ez} .

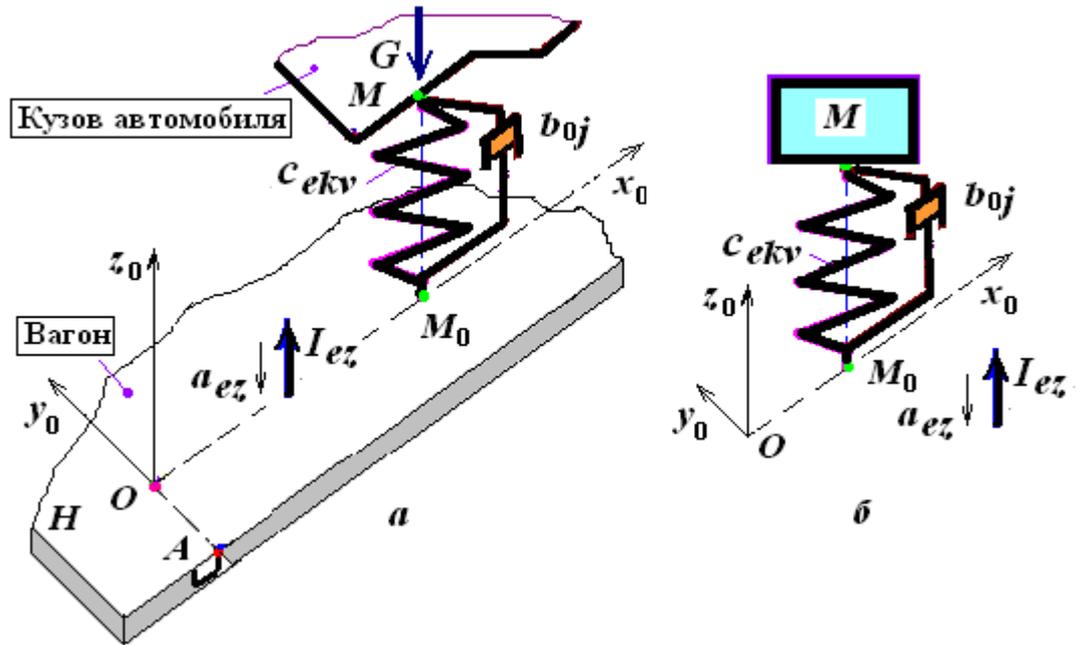


Рисунок 3.7 – Упрощенные расчетные схемы размещения и крепления автотехники на вагоне:

a – кузов автотехники, связанный с платформой упругим элементом и вязкой средой; *б* – одномассовая расчетная схема автотехники на колеблющемся основании

На рисунке 3.7 обозначены: M и G – масса (рисунок 3.7, *a*) и сила тяжести (рисунок 3.7, *б*) кузова автотехники; a_{ez} – вертикальное переносное ускорение вагона, вызванное волной неровности пути; I_{ez} – вертикальная переносная сила инерции [13, 95].

В случае, когда оси передних и задних колёс автотехники будут опираться на специальные подставки, жёстко связанные с полом вагона, расчётная схема размещения и крепления данного груза на вагоне примет аналогичный вид однако из нее будут исключены шины, представленные элементами с жесткостями C_{kj} и коэффициентом вязкого трения b_{0j} [15, 16].

Найдем значения жесткостей упругих элементов автотехники C_{ks} . Оценка данных параметров для учета их при разработке обосновании способа размещения и крепления автотехники на вагонах является нерешенной в настоящее время задачей.

Следует отметить, что под упругими элементами автотехники будем понимать шины и упругие элементы подвесок автотехники [109].

Найдем жесткости шин колесной техники C_{kj} .

В настоящее время существует небольшое количество работ, посвящённых расчётам шин. Основными трудами в этой области являются книги В.Л. Бидермана [114], Й. Раймпеля [117, 118], Р.В. Ротенберга [119].

Автомобильная шина обладает упругостью в радиальном, боковом и тангенциальном направлениях [141]. Соответствующие жёсткости шины зависят от её размеров и статической нагрузки. Для колебаний автотехники основное значение имеет радиальная жёсткость шины.

Существует два основных метода определения жёсткости шин: измерение статической жёсткости на стендах и вычисление по аналитическим формулам. Метод определения жёсткости при испытаниях хотя и является довольно точным, но по нему можно только вычислить жёсткость шин, для которых в ходе испытаний были определены прогибы шин при соответствующих нагрузках. Однако для большинства шин результатов таких экспериментов нет, поэтому приходится прибегать к формуле, которая была выведена в работе В.Л.Бидермана [114]. Эта формула имеет следующий вид:

$$c_k = \frac{P}{f} \left(2 - C \frac{P}{pf} \right), \quad (3.108)$$

где C – постоянный коэффициент, m^{-1} ; p – давление воздуха в шине, Па; P – нагрузка на шину, Н; f – осадка (деформация) шины, м.

Коэффициент C зависит от размеров шины и его значения могут быть получены экспериментально для некоторых шин [114]. При отсутствии экспериментальных данных для шин легковых и грузовых автомобилей рекомендуется следующая зависимость:

$$C = (0.32 - 0.45) \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot D \cdot R}}, \quad (3.109)$$

где R – радиус кривизны протектора, м; D – наружный диаметр шины, м.

Радиус кривизны протектора вычисляется как радиус дуги окружности, ограниченной хордой [142] (рисунок 3.8):

$$R = \frac{B_{\text{п}}^2 + 4h^2}{8h}, \quad (3.110)$$

где $B_{\text{п}}$ – ширина протектора (обычно принимают $B_{\text{п}} / B = 0,9$ [114]); h – глубина протектора [119].

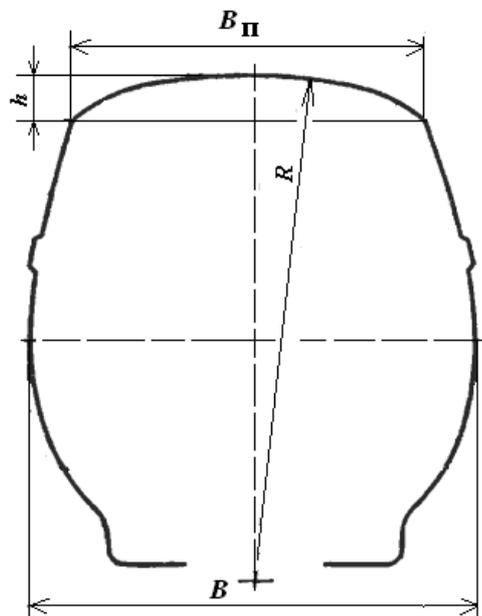


Рисунок 3.8 – Схема шины с ее основными параметрами

Таким образом, рассматривая все шины автотехники как систему из параллельно расположенных упругих элементов [140] значение эквивалентной жесткости шин автотехники можно вычислить по формуле:

$$C_{kj} = n_k \cdot C_k \quad (3.111)$$

где n_k – общее количество колес автотехники, шт.

Рассмотрим нахождение эквивалентной жесткости упругих элементов подвески автотехники C_{sj} . Упругие элементы подвески являются главной частью

подвески. Они смягчают и поглощают удары, воспринимаемые колёсами при движении автомобиля, обеспечивая необходимую плавность хода [121, 137].

Вся автотехника состоит из подрессоренных и неподрессоренных частей [110]. Подрессоренной частью автомобиля являются все его элементы, масса которых передается упругими элементами подвески (кузов, рама). Те элементы, масса которых не передается через упругие элементы, называют неподрессоренными элементами автомобиля (колеса, неподрессоренные мосты, часть массы упругих элементов, карданных валов и др.) [110].

Покажем подрессоренные и неподрессоренные части на эквивалентной трехмассовой системе (рисунок 3.10), полученной из схемы размещения и крепления автокрана КАТО 75 на платформе (рисунок 3.9).

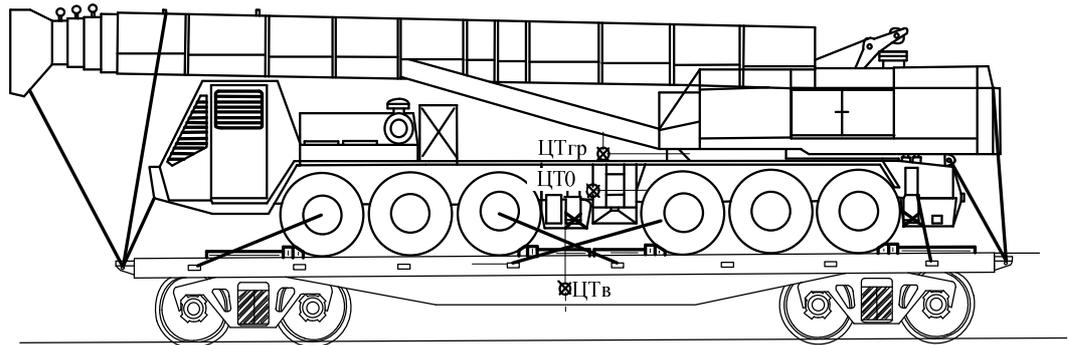


Рисунок 3.9 – Схема размещения и крепления автокрана КАТО 75 на платформе

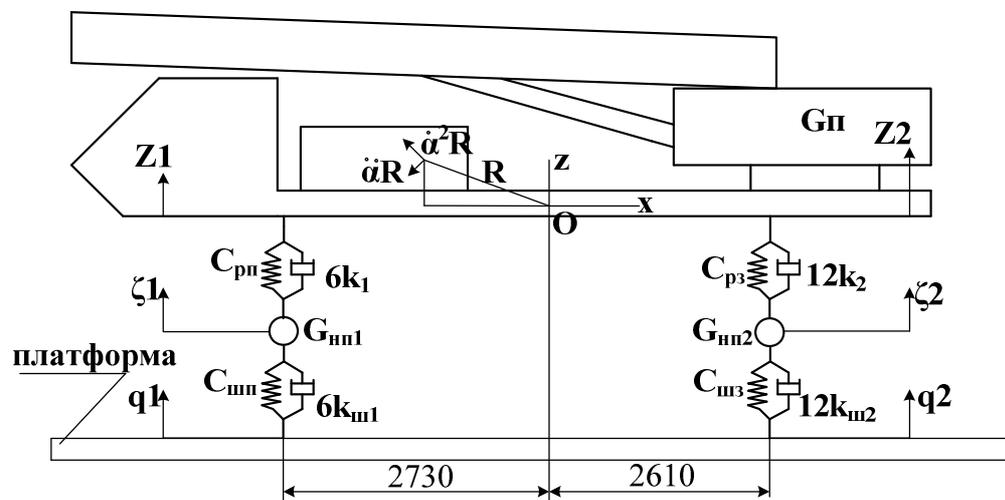


Рисунок 3.10 – Эквивалентная трёхмассовая система автокрана КАТО 75 на железнодорожной платформе

Здесь имеются три веса: подрессоренный $G_{\text{п}}$, неподрессоренные веса $G_{\text{нп1}}$, $G_{\text{нп2}}$, соединенные упругими элементами, имеющими жесткость C_p и соответствующими упругому устройству подвески, и амортизаторами с коэффициентом сопротивления k_j , характеризующим гасящее устройство подвески. Неподрессоренный вес связан с полом платформы пружинами, имеющими эквивалентную жесткость шин $C_{\text{ш}}$, и амортизаторами с коэффициентом сопротивления $k_{\text{шj}}$, отражающим затухание в шинах. Эти величины характеризуют радиальную жесткость шины и трение в ней, обуславливающее сопротивление колебаниям.

Жёсткости упругих элементов передней и задней подвесок автотехники находятся по следующим формулам [119]:

$$C_{\text{рп}} = \frac{G_{\text{пп}}}{f_{\text{рп}}}; \quad (3.112)$$

$$C_{\text{рз}} = \frac{G_{\text{пз}}}{f_{\text{рз}}}, \quad (3.113)$$

где $G_{\text{пп}}$, $G_{\text{пз}}$ – подрессоренный вес соответственно передней и задней подвески автомобиля, кН; $f_{\text{рп}}$, $f_{\text{рз}}$ – статические прогибы упругих элементов подвесок, соответствующие их жёсткостям, м (в расчетах для грузовых автомобилей принимаются в пределах $f_{\text{рп}} = 0.075 \div 0.1$ м, $f_{\text{рз}} = 0.07 \div 0.12$ м).

Если неизвестно точное распределение подрессоренных и неподрессоренных масс автотехники, то будем находить их из обыкновенной системы двух линейных уравнений. При этом рекомендуется принимать средние значения коэффициентов a и b ($a = 3.75$ – коэффициент, равный отношению массы подрессоренной части передней подвески $G_{\text{пп}}$ к неподрессоренной $G_{\text{нпп}}$, принимается в пределах $2.5 \div 5.0$ [119]; $b = 2.1$ – коэффициент, равный отношению массы подрессоренной части задней подвески $G_{\text{пз}}$ к неподрессоренной $G_{\text{нпз}}$, принимается в пределах $1.2 \div 3.0$ [119]).

Таким образом, рассматривая все упругие элементы подвесок автотехники как систему из параллельно расположенных элементов [15, 16] значение эквивалентной жесткости упругих элементов подвесок автотехники можно вычислить по формуле:

$$c_{sj} = c_{pp} + c_{pz}. \quad (3.114)$$

Важным элементом, который также требует оценки при изучении колебаний автотехники на вагоне, является эквивалентный коэффициент вязкого трения b_{0j} в j упруго-диссипативных элементах автотехники.

Известно [119], что если затухания в подвеске достаточно велико по сравнению с затуханием шины, то последним пренебрегают. Исследования показывают, что пренебрежение затуханием в шинах приводит к приемлемым погрешностям: увеличению средних квадратических значений параметров колебаний, особенно ускорений кузова до $7 \div 7,5 \%$ и деформаций шины до $4 \div 5 \%$. Для грузовых автомобилей, как правило, пренебрежение затуханием шин недопустимо.

Для оценки коэффициента сопротивления шин $k_{ш}$ следует использовать формулу, полученную в работе Р.В. Ротенберга [119, 137]. Данная формула имеет следующий вид:

$$k_{ш} = \psi_{ш0} \sqrt{c_k \cdot \frac{G_{нпп} + G_{нпз}}{g}}, \quad (3.115)$$

где $\psi_{ш0}$ – коэффициент апериодичности шин (принимается равным 0,11).

Рассматривая все шины автотехники как систему из параллельно расположенных упругих элементов с гасителями колебаний [119], значение эквивалентного коэффициента сопротивления шин автотехники можно вычислить по формуле:

$$k_{шj} = n_k \cdot k_{ш}. \quad (3.116)$$

Коэффициент сопротивления амортизаторов упругих элементов подвески автомобиля вычисляется по формуле, аналогичной формуле (3.115):

$$k = \psi_{п0} \sqrt{c_s \cdot \frac{G_{пп} + G_{пз}}{g}}, \quad (3.117)$$

где $\psi_{п0}$ – коэффициент аperiodичности упругих элементов подвески.

Коэффициент аperiodичности в подвеске $\psi_{п0}$ характеризует усилие, развиваемое амортизатором и измеряемое на его штоке в зависимости от скорости перемещения штока амортизатора (задается техническими условиями завода-изготовителя) [143]. Известно, что данный коэффициент при хорошем техническом состоянии гасящего устройства должен находиться в пределах $0,25 \div 0,50$. Коэффициент аperiodичности является общим критерием подобия технического состояния гасителей колебаний, в эксплуатации по мере износа гасящих устройств в большинстве случаев снижается.

Рассматривая груз на колесном ходу как систему с параллельно расположенными амортизаторами подвесок [16, 137], значение эквивалентного коэффициента сопротивления подвесок можно вычислить по формуле:

$$k_j = n_k \cdot k. \quad (3.118)$$

Коэффициент вязкого трения b_{0j} в j упруго-диссипативных элементах автотехники, можно найти по следующей формуле:

$$b_{0j} = \sum_{j=1}^{n_k} \frac{k_{шj} k_j}{k_{шj} + k_j}. \quad (3.119)$$

Составим дифференциальные уравнения колебаний механической системы (двухмассовая система), показанной на рисунке 3.4. Уравнения приведены для определения величины подпрыгивания автотехники и вагона. Будем пренебрегать изменением положений главных центральных моментов инерции платформы и груза, а также углами галопирования и боковой качки вагона и груза, так как данные углы малы [53] и практически не влияют на надежность креплений автотехники. Воспользовавшись методом Д'Аламбера или уравнением Лагранжа второго рода [129], получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} M \ddot{z}_1 = -c_{ekv}^F (z_1 - z_2) - b_{0j} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + I_{ez} - \sum_{i=1}^n R_{0i} \cdot \frac{h_i}{l_i}, \\ M_p \ddot{z}_2 = c_{ekv}^F (z_1 - z_2) + b_{0j} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_{ekvw} z_2 - b_p \dot{z}_2 + \sum_{i=1}^n R_{0i} \cdot \frac{h_i}{l_i} + I_{ez} \sin \omega t. \end{cases} \quad (3.120)$$

Данная система дифференциальных уравнений является неоднородной. Как известно [138, 142, 144, 145], решение такой системы уравнений представляет в векторном понимании сумму общего решения однородных уравнений и частного решения системы неоднородных уравнений.

Для решения данной системы воспользуемся пакетом Matlab [146 – 148]. Предваряя нахождение численного решения системы уравнений, ее приводят к эквивалентной системе уравнений первого порядка, а затем следуют общим правилам решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка. Решение задачи Коши производится численным методом Рунге-Кутты четвертого порядка, который реализуется в Matlab использованием солвера ode45 [147].

Система уравнений (3.120) позволяет найти амплитуды подпрыгивания автотехники и вагона в процессе перевозке из графиков колебаний.

Следует отметить, что методика оценки амплитуд горизонтальных колебаний автотехники будет аналогична вышеприведенной методике, однако в данной работе не рассматривается.

3.4 Результаты оценки амплитуд вертикальных колебаний автотехники на открытом подвижном составе

На основе разработанных упрощенных математических моделей оценим амплитуды вертикальных колебаний автотехники, перевозимой на открытом подвижном составе, при различных ее параметрах и условиях перевозок [149, 150].

В качестве примера найдем амплитуды вертикальных перемещений (подпрыгивания) автокрана (автокран КАТО 75 с шинами марки 425/85R21) на вагоне, схема размещения и крепления которого приведена на рисунке 3.11.

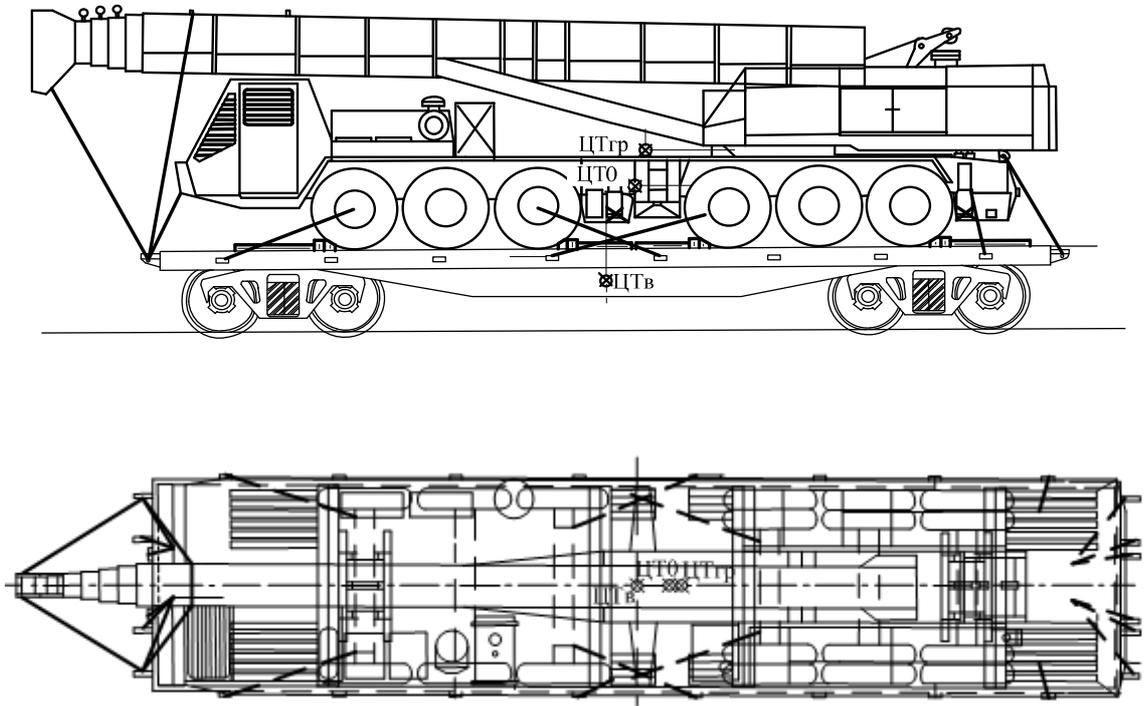


Рисунок 3.11 – Схема размещения и крепления автокрана КАТО 75 на платформе

Известны следующие данные для автокрана КАТО 75: наружный диаметр шины $D = 1.26$ м; ширина шины $B = 0.425$ м; давление воздуха в шине при максимальной нагрузке $p = 0.54 \cdot 10^6$ Па; максимальная нагрузка на шину $P = 39.2$ кН; глубина протектора $h = 0.043$ м.

Подробный расчет жесткостей шин автокрана КАТО 75 приведен в [141]. Кроме того, показано, что в дальнейших расчётах следует принимать максимальную жёсткость шины ($C_{ш} = 1448$ кН/м), полученную при максимальной нагрузке на шину ($P = 39.2$ кН), максимальном внутреннем давлении ($p = 0.54 \cdot 10^6$ Па) и осадке шины ($f = 26$ мм), при которой жёсткость начинает уменьшаться.

Также вычислим жесткости упругих элементов передней и задней подвесок автокрана КАТО 75. Известны следующие данные: вес автокрана $G = 600$ кН; вес,

приходящийся соответственно на переднюю и заднюю подвески автомобиля $G_{п} = 240$ кН, $G_{з} = 360$ кН; $a = 3.75$ – коэффициент, равный отношению массы поддрессоренной части передней подвески $G_{пп}$ к неподдрессоренной $G_{нпп}$, принимается в пределах $2.5 \div 5.0$ [119]; $b = 2.1$ – коэффициент, равный отношению массы поддрессоренной части задней подвески $G_{пз}$ к неподдрессоренной $G_{нпз}$, принимается в пределах $1.2 \div 3.0$ [119].

Из системы двух линейных уравнений найдем веса поддрессоренных и неподдрессоренных частей задней и передней подвесок автокрана. В расчетах креплений, если неизвестно точное распределение поддрессоренных и неподдрессоренных масс, рекомендуется принимать средние значения коэффициентов a и b . Таким образом, вес поддрессоренной части передней подвески составляет $G_{пп} = 189,48$ кН, а неподдрессоренной $G_{нпп} = 50,53$ кН. Вес поддрессоренной части задней подвески составляет $G_{пз} = 243,87$ кН, а неподдрессоренной $G_{нпз} = 116,13$ кН.

Зная поддрессоренные веса передней и задней подвесок, находим жесткости упругих элементов передней и задней подвесок автокрана [119]. Для рассматриваемого автокрана получим $C_{рп} = 2165$ кН/м, $C_{рз} = 2567$ кН/м.

Вертикальные перемещения автотехники и вагона найдем из системы уравнений (3.120). Для решения данной системы воспользуемся пакетом Matlab. Вычисления производятся при следующих данных: $c_{ekv} = 2,04 \cdot 10^4$ кН/м, $c_{ekvz} = 1,64 \cdot 10^4$ кН/м, $c_{ks} = 4,02 \cdot 10^3$ кН/м, $I_{ez} = 3,29 \cdot 10^2$ кН, $\eta_0 = 10^{-2}$ м, $\omega = 15,71$ с⁻¹, $b_{0j} = 29,9$ кН·с/м, $b_p = 33,43$ кН·с/м.

На рисунке 3.12 приведены графики колебаний платформы и автотехники, размещенной на ней, полученные в Matlab.

Данное решение приведено для следующих начальных условий: $z_1(0) = 0$, $\dot{z}_1(0) = 0$, $z_2(0) = 0,01$, $\dot{z}_2(0) = 0$.

Характер колебаний позволяет судить о том, что они являются затухающими. Амплитуда колебаний закрепленной автотехники превосходит амплитуду ко-

лебаний платформы, причем максимальная амплитуда колебаний груза для вышеприведенных исходных данных составляет $z_1 = 0,048$ м, а платформы $z_2 = 0,037$ м. Таким образом, в результате подпрыгивания вагона на 0,01 м амплитуда колебаний автотехники составляет 0,048 м.

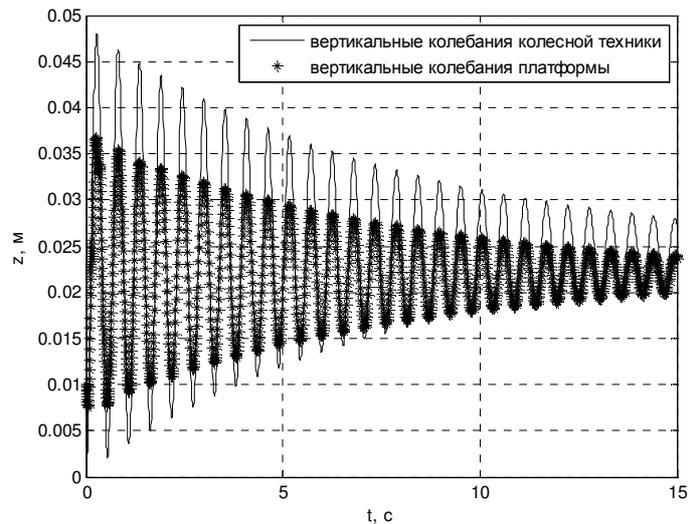


Рисунок 3.12 – Графики вертикальных колебаний платформы и автотехники, размещенной на ней

Проведем расчеты амплитуд вертикальных колебаний автотехники, показанной на рисунке 3.11, при вариации количества креплений её к платформе. Исходная схема предусматривает крепление груза двадцатью растяжками. Будем последовательно уменьшать количество растяжек. Результаты вычислений приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты вычислений амплитуд подпрыгивания автотехники при вариации количества растяжек для ее крепления

Количество растяжек, шт.	C_{ekvz} , кН/м	C_{ekv} , кН/м	Z_1 , м
20	$1,64 \cdot 10^4$	$2,04 \cdot 10^4$	0,048
16	$1,31 \cdot 10^4$	$1,71 \cdot 10^4$	0,0518
12	$9,22 \cdot 10^3$	$1,33 \cdot 10^4$	0,0646
8	$5,96 \cdot 10^3$	$9,98 \cdot 10^3$	0,0853
4	$3,49 \cdot 10^3$	$7,52 \cdot 10^3$	0,1119
0	0	$4,02 \cdot 10^3$	0,2001

Данные таблицы показывают, что при уменьшении количества растяжек происходит плавное увеличение максимальных амплитуд вертикальных колебаний. При этом каждое последующее уменьшение количества растяжек на четыре штуки приводит к увеличению величины подпрыгивания в среднем на 13 мм. Крепление автокрана, приведенного на рисунке 3.11, двадцатью растяжками приводит к уменьшению величины его подпрыгивания примерно в четыре раза.

Выполним расчеты максимальных амплитуд вертикальных колебаний колесной техники при изменении осадки шин от 15 мм до 40 мм. На рисунке 3.13 приведен график вертикальных колебаний автотехники при осадке шин, достигающей 40 мм.

На данном графике видно, что максимальная амплитуда вертикальных колебаний автотехники $z_1 = 0,0476$ м при осадке шин 40 мм.

Аналогичные вычисления показывают, что в данном интервале значения подпрыгивания груза практически не изменяются и находятся вблизи значения $z_1 = 0,048$ м. Таким образом, осадка шин незначительно влияет на вертикальные колебания автотехники.

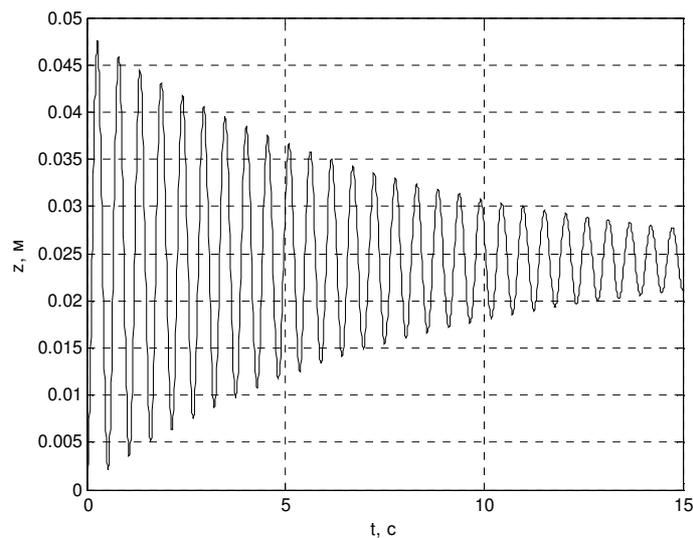


Рисунок 3.13 – Графики колебаний автотехники при осадке шин, равной 40 мм

Приведем расчеты амплитуд колебаний автотехники, имеющей размеры, аналогичные автокрану, приведенному на рисунке 2.15. Количество шин примем $n_k = 6$ шт. Количество растяжек примем равным 4 шт.

На рисунке 3.14 приведены графики колебаний платформы и автотехники массой 10 т, размещенной на ней без деревянных подставок под оси и закрепленной двумя парами растяжек.

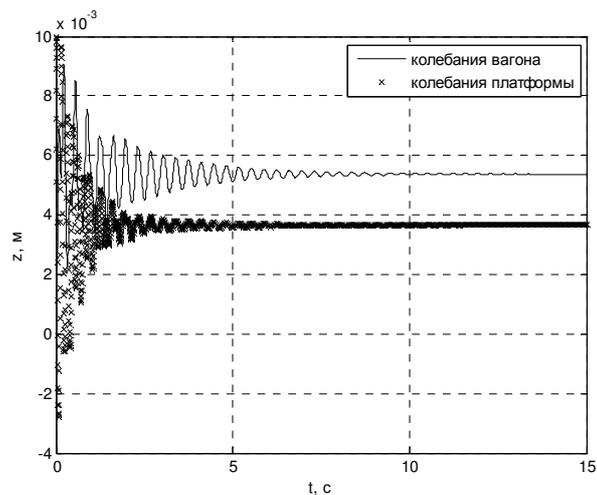


Рисунок 3.14 – Графики колебаний платформы и автотехники, размещенной на ней без деревянных подставок под оси

Построим графики изменения амплитуд вертикальных колебаний автотехники, которая имеет шесть шин и закреплена двумя парами растяжек, при вариации ее массы (рисунок 3.16). При этом рассматриваются две технологии перевозки: с постановкой подставок под оси и без них.

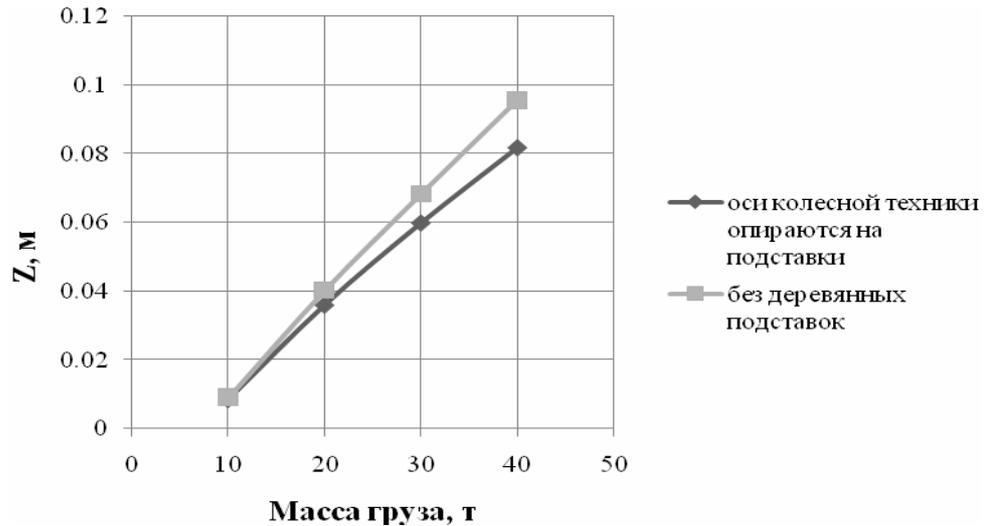


Рисунок 3.15 – Графики изменения амплитуд вертикальных колебаний автотехники при вариации ее массы

Анализ графических зависимостей, приведенных на рисунках 3.13 – 3.15 позволяет сделать вывод о том, что значения амплитуд колебаний грузов на колесном ходу в вертикальной плоскости при постановке их осей на деревянные подставки и при перевозке без них практически одинаковы. Деревянные подставки незначительно уменьшают подпрыгивание автотехники на платформе. Причем при увеличении веса перевозимой автотехники происходит увеличение ее подпрыгивания, при условии, что она закреплена одним количеством растяжек.

Таким образом, для предотвращения вертикальных колебаний автотехники при перевозке на открытом подвижном составе, вместо применения деревянных подставок под оси по существующей технологии, необходимо противостоять альтернативными методами, например, застопориванием рессор автотехники специальными многооборотными устройствами. В настоящее время данный вопрос является актуальным и требует дополнительного изучения.

3.5 Верификация математической модели вертикальных колебаний автотехники при перевозке на открытом подвижном составе

Для верификации полученной упрощенной математической модели вертикальных колебаний автотехники использовались данные ходовых испытаний, проводимых на Северо-Кавказской, Московской и Горьковской железных дорогах при участии РИИЖТ [3]. Основные результаты испытаний подробно изложены в справочнике [10].

Исследования устойчивости автомобилей во время движения поезда показали, что обрессоренные части автомобилей подвержены вертикальным и боковым колебаниям. Характер этих колебаний зависит от габаритных размеров машин, характеристики и типа рессорного подвешивания машины и вагона, скорости движения поезда и др. На платформах с тележками ЦНИИ-ХЗ-О надрессоренные части автомобилей при креплении их только упорными брусками, без растяжек во время движения со скоростями до 75 км/ч совершали вертикальные колебания с небольшими амплитудами. Например, у автомобилей ЗИЛ-164 они составляли 16–25 мм.

При скоростях движения выше 80 км/ч вертикальные колебания, амплитуды которых резко увеличивались, периодически прерывались боковой качкой. Амплитуды колебаний надрессорных частей автомобилей при скоростях 90–100 км/ч составляли 50–60 мм.

Результаты исследований устойчивости колесных грузов показали, что надрессорные части колесных грузов во время движения поезда совершают вертикальные колебания. При увеличении скорости с 70–75 до 80–95 км/ч амплитуды вертикальных колебаний увеличиваются. При закреплении машин (элементов кузова) растяжками колебания надрессорных частей значительно уменьшались. Указано также, что груженые автомобили более устойчивы, чем порожние. Установлено, что характер колебаний обрессоренных частей машины при перевозке

зависит от габаритных размеров машин, характеристики и типа рессорного подвешивания, скорости движения поезда и других факторов.

Также в [10] особо отмечено, что машины с высокорасположенным центром тяжести (краны, экскаваторы и др.) в большей степени подвержены вертикальным и боковым колебаниям. При их перевозке следует четко соблюдать необходимые меры по обеспечению безопасности, обращать особое внимание на фиксирование и закрепление всех подвижных и поворотных частей машин и оборудования.

Для верификации полученной математической модели вертикальных колебаний были выполнены исследования вертикальных колебаний автотехники при перевозке на примере незакрепленного на платформе автомобиля ЗИЛ-164.

Расчеты производились при вариации скорости движения, при этом были получены следующие исходные данные: $c_{ekv} = 801,2$ кН/м, $c_{ekvz} = 0$ кН/м, $c_{ks} = 801,2$ кН/м, $k = 13,98$ рад/с, $\omega = 15,71$ с⁻¹, $b_{0j} = 0,26$ кН·с/м.

На рисунке 3.16 приведен график зависимости амплитуд вертикальных колебаний незакрепленного на платформе автомобиля ЗИЛ-164 от скорости движения поезда.

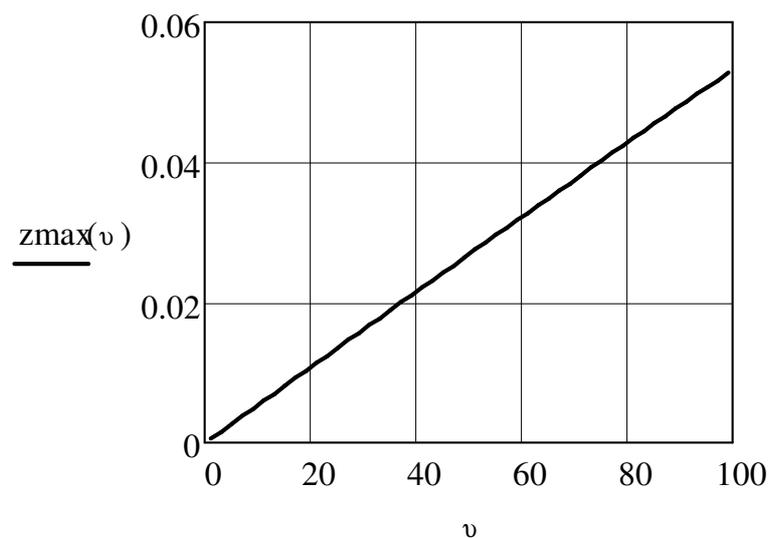


Рисунок 3.16 – Графики зависимости амплитуд вертикальных колебаний автомобиля ЗИЛ-164 на платформе при изменении скорости движения поезда

Сравнение амплитуд вертикальных колебаний, полученных экспериментально и расчетным путем, показывает, что максимальное расхождение между этими значениями составляет порядка 13%.

Таким образом, полученные результаты показали удовлетворительное соответствие экспериментальным данным, что свидетельствует о достоверности предложенной математической модели оценки амплитуд вертикальных колебаний автотехники при перевозке.

Выводы к главе 3

1. Разработаны пространственные математические модели размещения и крепления автотехники на открытом подвижном составе, учитывающие ее индивидуальные характеристики, условия перевозки и позволяющие научно обосновывать рациональный способ ее размещения и крепления.

2. Разработана методика оценки амплитуд вертикальных колебаний автотехники, учитывающая ее основные параметры и свойства.

3. Разработаны упрощенные модели вертикальных колебаний автотехники на открытом подвижном составе, составлены дифференциальные уравнения, численные решения которых позволяют построить графики колебаний и определить значения амплитуд вертикальных колебаний автотехники при перевозке.

4. Исследования вертикальных колебаний автотехники при перевозке показывают, что они являются затухающими. При уменьшении количества гибких элементов креплений автотехники происходит плавное увеличение максимальных амплитуд ее вертикальных колебаний.

5. Сравнение амплитуд вертикальных колебаний автотехники при перевозке, полученных экспериментально и расчетным путем в вычислительной среде Matlab, показывает, что максимальное расхождение между этими значениями составляет 13%, что свидетельствует о достоверности разработанной математической модели.

ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОБОСНОВАНИЮ РАЦИОНАЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИИ РАЗМЕЩЕНИЯ И КРЕПЛЕНИЯ АВТОТЕХНИКИ НА ОТКРЫТОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ

В данной главе приведены результаты теоретических исследований по обоснованию технологии размещения и крепления автотехники на открытом подвижном составе, полученные на основе разработанных в предыдущих главах математических моделей. Для примера в вычислительной среде MathCAD выполнены расчеты, позволяющие прогнозировать зависимости сдвигов груза, удлинений каждого гибкого элемента крепления и усилий в них от коэффициентов динамики вагона, соответствующих разным условиям перевозки, а также обосновать применение рационального количества упорных элементов крепления. Кроме того, приведена оценка экономического эффекта для ОАО «РЖД» от внедрения усовершенствованной методики расчета креплений автотехники на открытом подвижном составе.

4.1 Разработка алгоритма обоснования технологий размещения и крепления автотехники по усовершенствованной методике

Методика теоретических исследований, приведенная в данной работе, основана на основных положениях, изложенных в предыдущих главах. Она позволяет оценить безопасность выбранной технологии крепления автотехники на открытом подвижном составе с учетом ее индивидуальных характеристик и колебаний при перевозке. Реализация результатов исследований по определению параметров креплений автотехники с применением усовершенствованной методики позволяют обеспечить сохранную перевозку грузов, безопасность движения поездов, сэ-

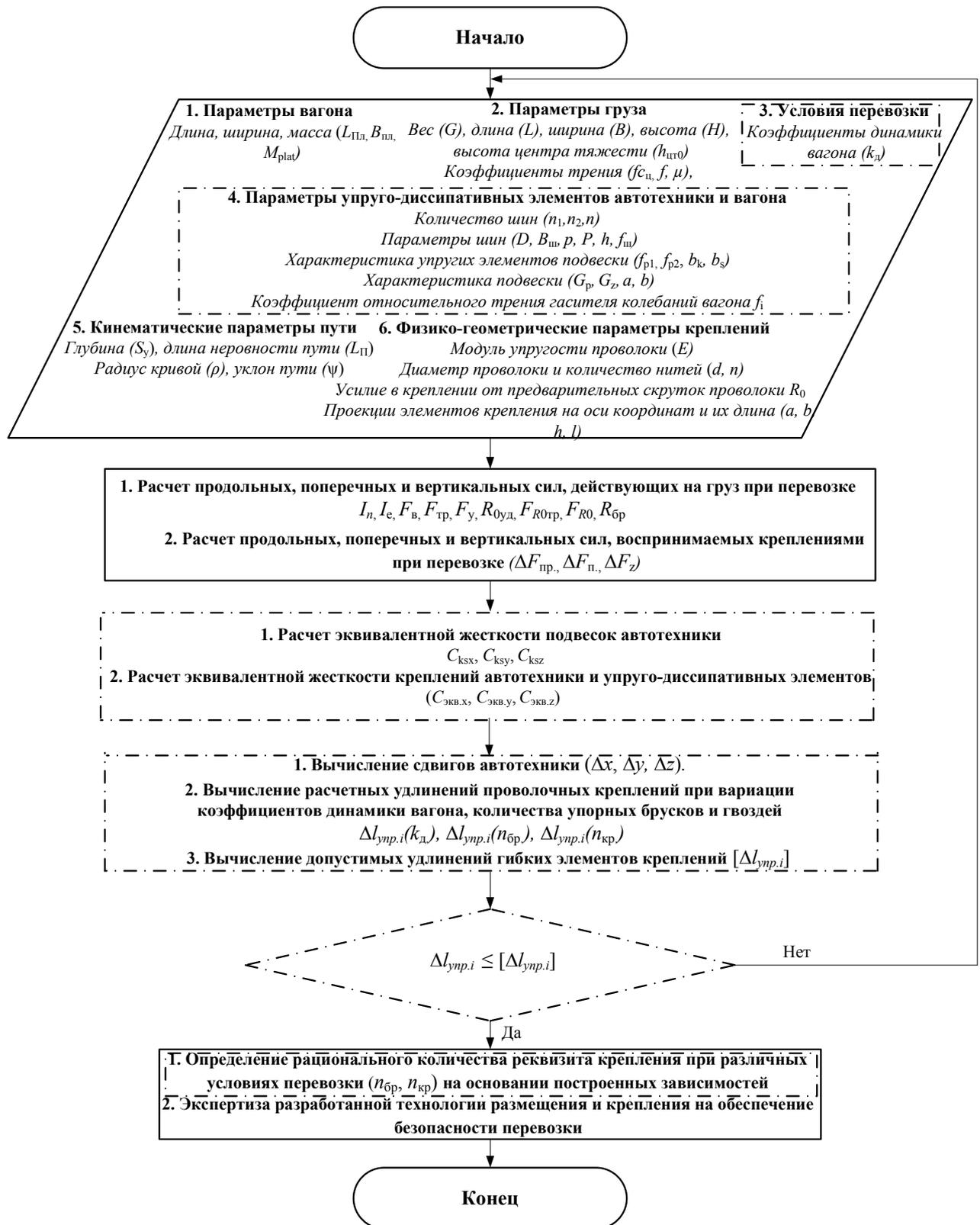
кономив денежные средства при выборе рационального реквизита крепления, а также предотвратить значительные технологические и экономические последствия перевозчика от необходимости устранения коммерческих неисправностей вагонов с такими грузами.

Блок-схема алгоритма обоснования технологии крепления автотехники на открытом подвижном составе приведена на рисунке 4.1.

Отличием предложенной технологии обоснования креплений автотехники является возможность учесть ее упругие свойства, а также прогнозировать сдвиги груза, удлинения каждого гибкого элемента крепления и усилия в них от коэффициентов динамики вагона, соответствующих разным условиям перевозки. Кроме того, предлагается выполнять проверочный расчет креплений грузов по допустимым значениям удлинений каждого гибкого элемента крепления. Отличительные блоки разработанного алгоритма от существующего выделены на рисунке 4.1 штрих-пунктирной линией.

4.2 Результаты исследований удлинений и нагрузочных способностей гибких креплений автотехники на открытом подвижном составе

Теоретические исследования будем проводить для схемы размещения и крепления автотехники (автомобиль КАТО НК 750 YS-L), которая приведена на рисунке 4.2. Данный автомобиль весом $G = 610$ кН несимметрично размещен относительно поперечной оси вагона, перевозится на сцепе из двух железнодорожных платформ и крепится гибкими, а также упорными элементами крепления [151–157].

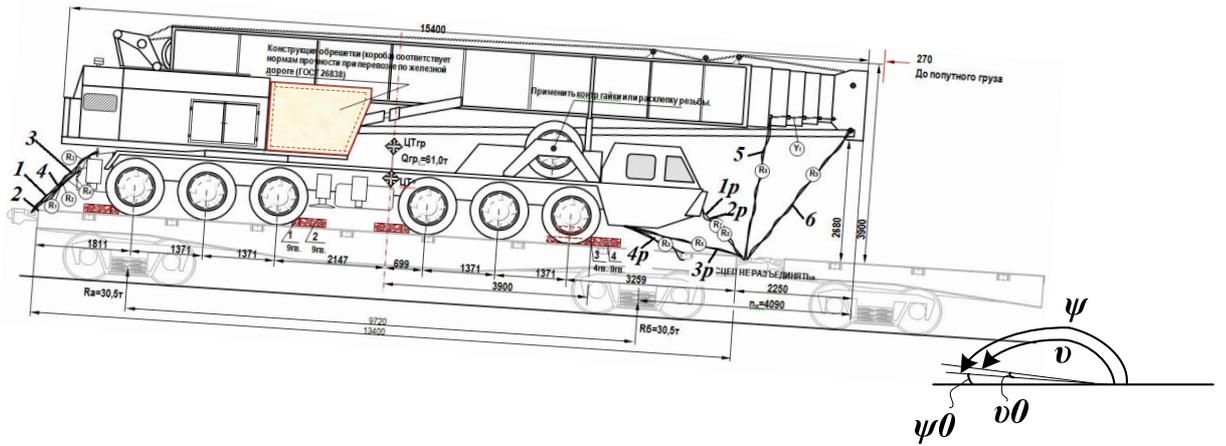


Условные обозначения:

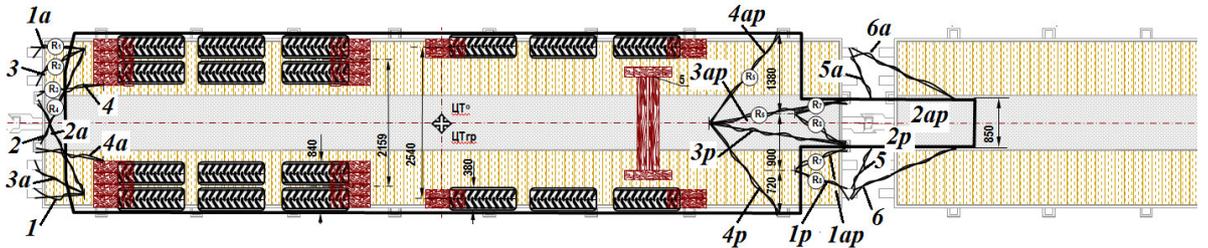
 - отличительные блоки разработанного алгоритма от алгоритма по Техническим условиям

Рисунок 4.1 – Блок-схема алгоритма обоснования технологии крепления автотехники на открытом подвижном составе

а



б



в

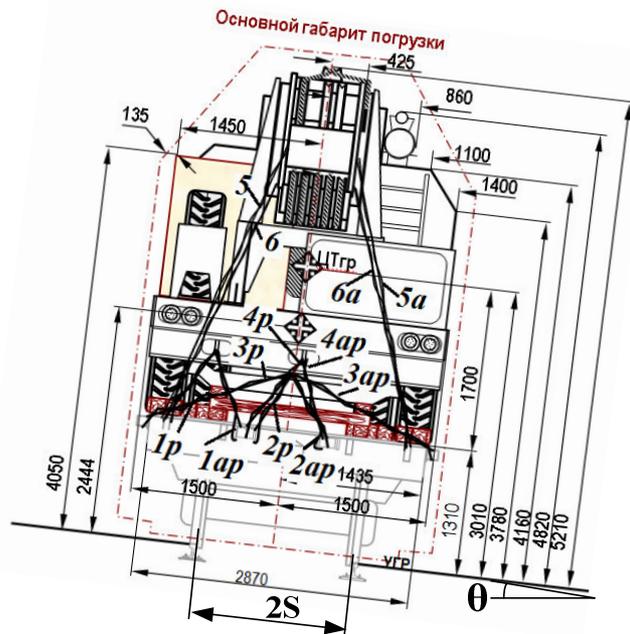


Рисунок 4.2 – Схема размещения и крепления автокрана КАТО НК 750 YS-L на платформе:
 а – вид спереди; б – то же, вид сверху; в – то же, вид сбоку

Порядок получения расчетной схемы размещения и крепления автокрана, приведенного на рисунке 4.2, аналогичен изложенному в разделе 3.1 данной работы.

Подробные результаты вычислительных экспериментов для груза, представленного на рисунке 4.2, приведены в Приложении А [156, 157].

4.2.1. Вычисление удлинений в гибких элементах креплений автотехники

1 Вычисление удлинений каждого гибкого элемента крепления при воздействии продольных сил [151]

1.1 Вычисление удлинения каждого гибкого элемента крепления, соответствующего сдвигу груза вдоль вагона:

$$\Delta l_{\text{упр.}i} = \Delta x \times \frac{a_i}{l_i} \leq [\Delta l_{\text{упр.}i}], \quad (4.1)$$

где $[\Delta l_{\text{упр.}i}]$ – допустимое значение удлинения каждого гибкого элемента:

$$[\Delta l_{\text{упр.}i}] = [R_{i0}] \times \frac{1}{7,854 d_i^2} \times \frac{l_i}{n_i}. \quad (4.2)$$

Здесь $[R_{i0}]$ – допустимое значение усилия в i -ом упругом элементе крепления, определяемое по табл. 20 ТУ [1] в зависимости от количества нитей n_i (8 шт.) и диаметра d_i (6 мм) проволоки крепления с учётом усилий предварительных скруток проволоки $R0_i = 20$ кН, т. е. $[R_{i0}] = [R_i] + R0_i = 24,8 + 20 = 44,8$ кН.

Для заданных исходных данных допустимые значения удлинения каждого элемента крепления оказались равными, м:

$[\Delta l_{\text{упр.1}}] = 0,029$, $[\Delta l_{\text{упр.2}}] = 0,043$, $[\Delta l_{\text{упр.3}}] = 0,036$, $[\Delta l_{\text{упр.4}}] = 0,03$, $[\Delta l_{\text{упр.5}}] = 0,059$, $[\Delta l_{\text{упр.6}}] = 0,068$, $[\Delta l_{\text{упр.1a}}] = 0,029$, $[\Delta l_{\text{упр.2a}}] = 0,043$, $[\Delta l_{\text{упр.3a}}] = 0,036$, $[\Delta l_{\text{упр.4a}}] = 0,03$, $[\Delta l_{\text{упр.5a}}] = 0,059$, $[\Delta l_{\text{упр.6a}}] = 0,068$ – для одного направления;

$[\Delta l_{\text{упр.p1}}] = 0,032$, $[\Delta l_{\text{упр.p2}}] = 0,026$, $[\Delta l_{\text{упр.p3}}] = 0,045$, $[\Delta l_{\text{упр.p4}}] = 0,035$, $[\Delta l_{\text{упр.p5}}] = 0$, $[\Delta l_{\text{упр.p6}}] = 0$, $[\Delta l_{\text{упр.1ap}}] = 0,032$, $[\Delta l_{\text{упр.2ap}}] = 0,024$, $[\Delta l_{\text{упр.3ap}}] = 0,045$, $[\Delta l_{\text{упр.4ap}}] = 0,03$, $[\Delta l_{\text{упр.5ap}}] = 0$, $[\Delta l_{\text{упр.6ap}}] = 0$ – для другого направления.

Расчёт удлинения каждого гибкого элемента крепления, м:

– одного направления

$$\Delta l_{\text{упр.1x}} = \Delta x1 \times \frac{a_1}{l_1} = 0,047; \Delta l_{\text{упр.2x}} = \Delta x1 \times \frac{a_2}{l_2} = 0,032; \Delta l_{\text{упр.3x}} = \Delta x1 \times \frac{a_3}{l_3} = 0,038;$$

$$\Delta l_{\text{упр.4x}} = \Delta x1 \times \frac{a_4}{l_4} = 0,047; \Delta l_{\text{упр.5x}} = \Delta x1 \times \frac{a_5}{l_5} = 0,038; \Delta l_{\text{упр.6x}} = \Delta x1 \times \frac{a_6}{l_6} = 0,029;$$

$$\Delta l_{\text{упр.1ax}} = \Delta x1 \times \frac{a_{1a}}{l_{1a}} = 0,047; \Delta l_{\text{упр.2ax}} = \Delta x1 \times \frac{a_{2a}}{l_{2a}} = 0,032; \Delta l_{\text{упр.3ax}} = \Delta x1 \times \frac{a_{3a}}{l_{3a}} = 0,038;$$

$$\Delta l_{\text{упр.4ax}} = \Delta x1 \times \frac{a_{4a}}{l_{4a}} = 0,047; \Delta l_{\text{упр.5ax}} = \Delta x1 \times \frac{a_{5a}}{l_{5a}} = 0,038; \Delta l_{\text{упр.6ax}} = \Delta x1 \times \frac{a_{6a}}{l_{6a}} = 0,029;$$

– другого направления

$$\Delta l_{\text{упр.1px}} = \Delta x2 \times \frac{a_{1p}}{l_{1p}} = 0,054; \Delta l_{\text{упр.1apx}} = \Delta x2 \times \frac{a_{1ap}}{l_{1ap}} = 0,051; \Delta l_{\text{упр.2px}} = \Delta x2 \times \frac{a_{2p}}{l_{2p}} = 0,039;$$

$$\Delta l_{\text{упр.2apx}} = \Delta x2 \times \frac{a_{2ap}}{l_{2ap}} = 0,041; \Delta l_{\text{упр.3px}} = \Delta x2 \times \frac{a_{3p}}{l_{3p}} = 0,07; \Delta l_{\text{упр.3apx}} = \Delta x2 \times \frac{a_{3ap}}{l_{3ap}} = 0,07;$$

$$\Delta l_{\text{упр.4px}} = \Delta x2 \times \frac{a_{4p}}{l_{4p}} = 0,044; \Delta l_{\text{упр.4apx}} = \Delta x2 \times \frac{a_{4ap}}{l_{4ap}} = 0,044; \Delta l_{\text{упр.5px}} = \Delta x2 \times \frac{a_{5p}}{l_{5p}} = 0;$$

$$\Delta l_{\text{упр.5apx}} = \Delta x2 \times \frac{a_{5ap}}{l_{5ap}} = 0; \Delta l_{\text{упр.6px}} = \Delta x2 \times \frac{a_{6p}}{l_{6p}} = 0; \Delta l_{\text{упр.6apx}} = \Delta x2 \times \frac{a_{6ap}}{l_{6ap}} = 0.$$

Сопоставление полученных данных с допустимыми значениями удлинений каждого гибкого элемента показывают, что при заданных исходных данных происходит разрушение некоторых элементов крепления от воздействия продольных сил.

Так, например, удлинение первого элемента крепления одного направления в 1,6 раз превышает допустимое значение ($0,047/0,029 \approx 1,6$), третьего элемента в 1,05 раз ($0,038/0,036 \approx 1,05$), а четвёртого элемента более чем в 1,6 раз ($0,047/0,03 \approx 1,6$). Удлинение первого элемента крепления другого направления превышает допустимое значение в 1,7 раз ($0,054/0,032 = 1,7$), второго элемента в 1,5 раза ($0,039/0,026 \approx 1,5$), третьего элемента почти в 1,6 раз ($0,07/0,045 \approx 1,6$), а четвёртого элемента в 1,3 раза ($0,044/0,035 \approx 1,3$).

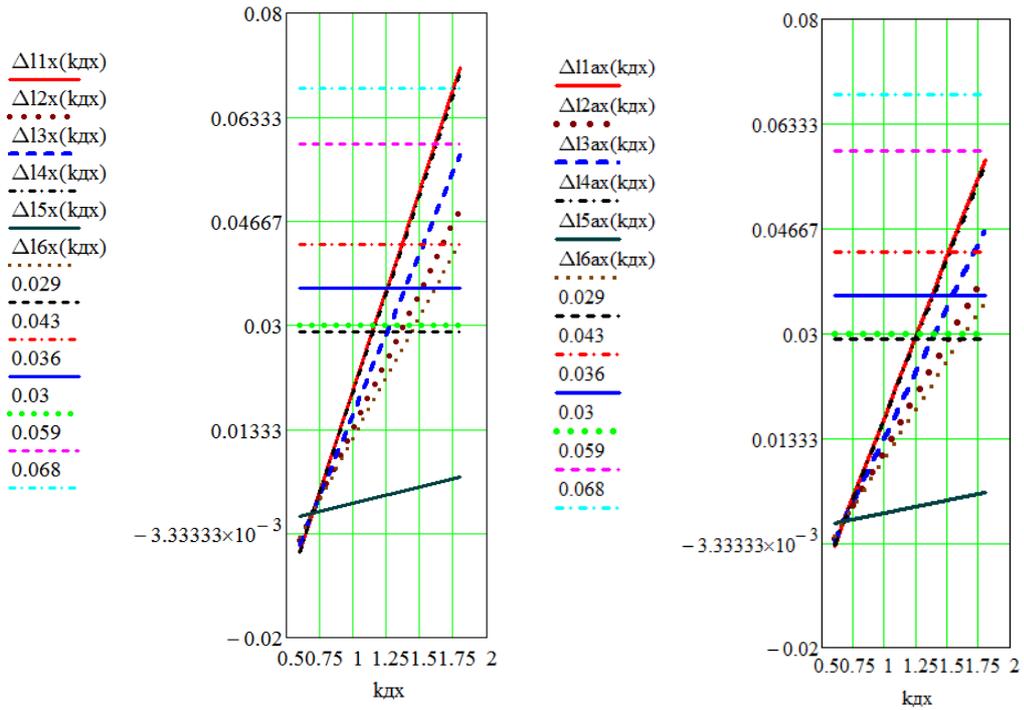
Полученные результаты исследований показывают, что уже на этом этапе расчёта можно предпринять меры по уменьшению величины удлинения каждого элемента крепления. Например, увеличить «удерживающую» силу $\Delta FR0_{уд.х}$ путём увеличения количества упорных элементов крепления или их крепёжных изделий (гвозди), что приведёт к уменьшению силы $\Delta FR0_x$, воспринимаемой гибкими элементами крепления, а, следовательно, и величины сдвига груза вдоль вагона.

2 Вычисление удлинений в гибких элементах креплений автотехники при вариации коэффициента продольной динамики вагона и воздействии продольных сил [143]

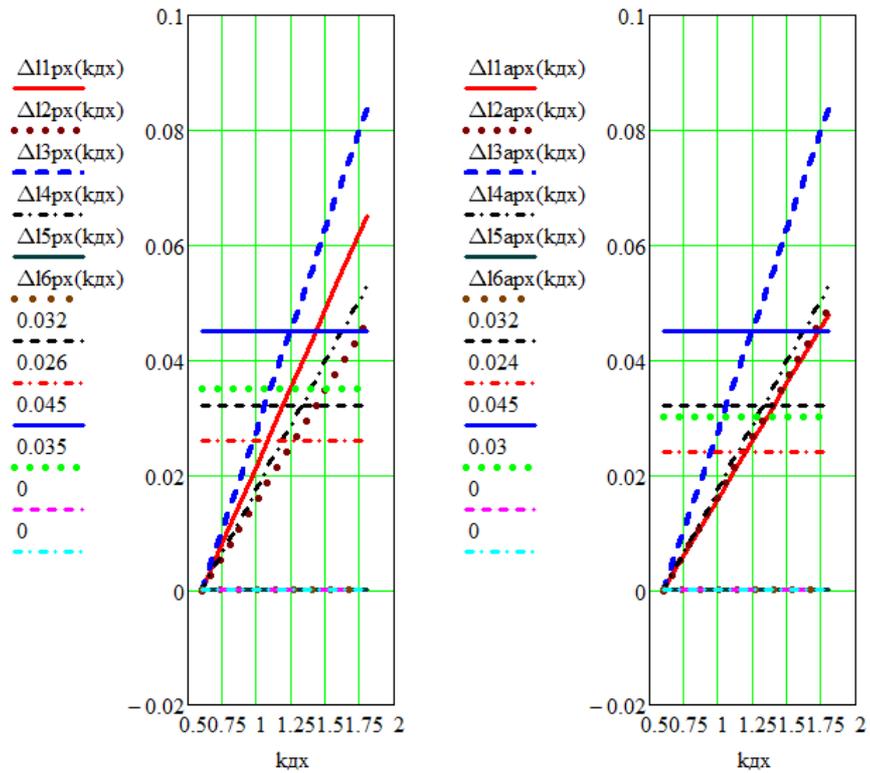
Зависимость удлинения каждого гибкого элемента крепления, соответствующего сдвигу автотехники вдоль вагона, от коэффициента продольной динамики вагона:

$$\Delta l_{упр.ix}(k_{д.х}) = \Delta x(k_{д.х}) \times \frac{a_i}{l_i} \leq [\Delta l_{упр.i}]. \quad (4.3)$$

На основе полученных результатов вычисления сдвига груза вдоль вагона $\Delta x(k_{дх})$ построены графические зависимости удлинений каждого гибкого элемента крепления, как одного ($\Delta l_{ix}(k_{дх}), \Delta l_{iax}(k_{дх})$), так и другого ($\Delta l_{ipx}(k_{дх}), \Delta l_{iapx}(k_{дх})$) направлений от коэффициента $k_{дх}$, которые представлены на рисунке 4.3 для заданного на схеме погрузки груза количества упорных брусков $n_{бр.х} = 18$ шт., а на рисунке 4.4 – для принятого значения $n_{бр.х} = 22$ шт.



а)



б)

Рисунок 4.3 – Графические зависимости удлинений элементов креплений при вариации $k_{дх}$ при заданном на схеме погрузке груза значении

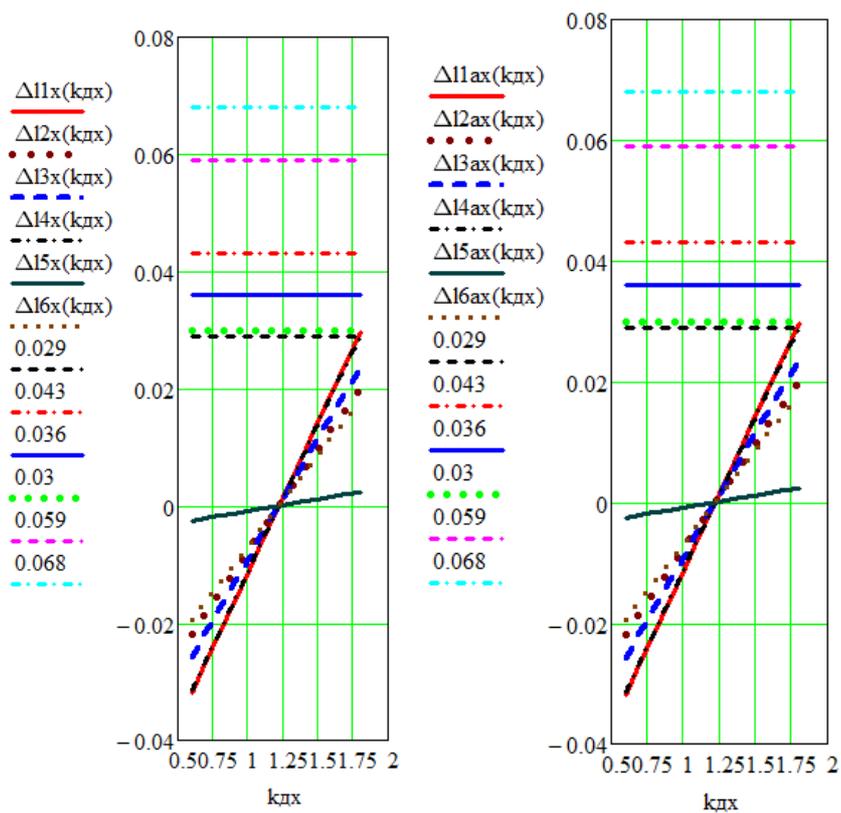
$$n_{бр.х} = 18 \text{ шт.}$$

а) – одного направления; б) – другого направления

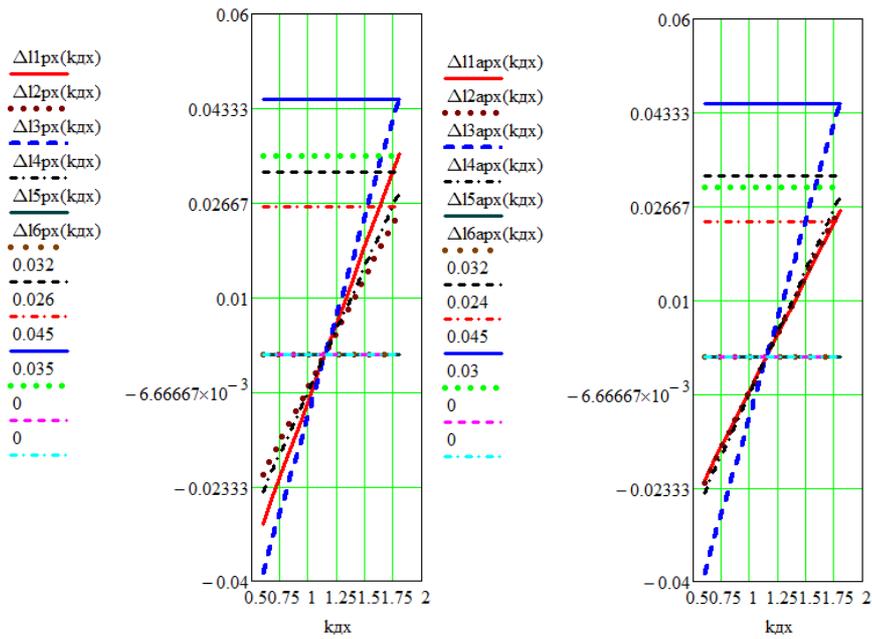
Анализ представленных графических зависимостей показывает, что при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{\text{бр.х}} = 18$ шт. произойдут разрушения растяжек позиций 1 и 4 для одного направления при коэффициенте продольной динамики вагона $k_{\text{дх}} \approx 1,25$, а элементов 2 и 3 при $k_{\text{дх}} \approx 1,51$, т. е. менее, чем $k_{\text{дх}} \approx 1,38$ (среднеарифметическое значение этого коэффициента).

Для другого направления произойдут разрушения растяжек позиций 1, 2 и 3 при коэффициенте продольной динамики вагона $k_{\text{дх}} \approx 1,23$, а растяжки 4 при $k_{\text{дх}} \approx 1,4$.

Также графики показывают, что сдвиг груза при $n_{\text{бр.х}} = 18$ шт., и, как следствие, удлинения гибких элементов крепления будут происходить при $k_{\text{дх}} \approx 0,65$.



a)



б)

Рисунок 4.4 – Графические зависимости удлинений элементов креплений при вариации k_{dx} при принятом значении $n_{бр.х} = 22$ шт.
а) – одного направления; б) – другого направления

Анализируя построенные графические зависимости можно заметить, что удлинения во всех гибких элементах крепления как одного, так и другого направления при воздействии продольных сил при вариации коэффициента k_{dx} при принятом значении $n_{бр.х} = 22$ шт. оказались меньше допустимых, лишь начиная с $k_{dx} = 1,78$. При значении $k_{dx} > 1,78$ произойдут выворачивания упорных брусков и разрыв гибких элементов крепления автотехники. Отсюда ясно, что даже при значении коэффициента $k_{dx} = 1,6$, соответствующего маневровому соударению вагона с автотехникой в парке формирования сортировочной станции, будет обеспечена безопасность и надежность перевозки. Из полученных зависимостей видно, что сдвиг груза при $n_{бр.х} = 22$ шт., и, как следствие, удлинения гибких элементов крепления будут происходить при $k_{dx} \approx 1,15$.

Полученные результаты исследований показывают, что при вариации коэффициента k_{dx} , подбирая количество упорных брусков $n_{бр.х}$ и количество крепёжных изделий $n_{кр.х}$, можно уже на этом же этапе расчёта выполнить сравнение найденных величин удлинений как одного ($\Delta l_{ix}(k_{dx})$, $\Delta l_{iax}(k_{dx})$), так и другого ($\Delta l_{ipx}(k_{dx})$,

$\Delta l_{iapx}(k_{dx})$) направлений с допустимыми ($[\Delta l_{упр.i}]$, $[\Delta l_{упр.ia}]$, ..., $[\Delta l_{упр.ip}]$, $[\Delta l_{упр.iap}]$) и не выполнять дальнейшие расчеты.

3 Вычисление удлинений в гибких элементах креплений автотехники при вариации количества крепежных элементов упорных брусков и воздействии продольных сил

Вычисление удлинения каждого гибкого элемента крепления, соответствующего сдвигу автотехники вдоль вагона в разных направлениях:

$$\Delta l_{упр.ix}(n_{кр.x}) = \Delta x01(n_{кр.x}) \times \frac{a_i}{l_i} \leq [\Delta l_{упр.i}] \quad (4.3)$$

$$\Delta l_{упр.ipx}(n_{кр.x}) = \Delta x02(n_{кр.x}) \times \frac{a_{ip}}{l_{ip}} \leq [\Delta l_{упр.i}] \quad (4.4)$$

На основе полученных результатов вычисления сдвига груза вдоль вагона $\Delta x(n_{кр.x})$ покажем на рисунках 4.5 и 4.6 графические зависимости удлинений каждого гибкого элемента крепления как одного ($\Delta l_{ix}(n_{кр.x})$, $\Delta l_{iax}(n_{кр.x})$), так и другого ($\Delta l_{ipx}(n_{кр.x})$, $\Delta l_{iapx}(n_{кр.x})$) направлений от количества крепежных изделий (гвоздь) $n_{кр.x} = 10, 14 \dots 50$ шт.

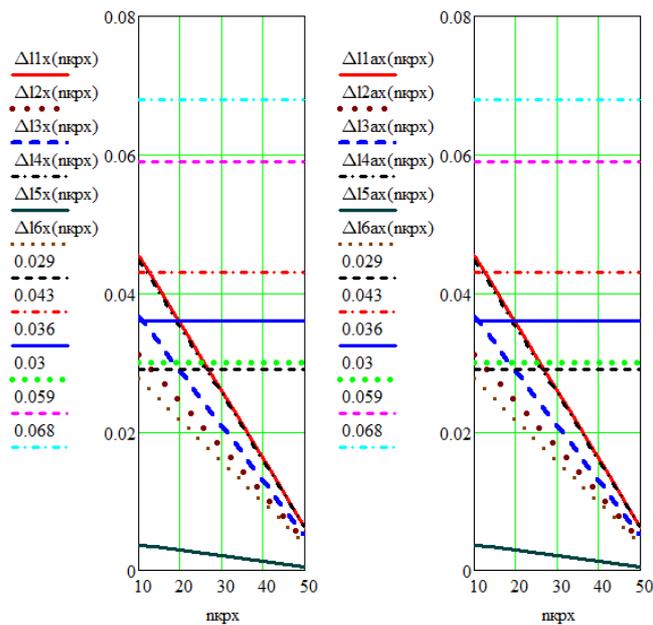


Рисунок 4.5 – Зависимости удлинений гибких элементов креплений $\Delta l_{упр.i}$ от количества крепежных элементов $n_{кр.x}$ одного направления

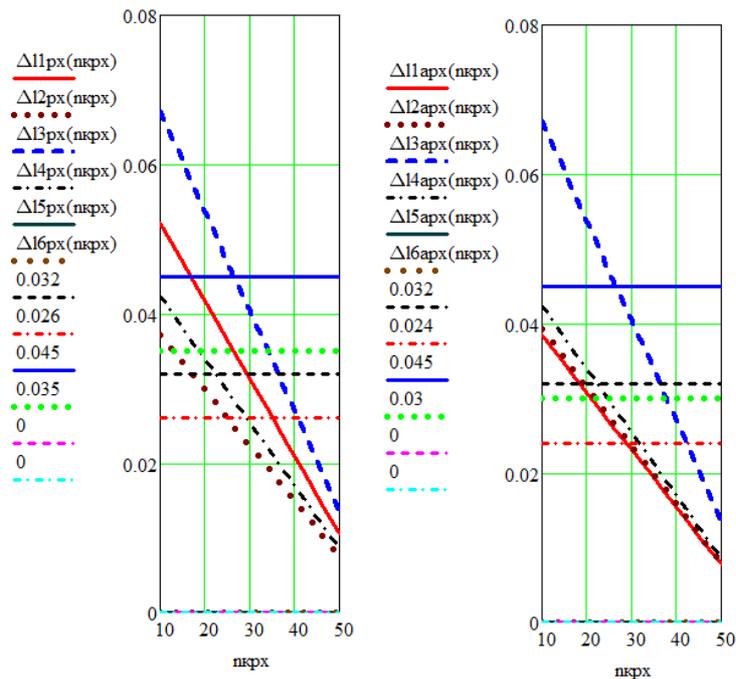


Рисунок 4.6 – Зависимости удлинений гибких элементов креплений $\Delta l_{упр.i}$ от количества крепёжных элементов $n_{кр.х}$ другого направления

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что удлинения первого, второго, третьего и четвёртого элементов креплений как одного (см. рисунок 4.4), так и другого (см. рисунок 4.5) направлений при воздействии продольных сил принимают значения большие, чем допустимые ($\Delta l_{1д} = 29$, $\Delta l_{3д} = 39$ и $\Delta l_{4д} = 30$ мм для одного направления, а другого - $\Delta l_{1рд} = 32$, $\Delta l_{2рд} = 26$, $\Delta l_{3рд} = 36$ и $\Delta l_{4рд} = 30$ мм) при количестве гвоздей $n_{кр.х}$, отличающихся друг от друга для каждого элемента. Так, например, $\Delta l_{1х} = \Delta l_{1д}$ при $n_{кр.х} = 27$ шт., $\Delta l_{3х} = \Delta l_{3д}$ при $n_{кр.х} = 11$ шт., $\Delta l_{4х} = \Delta l_{4д}$ при $n_{кр.х} = 26$ шт. для одного направления, а для другого – $\Delta l_{1рх} = \Delta l_{1д}$ при $n_{кр.х} = 30$ шт., $\Delta l_{2рх} = \Delta l_{2д}$ при $n_{кр.х} = 25$ шт., $\Delta l_{3рх} = \Delta l_{3арх} = \Delta l_{3рд}$ при $n_{кр.х} = 26$ шт., $\Delta l_{4рх} = \Delta l_{4арх} = \Delta l_{4ад}$ при $n_{кр.х} = 18$ шт.

На основании вышеприведенных результатов расчетов можно утверждать, что для обеспечения прочности выбранного крепления (расчетные удлинения меньше допустимых) для рассматриваемой схемы погрузки автотехники необходимо принять для расчета количество крепёжных изделий $n_{кр.х} = 30$ шт. на каждый

упорный брусок. При меньшем значении $n_{кр.х}$ третья пара гибких элементов крепления другого направления будет испытывать разрушающую нагрузку, что приведет в последующем к разрыву и остальных элементов крепления.

Удлинения гибких элементов крепления будут происходить лишь тогда, когда упорные бруски потеряют связь с полом вагона из-за недостаточного количества крепёжных изделий, т. е. при $n_{кр.х} \leq 30$ шт. При наличии упорных брусков (т. е. при $n_{кр.х} \geq 36$ шт.) гибкие элементы крепления не будут включены в работу по удержанию груза от сдвига вдоль вагона.

4 Вычисление удлинений гибких элементов крепления при воздействии поперечных сил.

4.1 Вычисление удлинения каждого гибкого элемента крепления, соответствующего сдвигу груза поперёк вагона Δy :

$$\Delta l_{упр.iy} = \Delta y \times \frac{b_i}{l_i} \leq [\Delta l_{упр.i}] \quad (4.5)$$

где $[\Delta l_{упр.i}]$ – допустимое значение удлинения каждого гибкого элемента:

$$[\Delta l_{упр.i}] = [R_{i0}] \times \frac{1}{7,854 d_i^2} \times \frac{l_i}{n_i}. \quad (4.6)$$

Здесь $[R_{i0}]$ – допустимое значение усилия в i -ом упругом элементе крепления, определяемое по табл. 20 ТУ [1] в зависимости от количества нитей n_i (8 шт.) и диаметра d_i (6 мм) проволоки крепления с учётом натяжения предварительных скруток проволоки $R0_i = 20$ кН, т. е. $[R_{i0}] = [R_i] + R0_i = 24,8 + 20 = 44,8$ кН.

Для заданных исходных данных допустимое значение удлинения каждого элемента крепления оказалось равным, м:

$[\Delta l_{упр.1}] = 0,029$, $[\Delta l_{упр.2}] = 0,043$, $[\Delta l_{упр.3}] = 0,036$, $[\Delta l_{упр.4}] = 0,03$, $[\Delta l_{упр.5}] = 0,059$, $[\Delta l_{упр.6}] = 0,068$, $[\Delta l_{упр.п1}] = 0,032$, $[\Delta l_{упр.п2}] = 0,026$, $[\Delta l_{упр.п3}] = 0,045$, $[\Delta l_{упр.п4}] = 0,035$, $[\Delta l_{упр.п5}] = 0$, $[\Delta l_{упр.п6}] = 0$ – для одного направления;

$[\Delta l_{\text{упр.1a}}] = 0,029$, $[\Delta l_{\text{упр.2a}}] = 0,043$, $[\Delta l_{\text{упр.3a}}] = 0,036$, $[\Delta l_{\text{упр.4a}}] = 0,03$, $[\Delta l_{\text{упр.5a}}] = 0,059$, $[\Delta l_{\text{упр.6a}}] = 0,068$, $[\Delta l_{\text{упр.1ap}}] = 0,032$, $[\Delta l_{\text{упр.2ap}}] = 0,024$, $[\Delta l_{\text{упр.3ap}}] = 0,045$, $[\Delta l_{\text{упр.4ap}}] = 0,03$, $[\Delta l_{\text{упр.5ap}}] = 0$, $[\Delta l_{\text{упр.6ap}}] = 0$ – для другого направления.

Расчёт удлинения каждого гибкого элемента крепления, м:

– одного направления

$$\Delta l_{\text{упр.1y}} = \Delta y1 \times \frac{b_1}{l_1} = 0; \Delta l_{\text{упр.2y}} = \Delta y1 \times \frac{b_2}{l_2} = 0,019; \Delta l_{\text{упр.3y}} = \Delta y1 \times \frac{b_3}{l_3} = 0,0042;$$

$$\Delta l_{\text{упр.4y}} = \Delta y1 \times \frac{b_4}{l_4} = 0,0041; \Delta l_{\text{упр.5y}} = \Delta y1 \times \frac{b_5}{l_5} = 0,008; \Delta l_{\text{упр.6y}} = \Delta y1 \times \frac{b_6}{l_6} = 0,0072;$$

$$\Delta l_{\text{упр.1py}} = \Delta y1 \times \frac{b_{1p}}{l_{p1}} = 0,0058; \Delta l_{\text{упр.2py}} = \Delta y1 \times \frac{b_{2p}}{l_{2p}} = 0,041; \Delta l_{\text{упр.3py}} = \Delta y1 \times \frac{b_{3p}}{l_{3p}} = 0,004;$$

$$\Delta l_{\text{упр.4py}} = \Delta y1 \times \frac{b_{4p}}{l_{4p}} = 0,019; \Delta l_{\text{упр.5py}} = \Delta y1 \times \frac{b_{5p}}{l_{5p}} = 0; \Delta l_{\text{упр.6py}} = \Delta y1 \times \frac{b_{6p}}{l_{6p}} = 0.$$

– другого направления

$$\Delta l_{\text{упр.1ay}} = \Delta y2 \times \frac{b_{1a}}{l_{1a}} = 0; \Delta l_{\text{упр.2ay}} = \Delta y2 \times \frac{b_{2a}}{l_{2a}} = 0,019; \Delta l_{\text{упр.3ay}} = \Delta y2 \times \frac{b_{3a}}{l_{3a}} = 0,0043;$$

$$\Delta l_{\text{упр.4ay}} = \Delta y2 \times \frac{b_{4a}}{l_{4a}} = 0,0042; \Delta l_{\text{упр.5ay}} = \Delta y2 \times \frac{b_{5a}}{l_{5a}} = 0,0085; \Delta l_{\text{упр.6ay}} = \Delta y2 \times \frac{b_{6a}}{l_{6a}} = 0,0074;$$

$$\Delta l_{\text{упр.1apy}} = \Delta y2 \times \frac{b_{1ap}}{l_{1ap}} = 0,0075; \Delta l_{\text{упр.2apy}} = \Delta y2 \times \frac{b_{2ap}}{l_{2ap}} = 0,0051; \Delta l_{\text{упр.3apy}} = \Delta y2 \times \frac{b_{3ap}}{l_{3ap}} = 0,0041;$$

$$\Delta l_{\text{упр.4apy}} = \Delta y2 \times \frac{b_{4ap}}{l_{4ap}} = 0,02; \Delta l_{\text{упр.5apy}} = \Delta y2 \times \frac{b_{5ap}}{l_{5ap}} = 0; \Delta l_{\text{упр.6apy}} = \Delta y2 \times \frac{b_{6ap}}{l_{6ap}} = 0.$$

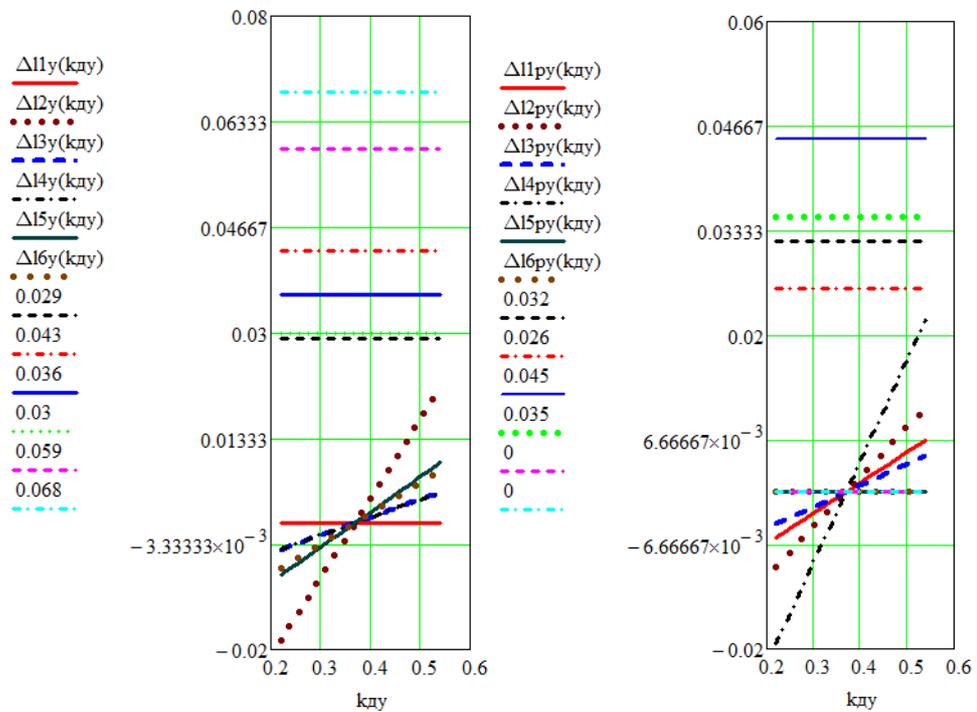
Сравнение полученных данных с допустимыми значениями удлинений каждого гибкого элемента показывают, что при заданных исходных данных прочность всех креплений в поперечном направлении обеспечена. Полученные результаты исследований показывают, что уже на этом этапе расчёта можно прекратить расчеты, не рассчитывая натяжения в упругих элементах крепления.

5 Вычисление удлинений в гибких элементах креплений автотехники при вариации коэффициента поперечной динамики вагона и воздействии поперечных сил

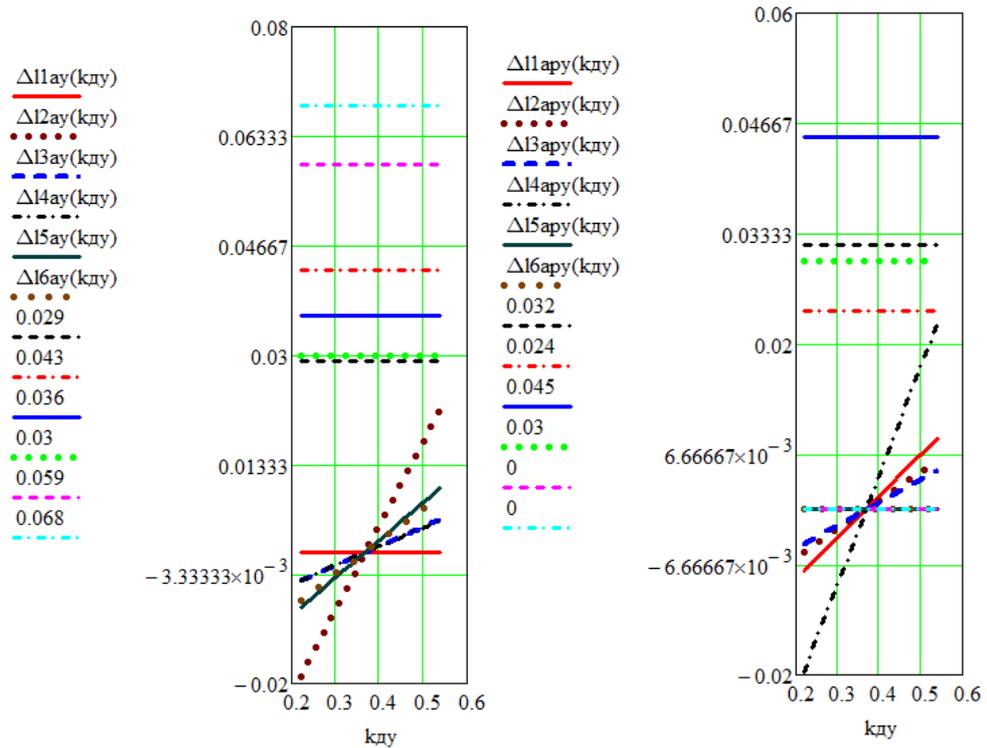
Зависимость удлинения каждого гибкого элемента крепления, соответствующего сдвигу автотехники поперек вагона, от коэффициента поперечной динамики вагона:

$$\Delta l_{\text{упр.}i y}(k_{\text{д.}y}) = \Delta y(k_{\text{д.}y}) \times \frac{b_i}{l_i} \leq [\Delta l_{\text{упр.}i}], \quad (4.7)$$

Графические зависимости удлинения каждого гибкого элемента крепления, как одного ($\Delta l_{iy}, \Delta l_{ipy}$), так и другого ($\Delta l_{ia y}, \Delta l_{iap y}$) направлений от величины сдвига груза поперек вагона Δy при вариации коэффициента $k_{\text{д}y}$ имеют вид, представленный на рисунке 4.7, для заданного на схеме погрузки груза количества упорных брусков $n_{\text{бр.}y} = 0$ шт.



а)



б)

Рисунок 4.7 – Графические зависимости удлинений элементов креплений при вариации $k_{дy}$ при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{бр,y} = 0$ шт.

а) – одного направления; б) – другого направления

Анализ представленных графических зависимостей показывает, что при заданном на схеме погрузки значении $n_{бр,y} = 0$ шт. (отсутствие упорных брусков, работающих в поперечном направлении) прочность гибких элементов креплений будет обеспечена.

Из полученных зависимостей видно, что сдвиг груза при $n_{бр,y} = 0$ шт., и, как следствие, удлинения гибких элементов крепления будут происходить при $k_{дy} \approx 0,36$. Таким образом, при отсутствии брусков в поперечном направлении полностью обеспечена безопасность и надежность перевозки рассмотренного груза. Небольшие значения удлинений элементов креплений автотехники связаны, прежде всего, с наличием поперечных сил, препятствующих деформации шин автотехники в поперечном направлении.

6 Вычисление удлинений в упругих элементах крепления автотехники-при вариации количества крепежных элементов упорных брусков и воздействия поперечных сил

Вычисление удлинения каждого гибкого элемента крепления, соответствующего сдвигу автотехники поперек вагона:

$$\Delta l_{\text{упр.}iy}(n_{\text{кр.}y}) = \Delta y_{01}(n_{\text{кр.}y}) \times \frac{b_i}{l_i} \leq [\Delta l_{\text{упр.}i}] \quad (4.8)$$

$$\Delta l_{\text{упр.}ipy}(n_{\text{кр.}y}) = \Delta y_{02}(n_{\text{кр.}y}) \times \frac{b_{ip}}{l_{ip}} \leq [\Delta l_{\text{упр.}i}] \quad (4.9)$$

На основе полученных результатов вычисления сдвига груза поперек вагона $\Delta y(n_{\text{кр.}y})$ покажем графические зависимости удлинения каждого гибкого элемента крепления как одного ($\Delta l_{iy}(n_{\text{кр.}y})$, $\Delta l_{ipy}(n_{\text{кр.}y})$), так и другого ($\Delta l_{ia_y}(n_{\text{кр.}y})$, $\Delta l_{iap_y}(n_{\text{кр.}y})$) направлений от количества крепежных изделий (гвоздь) $n_{\text{кр.}y} = 10, 14 \dots 50$ шт. (рисунки 4.8, 4.9).

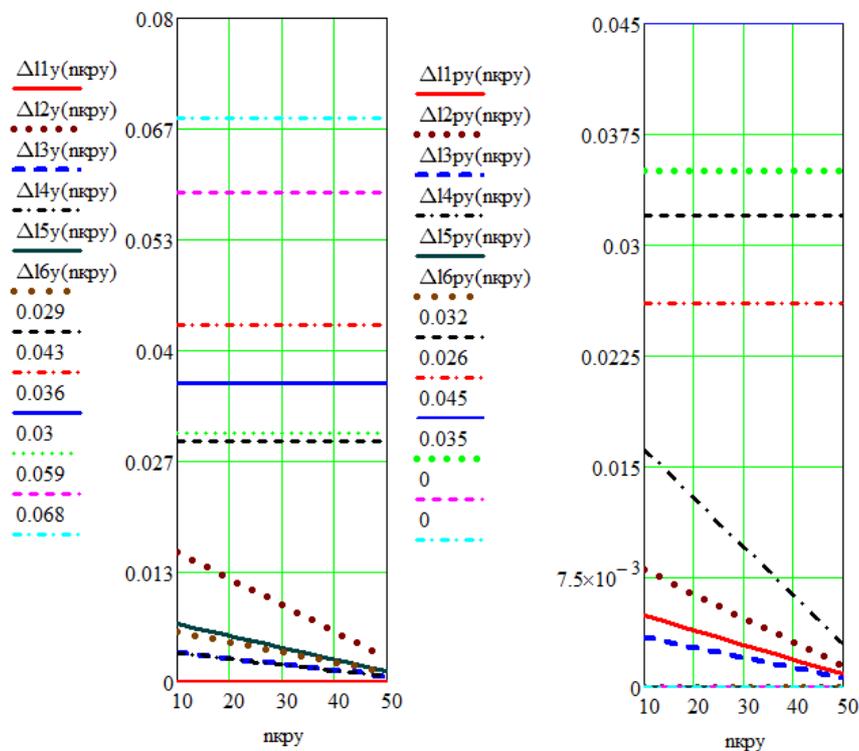


Рисунок 4.8 – Зависимости удлинений элементов крепления $\Delta l_{\text{упр.}i}$ при вариации количества крепежных элементов $n_{\text{кр.}y}$ одного направления

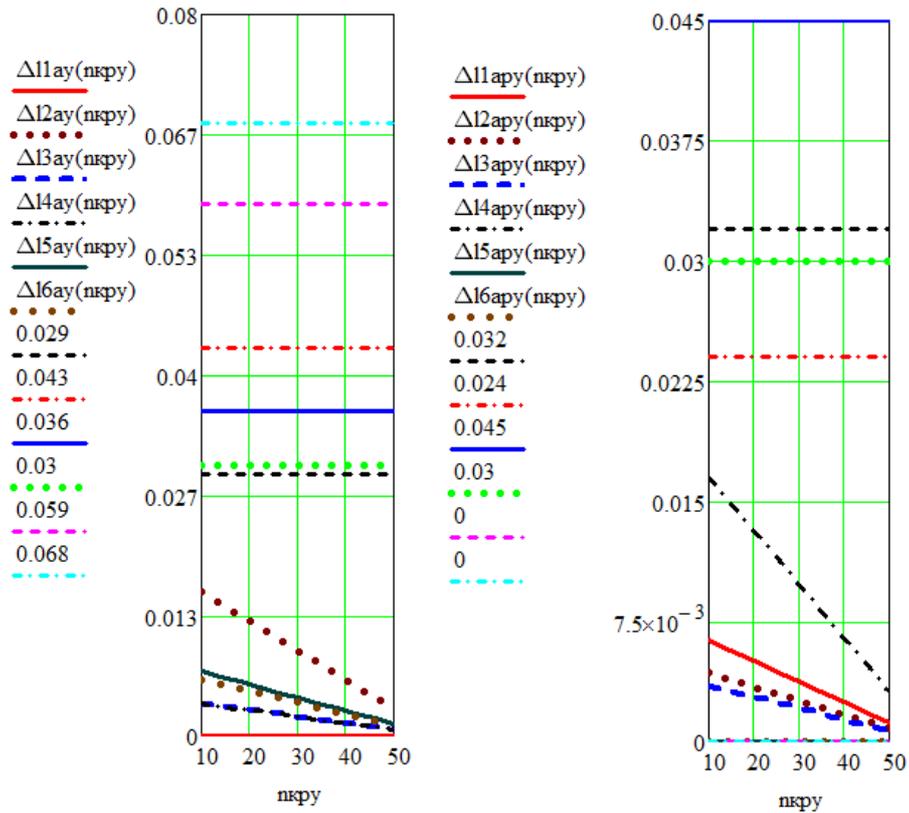


Рисунок 4.9 – Зависимости удлинений элементов крепления $\Delta l_{\text{упр.}i}$ при вариации количества крепёжных элементов $n_{\text{кр.у}}$ другого направления

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что удлинения всех гибких элементов крепления при отсутствии упорных брусков поперечного направления ($n_{\text{бр.у}} = 0$ шт.) при различных значениях крепёжных изделий принимают значения меньше допустимых.

4.3 Оценка экономического эффекта от внедрения усовершенствованной методики обоснования крепления автотехники на открытом подвижном составе

Главным образом экономический эффект от внедрения усовершенствованной методики обоснования креплений автотехники на открытом подвижном со-

ставе может быть достигнут в результате снижения отцепок коммерчески неисправных вагонов с данными грузами [2, 7, 121].

В соответствии с экспертной оценкой внедрение усовершенствованной методики расчета креплений автотехники позволяет сократить количество отцепок вагонов с такими грузами вследствие коммерческих неисправностей от 30% до 50% [79].

Используя предложенную во второй главе модель, изменяя исходные параметры, исследуем их влияние на экономические последствия ОАО «РЖД» от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями.

Построим график изменения экономических потерь при уменьшении количества коммерчески неисправных вагонов с автотехникой на 30% и 50% [79, 121] (рисунок 4.10).

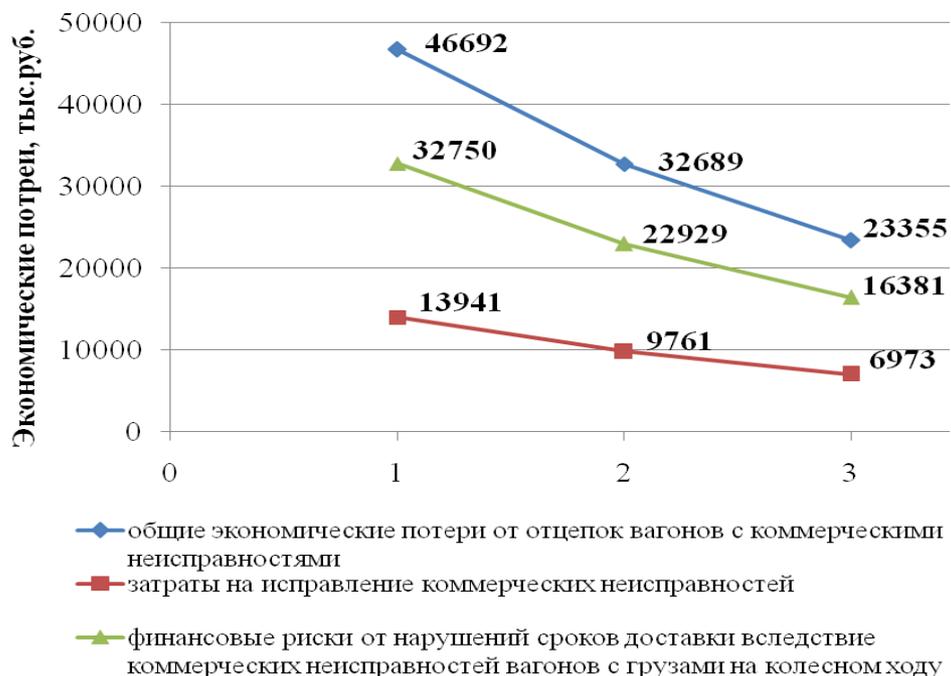


Рисунок 4.10 – Зависимость экономических потерь ОАО «РЖД» от количества коммерчески неисправных вагонов с автотехникой

На рисунке 4.10 по оси абсцисс цифрой 1 обозначен существующий уровень экономических последствий от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями, загруженными автотехникой, цифрой 2 – уровень экономических потерь

при уменьшении количества коммерчески неисправных вагонов на 30%, цифрой 3 – на 50%.

Из рисунка 4.10 следует, что при снижении коммерческих неисправностей на 30% общие годовые экономические потери снижаются на 14 млн.руб., ущерб от нарушения сроков доставки – на 9,8 млн.руб., затраты на исправление коммерческих неисправностей – на 4,2 млн.руб. При снижении коммерческих неисправностей на 50% произойдет – соответственно на 23,4; 16,4 и 7 млн.руб.

Большое влияние на снижение экономических потерь ОАО «РЖД» от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями, загруженными автотехникой, оказывает простой вагонов до подачи на ПИКН для исправления коммерческих неисправностей, а также простой до включения вагонов, вышедших в ПИКН, в поезд своего формирования (рисунок 4.11). Эти показатели напрямую зависят от эксплуатационной обстановки на станции, а также от работы оперативного персонала.



Рисунок 4.11 – Зависимость экономических потерь ОАО «РЖД» от простоев вагонов до подачи в ПИКН и после выхода из них

Из рисунка 4.11 видно, что снижение времени простоя вагонов с автомобилями до подачи на ПИКН и до включения в формирующиеся поезда с существующих 6,5 ч до 1 ч приводит к уменьшению экономических потерь на 282 тыс.руб. в год.

Еще одним важным параметром, влияющим на экономические последствия от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями, является количество вагонов, простаивающих на ПИКН сверх допустимой нормы (2 сут.) [6].

Выясним, как изменятся экономические потери при уменьшении этого показателя на 30, 50, 70, 100% (на рисунке 4.12 по оси абсцисс это цифры 2, 3, 4 и 5, существующий уровень обозначен цифрой 1).

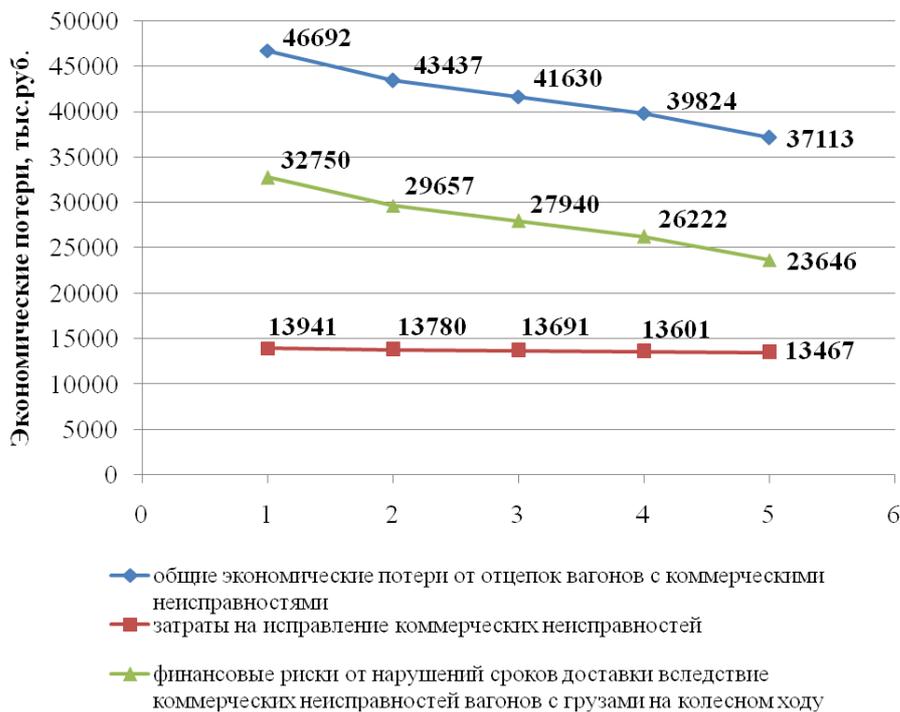


Рисунок 4.12 – Зависимость экономических потерь ОАО «РЖД» от количества вагонов с автотехникой, простаивающих на ПИКН сверх нормы

Из анализа рисунка 4.12 следует, что при уменьшении количества вагонов с автотехникой, простаивающих на ПИКН сверх нормы, максимально снижается величина такого показателя, как ущерб от нарушения сроков доставки: в частности, на 4,8 млн руб. при 50 %-м снижении и на 9,1 млн руб. при 100 %-м.

Таким образом, экономический эффект от внедрения усовершенствованной методики расчетов креплений автотехники на открытом подвижном составе заключается в предотвращении затрат ОАО «РЖД» в размере от 14 до 47 млн.руб в год [121].

Выводы к главе 4

1. Предложена технология обоснования креплений автотехники на открытом подвижном составе, позволяющая:

- учесть упруго-диссипативные свойства автотехники;
- прогнозировать сдвиги груза, удлинения каждого гибкого элемента крепления и усилий в них от коэффициентов динамики вагона, соответствующих разным условиям перевозок;
- выполнять расчет прочности креплений по допустимым значениям удлинений каждого гибкого элемента крепления;
- подбирать рациональное количество упорных элементов крепления и их крепежных изделий;
- частично автоматизировать расчеты по обоснованию технологии размещения и крепления автотехники на открытом подвижном составе.

2. Полученные графические зависимости удлинений гибких элементов креплений и усилий в них от коэффициентов динамики вагона, количества крепежных элементов упорных брусков показывают, что при количестве упорных брусков $n_{бр.х} = 18$ шт., прочность креплений будет обеспечена лишь при $k_{дх} \leq 1,23$ и $n_{кр.х} \geq 30$ шт. на каждый упорный брусок. Изменение технологии крепления с использованием большего количества упорных брусков $n_{бр.х} = 22$ шт. и гвоздей $n_{кр.х} = 30$ шт. позволит обеспечить надежность перевозки и крепления автотехники при наиболее неблагоприятных условиях перевозки ($k_{дх} \leq 1,78$).

3. Полученные графические зависимости удлинений гибких элементов крепления и усилий в них от коэффициентов поперечной динамики вагона, от количества крепежных изделий показывают, что при отсутствии поперечных упорных брусков ($n_{бр.у} = 0$ шт.) прочность гибких элементов креплений в поперечном направлении будет обеспечена, что связано с весьма незначительными поперечными сдвигами (при $k_{ду} \geq 0,36$).

4. Экономический эффект от внедрения усовершенствованной методики расчетов креплений автотехники на открытом подвижном составе заключается в предотвращении затрат ОАО «РЖД» на отцепки коммерчески неисправных вагонов с данными грузами в размере от 14 до 47 млн.руб в год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации подробно исследовано неблагоприятное влияние коммерческих неисправностей вагонов с грузами на технологические процессы работы железнодорожных станций, приводящих к значительным экономическим потерям ОАО «РЖД», на примере перевозок автотехники на открытом подвижном составе.

В качестве основных мероприятий по снижению количества коммерческих неисправностей грузов, представляющих большую угрозу безопасности движения, рассматриваются альтернативные технологические линии работы на станциях с такими грузами, а также усовершенствованная методика расчета креплений с учетом индивидуальных свойств грузов.

Итогом диссертационного исследования стали следующие научные результаты:

1. Около 35% от общего количества отцепленных вагонов – это вагоны, загруженные автотехникой. Коммерческие неисправности при перевозке таких грузов связаны с нарушениями технических условий при погрузке, несоответствием количества креплений разработанной технологии, нерациональным применением креплений вследствие погрешностей методики расчета их количества, которая не в полной мере отражает условия перевозки грузов и индивидуальные свойства.

2. Разработана оригинальная модель оценки экономических последствий для ОАО «РЖД» отцепок на станциях коммерчески неисправных вагонов, основанная на использовании исходных данных из статистической станционной отчетности и результатов, полученных в результате имитационного моделирования. Определено, что общие экономические потери ОАО «РЖД» от отцепок коммерчески неисправных вагонов с автотехникой составляют ежегодно порядка 47 млн.руб. в год.

3. Разработаны упрощенные математические модели колебаний автотехники на открытом подвижном составе, составлены дифференциальные уравнения ее вертикальных колебаний, численные решения которых позволяют получить графики и исследовать амплитуды ее вертикальных колебаний при перевозке. При верификации модель показала расхождение расчетных амплитуд колебаний автотехники при перевозке с экспериментальными значениями в пределах 13%.

4. Предложена технология и алгоритм обоснования креплений автотехники на открытом подвижном составе, который учитывает ее упруго-диссипативные свойства, что позволяет прогнозировать сдвиги груза, возможные удлинения каждого крепления и возникающие в них усилия при разных режимах движения. Кроме того, он позволяет выполнять проверку на прочность креплений по допустимым значениям удлинений каждого крепления, частично автоматизировать расчеты по обоснованию технологии размещения и крепления автотехники.

5. Экономический эффект от внедрения усовершенствованной методики расчетов креплений заключается в предотвращении затрат ОАО «РЖД» на отцепки коммерчески неисправных вагонов в размере от 14 до 47 млн.руб в год.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технические условия размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах. - М.: Юртранс, 2003. – 544 с.
2. Тимухина Е.Н. Повышение функциональной надежности железнодорожных станций при технологических сбоях: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.08/ Тимухина Елена Николаевна. – Екатеринбург, 2012. – 384 с.
3. Рыкова Л.А. Повышение безопасности перевозок на открытом подвижном составе на основе совершенствования методики расчета креплений грузов цилиндрической формы: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Рыкова Любовь Анатольевна. – Екатеринбург, 2008. – 130 с.
4. Гордиенко, А.А. Перспективные способы крепления колёсной техники на открытом подвижном составе / А.А. Гордиенко //Транспорт: Наука, техника, управление. – 2012. – № 7. – С. 43 – 47.
5. Молчанова О.В. Снижение коммерческих браков у грузов со смещенным центром тяжести на вагоне: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Молчанова Оксана Викторовна. – Екатеринбург, 2010. – 165 с.
6. Правила коммерческого осмотра поездов и вагонов // РФ. Министерство путей сообщения. Управление грузовой и коммерческой работы. Приказ № ЦМ-360. – М., 1995. – 21 с.
7. Гордиенко, А.А. Основные причины и технологические последствия коммерческих неисправностей вагонов с грузами на колесном ходу / А.А. Гордиенко, Е.Н. Тимухина // Транспорт Урала. – 2015. – №. 2. – С. 32 – 37.
8. Распоряжение ОАО «РЖД» № 2068р от 21 сентября 2011г. «Об утверждении стандартов и методик ОАО «РЖД», в развитие системы управления безопасностью движения на основе анализа рисков, методов и инструментов технического аудита».
9. Распоряжение ОАО «РЖД» №2170р от 31 октября 2012 г. «Об утверждении положения об установлении контрольных показателей безопасности

движения для филиалов и структурных подразделений ОАО «РЖД» и организации достижения этих показателей».

10. Размещение и крепление грузов в вагонах. Справочник / А. Д. Малов, О. И. Михайлов, Г. М. Штейнфер, Г. П. Ефимов. М.: Транспорт, 1980. – 328 с.

11. Приложение 3 к СМГС «Технические условия размещения и крепления грузов» [Электронный ресурс]. – URL : <http://osjd.org/doco/public/ru>.

12. Приказ МПС России № 9Ц от 29 марта 1999 г. «Правила перевозок автотракторной техники на железнодорожном транспорте». – М., 1999.

13. Туранов Х.Т. Теоретическая механика в задачах грузовых перевозок: монография. – Новосибирск: Наука, 2009. – 372 с.

14. Псеровская Е.Д. Совершенствование способов перевозки и методов расчета крепления грузов с плоским основанием на открытом подвижном составе: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Псеровская Елена Дмитриевна. –Новосибирск, 2000. – 185 с.

15. Портнова, О.Ю. Моделирование колебаний закрепленной колесной техники при перевозке железнодорожным транспортом / О.Ю. Портнова // Транспорт Урала. – 2011. – №1. – С. 25-28.

16. Гордиенко, А.А. Упрощенные динамические модели колесной техники, размещенной на железнодорожной платформе / Х.Т.Туранов, Д.В.Волков, А.А.Гордиенко // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2014. – № 1. – С. 17 – 22.

17. Гордиенко, А.А. Анализ существующей и разработка новой методики расчета крепления грузов на вагоне / Х.Т. Туранов, Е.Д. Псеровская, Н.В.Власова, А.А.Гордиенко // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2014. – № 3. – С. 25 – 29.

18. Болотин В.А. Совершенствование методов расчета и способов крепления контейнеров на открытом подвижном составе: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Болотин Валерий Алексеевич. – Ленинград, 1983. – 235 с.

19. Корнеев М.В. Совершенствование метода расчета крепления грузов с учетом совместной работы элементов крепления различной жесткости и перегиба гибких элементов крепления на кромках груза: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Корнеев Максим Владимирович. – Новосибирск, 2003. – 187 с.
20. Егоров С.А. О расчете поперечных проволочных увязок от продольного сдвига элементов груза в вагоне при многорядной погрузке. // Рациональное использование вагонов и обеспечения сохранности грузов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1977. – С. 16–24.
21. Егоров С.А. О распределении нагрузок между распорными элементами и растяжками, закрепляющими грузы в вагонах // Рациональное использование вагонов и обеспечения сохранности грузов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1977. – С. 34–42.
22. Егоров С.А. О расчете креплений вертикально погруженных грузов в вагонах с применением пирамид // Рациональное использование вагонов и обеспечения сохранности грузов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1979. – С. 84–91.
23. Егоров С.А. О предварительной затяжке проволочных креплений груза на ОПС. // Вопросы рационального использования вагонов и обеспечения сохранности грузов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1980. – С. 59–67.
24. Егоров С.А., Псеровская Е.Д., Ушаков В.М. Перевозка железобетонных стеновых панелей на платформах с применением инвентарных креплений и пирамид // Обеспечение сохранности грузов и рациональное использование вагонов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1982. – С.59–65
25. Егоров С.А. О разработке и расчете креплений штабельных многорядных грузов, устанавливаемых в вагонах вертикально // Рациональное использование вагонов и обеспечение сохранности грузов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1987. – С. 57–64.
26. Егоров С.А. Расчет элементов инвентарных растяжек для закрепления грузов в вагонах // Совершенствование перевозок грузов по железным дорогам. – Новосибирск: НИИЖТ, 1989. – С. 16–23.

27. Егоров С.А. О расчете креплений штабельных цилиндрических грузов на открытом подвижном составе // Совершенствование технологии и условий железнодорожных перевозок. – Новосибирск: НИИЖТ, 1995. – С. 81–91.
28. Егоров С.А. Совершенствование способов размещения и крепления штабельных многоядных вертикально устанавливаемых грузов на открытом подвижном составе: : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Егоров Степан Андреевич. – Новосибирск, 1996. – 24 с.
29. Егоров С.А., Кеда В.Ю. Расчет элементов креплений штабельных грузов, размещаемых ярусами по высоте. // Совершенствование эксплуатационной работы железных дорог. – Новосибирск: НИИЖТ, 2000. – С. 85–102.
30. Зылев В.Б., Егоров С.А. Расчет элементов креплений в статически неопределимых схемах закрепления груза. // Совершенствование эксплуатационной работы железных дорог. – Новосибирск: НИИЖТ, 2000. – С. 103–112.
31. Бутор А.И. Исследование условий устойчивости и сохранности сборных железобетонных конструкций при перевозке по железным дорогам: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Бутор Алексей Иванович. – М., ЦНИИС, 1966. – 24 с.
32. Ефимов Г.П. Крепление грузов на открытом подвижном составе. М.: Трансжелдориздат, 1952. – 136 с.
33. Хотин Б.М., Гохбом Е.Н. Устойчивость контейнеров при перевозках их на открытом подвижном составе. – Сб.тр.ЛИИЖТа, вып. 154. – М.: Трансжелдориздат, 1957. – с.151 – 200.
34. Малов А. Д. Крепление грузов на открытом подвижном составе для перевозки при высоких скоростях движения / Труды ВНИИЖТ. Вып. 294. – М.: Транспорт, 1965. – 167 с.

35. Совершенствование способов размещения и крепления грузов в вагонах // под ред. А. Д. Малова. Труды ВНИИЖТ. Вып. 421. – М.: Транспорт, 1970. – 136 с.
36. Шинкаренко В.Н. Совершенствование условий перевозок листового проката по железным дорогам // Вестник ВНИИЖТ. – 1974. – № 5. – С. 52–54.
37. Шинкаренко В.Н. Смещение грузов при соударении вагонов // Вестник ВНИИЖТ. – 1971. – № 7. – С. 50–51.
38. Малов А.Д., Чинарев С.С. Особенности расчета крепления штабелей вертикально установленных грузов // Совершенствование технологии работы грузовых станций. – М., 1984. – С. 24–28.
39. Малов А.Д., Чинарев С.С. Исследование турникета конструкции ЦНИИ МПС // Вестник ВНИИЖТ. – 1973. – № 3. – С. 52–55.
40. Малов А.Д., Овчинникова Р.Г. О транспортировке тарно-штучных грузов в крытых вагонах // Вестник ВНИИЖТ. – 1977. – № 7. – С. 52–54.
41. Овчинникова Р.Г. Исследование способов перевозки газетной бумаги. – В сб.: Совершенствование способов размещения и крепления грузов в вагонах. (Тр.ВНИИЖТ, вып.421). – М.: Транспорт, 1970. – С.102 – 115.
42. Малов А.Д., Потапов А.В. Результаты испытаний способов крепления грузов на транспортерах площадочного типа. – В сб.: Совершенствование способов размещения и крепления грузов в вагонах. (Тр.ВНИИЖТ, вып.421). – М.: Транспорт, 1970. – С.90 – 102.
43. Зубарев В.В. Перевозка длинномерных грузов на сцепках вагонов. – М.: Транспорт, 1968. – 161 с.
44. Малов А.Д. Методика определения норм крепления грузов // Вестник ВНИИЖТ. – 1978. – №3. – С. 49–53.
45. Малов А.Д. Обеспечение продольной устойчивости грузов в вагонах // Ж. – д. трансп. – 1979. – № 2. – С. 18–22.
46. Малов А.Д. Исследование ускорений и перемещений грузов в вагонах // Вестник ВНИИЖТ. – 1979. – № 4. – С. 50–55.

47. Малов А.Д. Крепление грузов в условиях повышенных скоростей движения поездов // Бюллетень организации сотрудничества железных дорог. – 1979. – № 6. – С. 13–17
48. Малов А.Д., Болотин В.А. Исследование крепления контейнеров в вагонах // Вестник ВНИИЖТ. – 1983. – №6 – С. 12–15.
49. Власова Н.В. Анализ нагруженности и выбор параметров элементов крепления грузов на открытом железнодорожном подвижном составе: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Власова Наталья Васильевна. – Екатеринбург, 2005. – 24 с.
50. Львов А.А., Грачева Л.О. Современные методы исследований динамики вагонов. // Труды ЦНИИ МПС. – М.: Транспорт, 1972, вып. 457. –160 с.
51. Анисимов П.С., Грачева Л.О. Условия перевозки крупногабаритных и негабаритных грузов на четырехосных платформах. – М.: Транспорт, 1977. – 40 с.
52. Анисимов П.С. Колебания в горизонтальной плоскости четырехосной платформы с несимметрично расположенным тяжеловесным грузом // Вестник ВНИИЖТ. – 1988. – №7. – С.35–40.
53. Анисимов П.С., Чан Фу Тхуан. Влияние несимметричного размещения подрессоренного тяжеловесного груза на вертикальные колебания 4-хосного грузового вагона // Вестник ВНИИЖТ. – 1994. – №1. – С.30–34.
54. Анисимов П.С. Оценка устойчивости колеса на рельсе при поперечном смещении центра массы тяжеловесного груза // Тез. докл. третьей научн.-практич. конф. «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте». – М.: МИИТ, 2001. – С. 4–5.
55. Анисимов П.С. Безопасность движения открытого подвижного состава при несимметричном размещении тяжеловесных и крупногабаритных грузов : дис. ... докт. техн. наук: 05.22.08/ Анисимов Петр Степанович. – Москва, 1988. – 608 с.
56. Бешкетов В.К., Войтюк Н.С., Приходько М.Д. и др. Исследование вопросов применения специальных контейнеров для перевозки асбестоцементных

листовых изделий. // Обеспечение сохранности грузов при железнодорожных перевозках. – Новосибирск: НИИЖТ, 1972. – С. 5-11.

57. Яшин А.Ф., Бешкетов В.К. Вертикальные давления в стопе шифера при поперечных колебаниях вагона. // Обеспечение сохранности грузов при железнодорожных перевозках. – Новосибирск: НИИЖТ, 1972. – С. 50-60.

58. Яшин А.Ф., Гаранкин Б.В., Цариковский В.Я. и др. Теоретические исследования колебаний и динамических давлений в стопах шифера с учетом затухания и гистерезисных явлений // Обеспечение сохранности грузов при железнодорожных перевозках. – Новосибирск: НИИЖТ, 1973. – С. 81-86.

59. Романов В.А., Баннов С.А. О продольной устойчивости специальных мягких контейнеров при соударении вагонов // Обеспечение сохранности минеральных удобрений при железнодорожных перевозках. – Новосибирск: НИИЖТ, 1976. – С. 75-79.

60. Баннов С.А. К расчету нагрузки на торцовую дверь полувагона с сыпучим грузом в мягких контейнерах при соударениях. // Вопросы рационального использования вагонов и обеспечения сохранности грузов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1980. – С. 68–75.

61. Баннов С.А., Монастырный В.М. Исследование воздействий мягких контейнеров на кузов вагона при соударениях // Обеспечение сохранности грузов и рациональное использование вагонов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1982. – С. 52–58.

62. Баннов С.А., Монастырный В.М. К расчету усилий в креплениях мягких контейнеров при трехъярусной погрузке // Обеспечение сохранности грузов и улучшение использования вагонов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1983. – С. 130–134.

63. Романов В.А. Исследование и разработка контейнерных способов перевозки асбестоцементных листовых изделий: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Романов Вячеслав Алексеевич. – Новосибирск, 1975. – 23 с.

64. Болотин В.А., Рожкова Е.Л. Концепция автоматизации разработки, экспертизы и использования ТУ погрузки и крепления грузов в вагонах // Ресурсосберегающие технологии и технические средства на Октябрьской железной дороге: Тез. докл. науч.- прак. конф., Санкт-Петербург 18 – 19 марта 1999 г. – СПб. 1999. – С. 81–83.

65. А.А. Львов, А.М. Бржезовский, О.Г. Бржезовская. Определение запаса поперечной устойчивости железнодорожных транспортеров от опрокидывания. //Современные методы расчета вагонов на прочность, надежность и устойчивость. – М.: Транспорт, 1986. – С. 143–151.

66. Гакман Б.Н., Битюцкова М.М. Расчет крепления грузов на персональном компьютере. // Железнодорожный транспорт. – 1995. – № 3. – С. 13.

67. Болотин В.А Автоматизация проведения экспертизы документации на размещение и крепление грузов в вагонах.//Грузовая и коммерческая работа. Контейнерные перевозки. ЭИ ЦНИИТЭИ МПС. – М., 1994. Вып. 2-3. – 48 с.

68. Романенко А.И. Использование программирования для получения рекомендаций по размещению и креплению разнородных грузов в одном вагоне. // Совершенствование эксплуатационной работы железных дорог. – Новосибирск: НИИЖТ, 2000. – С. 71–85.

69. Болотин В.А., Рожкова Е.Л. Концепция автоматизации разработки, экспертизы и использования ТУ погрузки и крепления грузов в вагонах // Ресурсосберегающие технологии и технические средства на Октябрьской железной дороге: Тез. докл. науч.- прак. конф., Санкт-Петербург 18 – 19 марта 1999 г. – СПб. 1999. – С. 81–83.

70. Болотин В.А Автоматизация проведения экспертизы документации на размещение и крепление грузов в вагонах.//Грузовая и коммерческая работа. Контейнерные перевозки. ЭИ ЦНИИТЭИ МПС. – М., 1994. Вып. 2-3. – 48 с.

71. Третьяков, Г.М. Перспективные направления развития средств крепления грузов в вагонах и контейнерах / Г.М. Третьяков, В.В. Денисов//Вестник транспорта Поволжья. – 2009. – № 4. – С. 18 – 22.

72. Nils Anderson, Peter Anderson, Robert Bylander, Sven Sokjer, Petersen and Bob Zether. Equipment for Rational Securing of Cargo on railway Wagons / VINNOVA Report/Rapport VR 2004:05. Режим доступа: [// http://www.vinnova.se/upload/EPiStorePDF/vr-04-05.pdf](http://www.vinnova.se/upload/EPiStorePDF/vr-04-05.pdf).

73. Туранов Х.Т. Размещение и крепления грузов в вагонах. – Екатеринбург: УрГУПС, 2007. – 365 с.

74. Власова Н.В. Анализ нагруженности и выбор параметров элементов крепления грузов на открытом железнодорожном подвижном составе: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Власова Наталья Васильевна. – Екатеринбург, 2005. – 24 с.

75. Псеровская Е.Д. Совершенствование способов перевозки и методов расчета крепления грузов с плоским основанием на открытом подвижном составе: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Псеровская Елена Дмитриевна. –Новосибирск, 2000. – 185 с.

76. Королева Д.Ю. Совершенствование метода расчета крепления грузов при соударениях вагонов: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Королева Диана Юрьевна. –Новосибирск, 2001. – 174 с.

77. Зачешигрива М.А. Совершенствование метода расчета элементов крепления перевозимого груза при симметричном его размещении на вагоне от действия поперечных сил: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Зачешигрива Марина Александровна. – Новосибирск, 2003. – 19 с.

78. Чуйкова О.Ю. Совершенствование методики расчета крепления грузов при движении поезда по перегону на спуске при пневматическом торможении: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Чуйкова Ольга Юрьевна. – Новосибирск, 2006. – 140 с.

79. Рыков А.Л. Совершенствование работы сортировочной станции за счёт уменьшения коммерческих браков из-за нарушения креплений грузов:

автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Рыков Андрей Леонидович. – Екатеринбург, 2007. – 24 с.

80. Ситников С.А. Оценка устойчивости вагона с грузом со смещенным центром тяжести: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Ситников Сергей Анатольевич. – Екатеринбург, 2007. – 169 с.

81. Волков Д.В. Особенности крепления груза со смещенным центром тяжести вдоль вагона: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08/ Волков Денис Владимирович. – Екатеринбург, 2012. – 23 с.

82. Туранов, Х.Т. Пример расчета на устойчивость колесной техники на железнодорожной платформе относительно одной из опор при вариации скорости ветра / Х.Т. Туранов, М.В. Корнеев, К.В.Желдак//Транспорт: наука, техника, управление. – 2014. – № 11. – С. 20 – 24.

83. Кирьянов Д.В. Самоучитель MathCAD 13. – Спб.: БХВ-Петербург, 2006. – 528 с.

84. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 15: Учебный курс. – Спб.: Питер, 2011. – 400 с.

85. Васильев А.Н. Mathcad 13 на примерах. – Спб.: БХВ-Петербург, 2006. – 528 с.

86. Туранов, Х.Т. Программа для ЭВМ «Расчёт продольного и поперечного сдвига груза на открытом подвижном составе и усилия в элементах крепления» / Х.Т. Туранов // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2013613992 от 22.04.13 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке № 2013611403 от 01.03.2013.

87. Туранов Х.Т., Ситников С.А. Программа для ЭВМ «Расчет давлений колесных пар вагона на рельсовые нити при смещении общего центра тяжести груза поперек вагона при движении поезда по кривому участку пути». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006612900

от 11.07.06 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке №2006611940 от 13.06.2006.

88. Туранов Х.Т., Ситников С.А., Рыков А.Л., Рыкова Л.А. Программа для ЭВМ «Расчет натяжений в гибких элементах креплений негабаритного груза при смещении общего центра тяжести поперек вагона при движении поезда по кривому участку пути на спуск». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006612668 от 28.07.06 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке №2006611940 от 13.06.2006.

89. Туранов Х.Т., Ситников С.А., Рыков А.Л., Рыкова Л.А. Программа для ЭВМ «Расчет параметров креплений негабаритного груза, размещенного согласно Техническим условиям размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006613665 от 20.10.2006 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке №2006611869 от 07.06.2006 г.

90. Туранов Х.Т., Ситников С.А., Рыков А.Л., Волков Д.В. Программа для ЭВМ «Расчет параметров гибких элементов креплений по допускаемым значениям перемещений груза вдоль и поперек вагона и по принятым значениям количества креплений в зависимости от веса груза». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006613890 от 13.11.2006 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке №2006613170 от 21.09.2006 г.

91. Туранов Х.Т., Ситников С.А., Рыков А.Л., Рыкова Л.А. Программа для ЭВМ «Расчёт натяжений в гибких элементах креплений негабаритного груза при смещении общего центра тяжести поперёк вагона при движении поезда по кривому участку пути на спуск». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006612668 от 28.07.06 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке №2006611780 от 31.05.2006.

92. Туранов Х.Т., Ситников С.А., Рыков А.Л., Рыкова Л.А. Программа для ЭВМ «Расчёт параметров креплений негабаритного груза, размещённого согласно Техническим условиям размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006613665 от 20.10.2006 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке №2006611869 от 07.06.2006 г.

93. Туранов Х.Т., Тимухина Е.Н., Рыкова Л.А. Программа для ЭВМ «Расчёт усилий в креплениях груза цилиндрической формы, размещённого на платформе». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007613926 от 13.09.07 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке №2007612958 от 17.07.2007.

94. Туранов, Х.Т. Взаимодействие открытого подвижного состава и твёрдотельного груза: Учебное пособие для вузов железнодорожного транспорта / Х.Т. Туранов. – М: ФГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2011. – 374 с.

95. Туранов, Хабибулла. Теория крепления твёрдотельного груза на открытом подвижном составе: монография /Хабибулла Туранов. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Palmarium Academic Publishing, 2012. – 259 с.

96. В.Д. Данович, Анисимов П.С. Колебания четырехосной платформы в вертикальной плоскости при несимметричном размещении крупногабаритных грузов // Вестник ВНИИЖТ. – 1989. – №3. – С. 5–9.

97. Анисимов П.С., Грачева Л.О. Динамические особенности платформы при перевозке на ней автокранов // Вестник ВНИИЖТ. – 1988. – №7. – С.25–30.

98. Земблинов С.В., Таль К.К., Гликман М.С. Основы методики расчета потребного числа путей на участковых и сортировочных станциях. Информационное письмо ЦНИИ МПС № 369, М., Трансжелдориздат, 1956, 27с.

99. Персианов В.А., Скалов К.Ю., Усков Н.С. Моделирование транспортных систем. М., Транспорт, 1972, 208 с.

100. Сотников И.Б. Взаимодействие станций и участков железных дорог. М., Транспорт, 1976, 268 с.
101. Сотников Е.А. Интенсификация работы сортировочных станций. М., Транспорт, 1979, 259 с.
102. Сотников И.Б. Теоретические основы взаимодействия в работе приемо-отправочных парков и прилегающих участках. Учебное пособие. М., МИИТ, 1967, 60 с.
103. Федотов Н.И. Расчет числа приемо-отправочных путей на участковых и сортировочных станциях. Труды НИИЖТ, вып. 29, Новосибирск, 1962, с. 20-60
104. Козлов П.А. Теоретические основы, организационные формы, методы оптимизации гибкой технологии транспортного обслуживания заводов черной металлургии: Дисс. на соиск. уч. ст. докт. техн. наук: 05.22.12. – М.: 1988. – 350 с.
105. Козлов П.А. Универсальная имитационная система транспорта «ИСТ-РА» // Межвузовский тематический сборник Организация работы транспорта промышленных предприятий /Изд-во Калининского государственного университета. -1984. -С. 3-8.
106. Козлов П.А. Динамические резервы адаптивных промышленных транспортных систем //Сб. научн. тр. /Моск. ин-т инж. ж.-д. трансп. -1983. -Вып. 718. -с.26-38.
107. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М: Машиностроение, 1989. – 280 с.
108. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. – М: Машиностроение, 1982. – 284 с.
109. Тарасик В.И. Теория движения автомобиля: учебник для вузов. – СПб: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
110. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
111. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учеб. Для машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

112. Цитович И.С., Альгин В.Б. Динамика автомобиля. – Минск: Наука и техника, 1981. – 191 с.
113. Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. и др. Работа автомобильной шины. – М: Транспорт, 1976. – 238 с.
114. Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л., Захаров С.П. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытание, эксплуатация). – М: Госхимиздат, 1963. – 383 с.
115. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Пневматические и гидропневматические подвески. – М.: Машгиз, 1963. – 314 с.
116. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
117. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса/ Пер. с нем. В.П.Агапова. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
118. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Конструкции подвесок/Пер. с нем. В.П.Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
119. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
120. Приказ МПС России № 38 от 18 июня 2003 г. «Об утверждении правил перевозок железнодорожным транспортом грузов с сопровождением и охраной грузоотправителей, грузополучателей и перечней грузов, требующих обязательного сопровождения и охраны». – М., 2003.
121. Гордиенко, А.А. Исследование технологических и финансовых рисков при отцепках вагонов для устранения коммерческих неисправностей / А.А. Гордиенко, Е.Н. Тимухина // Транспорт Урала. – 2015. – №. 3. – С. 23–31.
122. Туранов, Х.Т. Аналитическое и численное обоснование технологии креплений симметрично размещённого в вагоне груза при воздействии пространственной системы сил / Х.Т. Туранов [и др.]. // Транспорт Урала. – 2010. – №. 3. – С. 35–38.
123. Туранов, Х.Т. Математическое моделирование сдвига груза при движении подвижного состава по кривому участку пути с учётом воздействия про-

пространственной системы сил, включая силы инерции Кориолиса / Х.Т. Туранов, Е.Н. Тимухина // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2011. – № 3. – С. 21–26.

124. Туранов, Х.Т. Математическое моделирование совместного закрепления гибких и упорных элементов креплений груза при воздействии пространственной системы сил / Х.Т. Туранов, Е.Н. Тимухина // ВЕСТНИК РГУПС. – 2011. – № 1. – С. 30–36.

125. Туранов, Х.Т. Математическое моделирование нагруженности гибких элементов креплений груза с подкладкой при воздействии пространственной системы сил / Х.Т. Туранов, Е.Н. Тимухина // Транспорт Урала. – 2011. – №. 1. – С. 50–59.

126. Тимухина, Е.Н. Обобщённая динамическая модель креплений груза с подкладками совместно с гибкими и упорными элементами при воздействии пространственной системы сил / Е.Н. Тимухина // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2011. – № 9. – С. 34–44.

127. Туранов, Х.Т. Обобщённая математическая модели креплений груза с подкладками совместно с гибкими и упорными элементами при воздействии пространственной системы сил / Х.Т. Туранов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2012. – №2. – С. 145-152.

128. Туранов Х.Т., Оленцевич В. А. Моделирование технологии креплений груза в вагоне при воздействии пространственной системы сил // Транспорт Урала. – 2010. – № 2. – С. 35–38.

129. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики. В двух томах / Н.В. Бутенин [и др.] // – СПб.: Издательство «Лань», 1998. – 736 с.

130. Гордиенко, А.А. Принципы построения динамической и математической моделей крепления колесной техники, размещенной на открытом подвижном составе, при воздействии на нее пространственной системы сил. // Сборник статей одиннадцатой Международной научно-практической конференции «Прогрессивные технологии в транспортных системах». – Оренбург: ОГУ, 2013. – С.116–119.

131. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – С-Пб.: Изд-во «Лань», 1998. – 768 с.
132. Воронков И.М. Курс теоретической механики / И.М. Воронков. – М.: Наука, 1966. – 596 с.
133. Уразбаев, М.Т. Основы механики весомой деформируемой гибкой нити: монография. – Ташкент: Изд-во АН УзССР, 1951. – 91 с.
134. Уразбаев, М.Т. Основной курс теоретической механики: Учебник. – Ташкент: Издательство «Учитель», 1966. – 639 с.
135. Смехов А.А., Малов А.Д, Островский А.М. и др. Грузоведение, сохранность и крепление грузов. – М: Транспорт, 1987. – 239 с.
136. Гордиенко А.А. Математическое моделирование взаимодействия шин колесной техники при ее перевозке и пола вагона / А.А. Гордиенко. // Труды Международной научно-практической конференции «Транспорт – 2013». – Ростов-на-Дону: РГУПС, 2013. – С.283–285.
137. Гордиенко, А.А. Разработка методики оценки амплитуд вертикальных колебаний колесной техники, перевозимой на открытом подвижном составе / А.А. Гордиенко // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2013. – № 5. – С. 64 – 68.
138. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. - М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
139. Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах. Т. III (специальные главы механики). – М.: Наука, 1973. – 488 с.
140. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Политехника, 1990. – 272 с.
141. Гордиенко, А. А. Деформирование шин колёсной техники при её перевозке на открытом подвижном составе / А.А. Гордиенко // Труды Всероссийской научно-практической конференции «Транспорт – 2011». – Ростов на Дону: РГУПС, 2011. – С.170–173.

142. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1980. – 960 с.
143. <http://www.findpatent.ru/patent/228/2284023.html>
144. Пискунов Н. С. Дифференциальные и интегральные исчисления для вузов. Том 2. – М.: Наука, 1978. – 552 с.
145. Ильин В. А., Позняк Э. Г. Основы математического анализа. – М.: Наука, 1967. – 571 с.
146. Hunt, Brian R. Matlab R2007 с нуля®! Книга + Видеокурс.: [пер. с англ.] / Brian R. Hunt [и др.]. – М.: Лучшие книги, 2008. – 352 с.
147. Эдвардс, Чарльз Генри, Пенни, Дэвид Э. Дифференциальные уравнения и краевые задачи: моделирование и вычисление с помощью Mathematica, Maple, MATLAB. 3-е издание.: Пер. с англ. – М.: ООО "И.Д.Вильямс", 2008. – 1104 с.
148. Чен К., Джиблин П., Ирвинг А. MATLAB в математических исследованиях: Пер. с англ. – М.: Мир, 2001.– 346 с.
149. Гордиенко, А.А. Исследование влияния деформирования шин на упругие силы гибких элементов креплений колесной техники при ее перевозке на открытом подвижном составе / А.А. Гордиенко // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2012. –№ 1. – С.38 – 41.
150. Гордиенко, А.А. Исследование влияния параметров и условий перевозки колесной техники, перевозимой на открытом подвижном составе, на амплитуды ее вертикальных колебаний / А.А. Гордиенко // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2013. –№ 6. – С. 17 – 21.
151. Гордиенко, А.А. Пример расчета гибких элементов крепления колесной техники при воздействии продольных сил / Х.Т. Туранов, Е.Д.Псеровская, А.А.Гордиенко // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2014. – № 4. – С. 50 – 57.
152. Гордиенко, А.А. Повышение гарантированной безопасности перевозки и прочности элементов крепления колесной техники на вагоне вычислением

рационального количества крепежных изделий при воздействии продольных сил / Х.Т. Туранов, А.А. Гордиенко, С.А.Ситников // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2014. – № 5. – С. 15 – 20.

153. Гордиенко, А.А. Расчет гибких элементов крепления колесной техники от воздействия поперечных сил по новой методике при вариации коэффициента поперечной динамики вагона / Х.Т. Туранов, А.А. Гордиенко, Л.А.Рыкова // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2014. – № 5. – С. 38 – 44.

154. Гордиенко, А.А. Расчет гибких элементов крепления колесной техники от воздействия продольных сил по новой методике при вариации коэффициента продольной динамики вагона/ Х.Т.Туранов, А.А.Гордиенко, С.А.Ситников // Наука и техника транспорта. – 2014. – № 2. – С. 8 – 20.

155. Гордиенко, А.А. Повышение надежности перевозки колесной техники на вагоне при расчете гибких элементов крепления под воздействием поперечных сил по новой методике / Х.Т. Туранов, А.А. Гордиенко, Н.Н. Улижева // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2014. – № 3. – С. 45 – 51.

156. Туранов Х.Т., Гордиенко А.А. Программа для ЭВМ «Расчёт продольного и поперечного сдвигов груза на открытом подвижном составе и усилий в упругих креплениях при вариации коэффициентов продольной и поперечной динамики вагона». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2014614553 от 20.05.14 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке № 2014611891 от 06.03.2014 г.

157. Туранов Х.Т., Гордиенко А.А. Программа для ЭВМ «Расчет рационального количества крепежных изделий для обеспечения прочности выбранных элементов крепления груза на открытом подвижном составе». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2014614585 от 20.05.14 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке № 2014611838 от 06.03.2014 г.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(обязательное)

Результаты вычислительных экспериментов по обоснованию технологии размещения и крепления автотехники на вагоне

Исходные данные

1 Параметры вагона и перевозимой автотехники

$L_{\text{пл}} = 6\,650$ – половина внутренней длины платформы, мм; $B_{\text{пл}} = 1\,385$ – половина внутренней ширины платформы, мм; $G = 610$ – вес груза, кН; $H = 2\,195$ – половина высоты груза, мм; $B = 1\,500$ – половина ширины груза, мм; $L = 8\,200$ – половина длины груза, мм; $f_{\text{сц}} = 0.45$ – коэффициент трения сцепления (резина по дереву); $f = 0.315$ – коэффициент трения скольжения; $\mu = 0.1$ – коэффициент трения качения; $M_{\text{ч}} = 1:50$ – масштаб чертежа; $h_{\text{цт0}} = 1\,700$ – высота центра тяжести груза от его основания, мм.

2 Параметры упруго-диссипативных элементов автотехники (шин и подвески) и вагона

$n_1 = 6$ – количество шин в передней подвеске, шт.; $n_2 = 12$ – количество шин в задней подвеске, шт.; $n = 18$ – общее количество шин автотехники, шт.; $D = 1.26$ – диаметр шины автотехники, м; $B_{\text{ш}} = 0.425$ – ширина шины, м; $p = 0.54 \times 10^6$ – давление воздуха в шине при максимальной нагрузке, Па; $P = 39.2 \times 10^3$ – максимальная нагрузка на шину, Н; $h = 0.043$ – глубина протектора шины, м; $f_{\text{ш}} = 26 \times 10^{-3}$ – осадка шины, м; $G_p = 250 \times 10^3$ – вес, приходящийся на переднюю подвеску автотехники, Н; $G_z = 360 \times 10^3$ – вес, приходящийся на заднюю подвеску автотехники, Н; $a = 3.75$ – коэффициент, равный отношению массы подрессоренной части передней подвески к неподрессоренной, принимается в пределах 2.5 – 5.0; $b = 2.1$ – коэффициент, равный отношению массы подрессоренной части задней подвески к неподрессоренной, принимается в пределах 1.2 – 3.0 ; $f_{p1} = 0.0875$ –

статические прогибы упругих элементов передней подвески, м; $f_{p2} = 0,095$ – статические прогибы упругих элементов задней подвески, м; $b_k = 1\,569,6$ – коэффициент сопротивления шин, Н×с/м; $b_s = 4\,345,83$ – коэффициент сопротивления амортизаторов, Н×с/м; $f_i = 0,1$ – коэффициент относительного трения фрикционного гасителя колебаний при различных скоростях движения вагона (0,08 - 0,1); $M_{plat} = 22 \times 10^3$ – масса платформы, кг.

3 Параметры профиля пути и скорость движения

$S_y = 0,003$ – глубина неровностей, м; $L_n = 15$ – длина неровностей, м; $v = 25$ – скорость вагона (м/с).

4 Физико-геометрические параметры креплений

$E = 1 \cdot 10^7$ – модуль упругости гибких элементов крепления с учётом скрутки проволоки, кН/м²; $d = 6$ – диаметр проволоки гибкого элемента крепления, мм; $n = 8$ – количество нитей проволоки гибкого элемента крепления, шт.; $R_0 = 20$ – принятое среднее значение усилия предварительных скруток проволоки крепления, кН (обычно в пределах $15 \div 25$ кН, поскольку при креплении грузов в вагонах все гибкие элементы крепления груза обязательно подвергаются предварительной скрутке).

5 Геометрические размеры креплений

5.1 Вычисленные по данным чертежа (см. рисунок 4.1) значения проекций гибких элементов крепления на продольную ось вагона, м:

– одного направления

$a_1 = 1,205$; $a_{1a} = 1,205$; $a_2 = 1,205$; $a_{2a} = 1,205$; $a_3 = 1,205$; $a_{3a} = 1,205$; $a_4 = 1,205$; $a_{4a} = 1,205$; $a_5 = 0,197$; $a_{5a} = 0,197$; $a_6 = 1,709$; $a_{6a} = 1,709$;

– другого направления

$a_{1p} = 1,205$; $a_{1ap} = 1,205$; $a_{2p} = 0,701$; $a_{2ap} = 0,701$; $a_{3p} = 2,213$; $a_{3ap} = 2,213$; $a_{4p} = 1,079$; $a_{4ap} = 1,079$; $a_{5p} = 0$; $a_{5ap} = 0$; $a_{6p} = 0$; $a_{6ap} = 0$.

5.2 Вычисленные по данным чертежа (схемы погрузки груза) значения проекций гибких элементов крепления на поперечную ось вагона, м:

– одного направления

$$b_1 = 0; b_2 = 1,573; b_3 = 0,303; b_{1p} = 0,363; b_{2p} = 0,484; b_{3p} = 0,363; b_4 = 0,242; b_{4p} = 1,331; b_5 = 0,968; b_{5p} = 0; b_6 = 0,968; b_{6p} = 0;$$

– другого направления

$$b_{1a} = 0; b_{2a} = 1,573; b_{3a} = 0,303; b_{1ap} = 0,363; b_{2ap} = 0,242; b_{3ap} = 0,363; b_{4a} = 0,242; b_{4ap} = 1,331; b_{5a} = 0,363; b_{5ap} = 0; b_{6a} = 0,242; b_{6ap} = 0.$$

5.3 Вычисленные по данным чертежа (схемы погрузки груза) значения проекции гибких элементов крепления на вертикальную ось, м:

$$h_1 = 0,846; h_{1a} = 0,846; h_2 = 0,846; h_{2a} = 0,846; h_3 = 1,34; h_{3a} = 1,34; h_4 = 0,846; h_{4a} = 0,846; h_5 = 2,82; h_{5a} = 2,82; h_6 = 2,82; h_{6a} = 2,82; h_{1p} = 0,987; h_{1ap} = 0,987; h_{2p} = 0,987; h_{2ap} = 0,987; h_{3p} = 0,423; h_{3ap} = 0,423; h_{4p} = 0,423; h_{4ap} = 0,423; h_{5p} = 0; h_{5ap} = 0; h_{6p} = 0; h_{6ap} = 0.$$

5.4 Длина гибких элементов крепления, м:

$$l_1 = \sqrt{a_1^2 + b_1^2 + h_1^2} \quad l_1 = 1,472; \quad l_2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2 + h_2^2} \quad l_2 = 2,155 \text{ и т. д.}$$

Вычисленные значения длин упругих элементов крепления, м:

$$l_1 = 1,472; l_2 = 2,155; l_3 = 1,827; l_4 = 1,492; l_5 = 2,988; l_6 = 3,437; l_{1p} = 1,599; l_{2p} = 1,304; l_{3p} = 2,282; l_{4p} = 1,765; l_{5p} = 0; l_{6p} = 0; l_{1a} = 1,472; l_{2a} = 2,155; l_{3a} = 1,827; l_{4a} = 1,492; l_{5a} = 2,988; l_{6a} = 3,437; l_{1ap} = 1,264; l_{2ap} = 1,235; l_{3ap} = 2,282; l_{4ap} = 1,765; l_{5ap} = 0; l_{6ap} = 0.$$

Расчет сил, воспринимаемых креплениями груза, при перевозке

Перед расчетом сил, воспринимаемых креплениями, определяют кинематические параметры пути, проекции веса груза на координатные оси, наклон рамы вагона от смещения центра тяжести груза в вагоне.

1 Определение кинематических параметров пути

1.1 Вычисление возвышения наружной рельсовой нити, м:

$S = 0.79$ – половина расстояния между кругами катания колёсной пары вагона колеи 1520 мм, м; $\rho = 1000$ – радиус кривизны кривой, м; $v_0 = 0$ – угол рыскания вагона с грузом, кН; $v = 60$ – скорость движения поезда, км/ч (22,22 м/с);

$$\Delta h = \frac{2 \cdot S \cdot v^2}{12.96 \cdot g \cdot \rho} = 0,045 \text{ – возвышение наружной рельсовой нити, м.}$$

1.2 Определение угла наклона наружной рельсовой нити относительно внутренней, рад:

$$\theta = \arctg\left(\frac{\Delta h}{2S}\right) = 0,028 \text{ – возвышение наружной рельсовой нити относи-}$$

тельно внутренней, рад (1,622°).

1.3 Определение уклона профиля пути (угол спуска или подъема), рад:

$l_y = 1000$ – проекция длины спуска на ось x , м; $\Delta H = 12$ – уклон пути, про-
милле;

$$\psi = \arctg\left(\frac{\Delta H}{l_y}\right) = 0,012 \text{ – уклон профиля пути, рад.}$$

2 Вычисление проекций веса груза на координатные оси

2.1 Проекция веса груза на ось x , кН:

$$G_x = G \cdot \sin(\psi + \nu\theta) = 7,319;$$

2.2 Проекция веса груза на ось y , кН:

$$G_y = G \cdot \sin(\theta) = 17,266;$$

2.3 Проекция веса груза на ось z , кН:

$$G_z = G \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\psi + \nu\theta) = 609,712.$$

3 Смещения общего центра тяжести груза и наклон рамы вагона от него

$b_{cm} = 0$ – смещение центра тяжести груза поперек вагона, мм; $l_{cm} = 0$ – смещение центра тяжести груза вдоль вагона, мм; $\xi = 0$ – угол наклона рамы вагона от смещения центра тяжести вдоль вагона, рад; $\zeta = 0$ – угол наклона рамы вагона от смещения центра тяжести груза поперек вагона.

4 Определение нормальной составляющей силы инерции

$$I_n = (10^{-3} \cdot M) \cdot \frac{v^2}{12.96 \cdot \rho} = 1,727 \text{ – нормальная составляющая силы инерции,}$$

кН;

$I_{ny} = I_n \cdot \cos(\theta) = 1,727$ – проекция нормальной составляющей силы инерции на поперечную ось, кН;

$I_{nz} = I_n \cdot \sin(\theta) = 0,049$ – проекция нормальной составляющей силы инерции на вертикальную ось, кН.

5 Определение продольных сил

5.1 Продольная переносная сила инерции I_{ex} :

$a_{ex} = 1,6g$ – продольное переносное ускорение вагона ($1,2 \div 2$), m/s^2 ;

$k_{д,x} = a_{ex}/g = 1,6$ – коэффициент продольной динамики вагона (продольное переносное ускорение вагона с грузом в долях от g);

$I_{ex} = k_{д,x} G = 976$ – продольная переносная сила инерции, кН.

5.2 Расчёт силы аэродинамического сопротивления (ветровая нагрузка):

$k_{л} = 0,7$ – коэффициент, учитывающий однородность наветренной лобовой поверхности груза (принимается для автомобилей $0,8 - 0,95$, для автокранов – $0,7$);

$c_1 = 0,96$ – коэффициент, учитывающий форму наветренной поверхности груза;

$\rho_{в} = 1,29$ – плотность воздуха, kg/m^3 ; $v_{в} = 28,4$ – скорость ветра, m/s ;

$A_{нав2} = k_{л} H B = 0,7 \cdot 4,39 \cdot 3 = 9,219$ – площадь торцевой наветренной поверхности груза, m^2 ;

$F_{в2} = 10^{-3} c_1 \rho_{в} A_{нав2} \cdot (v_{в})^2 / 2 = 10^{-3} \cdot 0,96 \cdot 1,29 \cdot 9,219 \cdot (28,4)^2 / 2 = 4,796$ – ветровая нагрузка в продольном направлении, кН.

$F_{вх} = F_{в2} \cdot \cos(\psi)$; $F_{вх} = 4,796$

5.3 Сила трения в продольном направлении:

$F_{трц,x} = f_{ц} \cdot G_z = 0,45 \cdot 610 = 274,37$ – сила трения сцепления (в покое), кН;

$F_{тр,x} = f \cdot G_z = 0,315 \cdot 610 = 192,05$ – сила трения скольжения, кН.

5.4 Продольная сдвигающая сила:

$F_{пр.} = I_{ex} + G_x = 983,32$ или $F_{сд,x} = F_x = F_{пр.} = 983,32$ кН.

5.5 Определение продольной силы, воспринимаемой гибкими элементами крепления груза при учёте сил трения сцепления и скольжения груза:

$$\Delta F_{\text{прсц.}} = \Delta F_{\text{сц.х}} = F_{\text{сд.х}} - F_{\text{трсц.х}} - F_{\text{вх}} = 696,84;$$

$$\Delta F_{\text{пр.}} = \Delta F_x = F_{\text{сд.х}} - F_{\text{тр.х}} - F_{\text{вх}} = 779,15 \text{ кН.}$$

Значения продольных сил, воспринимаемых упругими элементами крепления груза, при учёте силы трения сцепления $F_{\text{трсц.х}}$ груза в 1,12 раза меньше, чем при силе трения скольжения $F_{\text{тр.х}}$. Таким образом, расчеты согласно действующей методике ТУ выполняются при заниженном значении продольных сил, что приводит к применению меньшего количества креплений и, как следствие, и к угрозе безопасности движения поездов.

6 Определение поперечных сил

6.1 Поперечная переносная сила инерции I_{ey} :

$$a_{ey} = 0,52g \text{ – поперечное переносное ускорение вагона (0,1 ÷ 0,55), м/с}^2;$$

$k_{д.у} = a_{ey}/g = 0,52$ – коэффициент поперечной динамики вагона (поперечное переносное ускорение вагона с грузом в долях от g);

$$I_{ey} = k_{д.у} G = 0,52 \cdot 610 = 317,2 \text{ – поперечная переносная сила инерции, кН.}$$

6.2 Расчёт силы аэродинамического сопротивления в поперечном направлении (ветровая нагрузка):

$k_c = 0,65$ – коэффициент, учитывающий сплошность наветренной поверхности груза; $H = 4,39$ и $L = 16,4$ – высота и длина груза, м;

$A_{\text{навл.}} = k_c H L = 0,65 \cdot 4,39 \cdot 16,4 = 46,797$ – площадь наветренной поверхности груза, м²; $c_1 = 0,96$ – коэффициент, учитывающий форму наветренной поверхности груза; $\rho_v = 1,29$ – плотность воздуха, кг/м³; $v_v = 28,4$ – скорость ветра, м/с;

$F_{\text{в1}} = 10^{-3} c_1 \rho_v A_{\text{навл.}} (v_v)^2 / 2 = 10^{-3} \cdot 0,96 \cdot 1,29 \cdot 46,797 \cdot (28,4)^2 / 2 = 23,372$ – ветровая нагрузка в поперечном направлении, кН.

$$F_{\text{вy}} = F_{\text{в1}} \cdot \cos(\theta) = 23,362;$$

$$F_{\text{вz}} = F_{\text{вх}} \cdot \sin(\psi) + F_{\text{вy}} \cdot \sin(\theta) = 0,661.$$

6.3 Сила трения в поперечном направлении:

$F_{\text{трсц.у}} = f_{\text{сц.}} \cdot G \cdot (\cos(\theta) \cdot \cos(\psi + \nu 0) - k_{д.з}) = 104,18$ – сила трения сцепления (в покое), кН;

$$F_{\text{тр.у}} = f \cdot G \cdot (\cos(\theta) \cdot \cos(\psi + \nu 0) - k_{д.з}) = 72,92 \text{ – сила трения скольжения, кН.}$$

6.4 Поперечная сила, препятствующая деформации шин автотехники в поперечном направлении:

$C_\alpha = 780 \cdot B_{\text{ш}} \cdot (d + 2 \cdot B_{\text{ш}}) \cdot (p \cdot 10^{-3} + 98) = 1449 \text{ кН/рад}$ – коэффициент бокового увода радиальных шин, Н/рад;

$$s = \frac{f \cdot G}{2 \cdot C_\alpha \cdot 10^{-3} \cdot \tan(\alpha)} = 0,6 \text{ – расчетный параметр, где } \alpha = 7 \text{ – угол бокового}$$

увода шин (принимается в пределах $7 - 12^\circ$);

$f(s) = s \cdot (2 - s) = 0,84$ – функция, зависящая от значений параметра s (вычисляется по данной формуле, так как $s < 1$);

$F_y = 10^{-3} \cdot C_\alpha \cdot f(s) \cdot \tan(\alpha) = 149,44$ – поперечная сила, препятствующая деформации шин колесной техники в поперечном направлении, кН.

6.5 Поперечная сдвигающая сила:

$k_6 = 1,25$ – коэффициент безопасности (или устойчивости от опрокидывания);

$$F_{\text{п.}} = k_6 (I_{ey} + F_{\text{в}} + I_{ny}) = 1,25 (317,2 + 23,372 + 1,727) = 427,86 \text{ кН};$$

$$\text{или } F_{\text{сд.у.}} = F_{\text{п.}} = 427,86 \text{ кН.}$$

6.6 Определение поперечной силы, воспринимаемой гибкими элементами крепления груза при учёте сил трения сцепления и скольжения груза в вагоне:

$$\Delta F_{\text{псц.}} = \Delta F_{\text{сц.у.}} = F_{\text{сд.у.}} - F_{\text{трсц.у.}} - F_y - G_y = 156,97 \text{ кН};$$

$$\Delta F_{\text{п.}} = \Delta F_y = F_{\text{сд.у.}} - F_{\text{тр.у.}} - F_y - G_y = 188,23 \text{ кН.}$$

Результаты расчетов показывают, что значения поперечных сил, воспринимаемых гибкими элементами крепления груза при учёте силы трения сцепления $F_{\text{трсц.у.}}$ груза в 1,19 раз меньше, чем при силе трения скольжения $F_{\text{тр.у.}}$. Таким образом, расчеты согласно действующей методике ТУ выполняют при заниженном значении поперечных сил, что приводит к использованию меньшего количества креплений, препятствующих сдвигам груза в поперечном направлении, и, как следствие, и к угрозе безопасности движения поездов.

7 Определение вертикальных сил

7.1 Вычисление вертикальной переносной силы инерции груза I_{ez} :

$a_{ez} = 0.62g$ – вертикальное переносное ускорение вагона ($0,46 \div 0,66$), m/c^2 ;

$k_{д.з} = a_{ez}/g = 0,62$ – коэффициент вертикальной динамики вагона (вертикальное переносное ускорение вагона с грузом в долях от g);

$I_{ez} = k_{д.з} G = 0,62 \cdot 610 = 378,2$ – вертикальная переносная сила инерции, кН.

7.2 Определение вертикальной силы, воспринимаемой гибкими элементами крепления груза

$$\Delta F_z = I_{ez} - G_z - F_{вз} = -232,17 \text{ кН.}$$

8 Определение проекций упругих сил крепления на продольную ось с учётом усилий предварительных скруток проволоки крепления $R0$

8.1 Расчёт проекций упругих сил от предварительных скруток проволоки крепления только *одного направления*:

$$R0_{уд.х1} = R0 \times \left(\frac{a_1}{l_1} + \frac{a_{1a}}{l_{1a}} + \frac{a_2}{l_2} + \frac{a_{2a}}{l_{2a}} + \frac{a_3}{l_3} + \frac{a_{3a}}{l_{3a}} + \dots \right).$$

$FR0_{удх1} = FR0_{х1} = 136,3$ кН – удерживающая сила в элементах крепления от предварительных скруток проволоки одного направления.

8.2 Расчёт проекции упругих сил от предварительных скруток проволоки крепления *другого направления*:

$$R0_{уд.х2} = R0 \times \left(\frac{a_{1p}}{l_{1p}} + \frac{a_{1ap}}{l_{1ap}} + \frac{a_{2p}}{l_{2p}} + \frac{a_{2ap}}{l_{2ap}} + \frac{a_{3p}}{l_{3p}} + \frac{a_{3ap}}{l_{3ap}} + \dots \right).$$

$FR0_{удх2} = R0_{уд.х2} = 111,5$ кН – удерживающая сила в элементах крепления от предварительных скруток проволоки другого направления, кН.

9 Определение проекций упругих сил креплений на поперечную ось с учётом усилий предварительных скруток проволоки крепления $R0$

9.1 Расчёт проекции упругих сил от предварительных скруток проволоки крепления только одного направления:

$$R0_{уд.у1} = R0 \times \left(\frac{b_1}{l_1} + \frac{b_{1p}}{l_{1p}} + \frac{b_2}{l_2} + \frac{b_{2p}}{l_{2p}} + \frac{b_3}{l_3} + \frac{b_{3p}}{l_{3p}} + \dots \right).$$

$FR0_{уд.у1} = R0_{уд.у1} = 63,5$ кН – удерживающая сила в элементах креплений от предварительных скруток проволоки одного направления.

9.2 Расчёт проекции упругих сил от предварительных скруток проволоки крепления *другого направления*:

$$R0_{уд.у2} = R0 \times \left(\frac{b_{1a}}{l_{1a}} + \frac{b_{1ap}}{l_{1ap}} + \frac{b_{2a}}{l_{2a}} + \frac{b_{2ap}}{l_{2ap}} + \frac{b_{3a}}{l_{3a}} + \frac{b_{3ap}}{l_{3ap}} + \dots \right).$$

$FR0_{уд.у2} = R0_{уд.у2} = 61,19$ кН – удерживающая сила в элементах креплений от предварительных скруток проволоки другого направления, кН.

10 Определение проекций усилий предварительных скруток проволоки креплений $R0$, работающих в продольном направлении, на вертикальную ось

10.1 Расчёт для одного направления:

$$R0_{z1x} = R0 \times \left(\frac{h_1}{l_1} + \frac{h_{1a}}{l_{1a}} + \frac{h_2}{l_2} + \frac{h_{2a}}{l_{2a}} + \frac{h_3}{l_3} + \frac{h_{3a}}{l_{3a}} + \dots \right).$$

$R0_{z1x} = 161,3$ кН;

10.2 Расчёт для другого направления:

$$R0_{z2x} = R0 \times \left(\frac{h_{1p}}{l_{1p}} + \frac{h_{1ap}}{l_{1ap}} + \frac{h_{2p}}{l_{2p}} + \frac{h_{2ap}}{l_{2ap}} + \frac{h_{3p}}{l_{3p}} + \frac{h_{3ap}}{l_{3ap}} + \dots \right).$$

$R0_{z2x} = R0_{z1x} = 76,1$ – проекции упругих сил от предварительных скруток проволоки крепления на вертикальную ось другого направления, кН.

11 Определение проекций усилий предварительных скруток проволоки креплений $R0$, работающих в поперечном направлении, на вертикальную ось

11.1 Расчёт проекции указанных сил для одного направления:

$$R0_{z1y} = R0 \times \left(\frac{h_1}{l_1} + \frac{h_{1p}}{l_{1p}} + \frac{h_2}{l_2} + \frac{h_{2p}}{l_{2p}} + \frac{h_3}{l_3} + \frac{h_{3p}}{l_{3p}} + \dots \right).$$

$R0_{z1y} = 116,62$ кН;

11.2 Расчёт проекции указанных сил для другого направления:

$$R0_{z2y} = R0 \times \left(\frac{h_{1a}}{l_{1a}} + \frac{h_{1ap}}{l_{1ap}} + \frac{h_{2a}}{l_{2a}} + \frac{h_{2ap}}{l_{2ap}} + \frac{h_{3a}}{l_{3a}} + \frac{h_{3ap}}{l_{3ap}} + \dots \right).$$

$$R0_{z2y} = 120,74 \text{ кН.}$$

12 Определение проекций продольных сил трения от усилий предварительных скруток проволоки креплений $R0$ на вертикальную ось

Расчёт сил трения как одного, так и другого направления:

$$FR0_{\text{тр.}x}^{\text{сц.}} = f_{\text{сц.}} \sum_{i=1}^{n_p} R0_{izx}; \quad FR0_{\text{тр.}x} = f \times \sum_{i=1}^{n_p} R0_{izx}.$$

$FR0_{\text{тр.}x1} = f_{\text{сц.}} \times R0_{z1x} = 0,45 \times 161,3 = 72,57$ – сила трения сцепления от предварительных скруток проволоки креплений одного направления, кН;

$FR0_{\text{тр.}x1} = f \times R0_{z1x} = 0,315 \times 161,3 = 50,8$ – сила трения скольжения от предварительных скруток проволоки креплений одного направления, кН;

$FR0_{\text{тр.}x2} = f_{\text{сц.}} \times R0_{z2x} = 0,45 \times 47,5 = 34,24$ – сила трения сцепления от предварительных скруток проволоки креплений другого направления, кН;

$FR0_{\text{тр.}x2} = f \times R0_{z2x} = 0,315 \times 76,1 = 23,97$ – сила трения скольжения от предварительных скруток проволоки креплений другого направления, кН.

13 Определение проекций поперечных сил трения от усилий предварительных скруток проволоки креплений $R0$ на вертикальную ось

Расчёт силы трения как одного, так и другого направления, кН:

$$FR0_{\text{тр.}y}^{\text{сц.}} = f_{\text{сц.}} \sum_{i=1}^{n_p} R0_{izy}; \quad FR0_{\text{тр.}y} = f \times \sum_{i=1}^{n_p} R0_{izy}.$$

$FR0_{\text{тр.}y1} = f_{\text{сц.}} \times R0_{z1y} = 0,45 \times 116,62 = 52,47$ – сила трения сцепления от предварительных скруток проволоки креплений одного направления;

$FR0_{\text{тр.}y1} = f \times R0_{z1y} = 0,315 \times 116,62 = 36,73$ – сила трения скольжения от предварительных скруток проволоки креплений одного направления;

$FR0_{трцц.у2} = f_{сц.} \times R0_{z2y} = 0,45 \times 120,74 = 54,33$ – сила трения сцепления от предварительных скруток проволоки креплений другого направления;

$FR0_{тр.у2} = f \times R0_{z2y} = 0,315 \times 120,74 = 38,03$ – сила трения скольжения от предварительных скруток проволоки креплений другого направления.

14 *Определение продольной «удерживающей» силы, воспринимаемой гибкими элементами крепления груза, с учетом проекций усилий предварительных скруток проволоки крепления $R0_i$ ($R0_{уд.х}$) и сил трения от таких проекций ($R0_{тр.х}$) на продольную ось*

$$FR0_x = R0_{уд.х} + FR0_{тр.х} .$$

Одного направления –

$FR0_{сц.х1} = FR0_{х1} + FR0_{трцц.х1} = 208,89$ – удерживающие силы при учете силы трения сцепления, кН;

$FR0_{х1} = FR0_{х1} + FR0_{тр.х1} = 187,12$ – удерживающие силы при учете силы трения скольжения, кН;

другого направления –

$FR0_{сц.х2} = FR0_{х2} + FR0_{трцц.х2} = 145,75$ – удерживающие силы при учете силы трения сцепления, кН;

$FR0_{х2} = FR0_{х2} + FR0_{тр.х2} = 135,48$ – удерживающие силы при учете силы трения скольжения, кН.

15 *Определение поперечной «удерживающей» силы, воспринимаемой гибкими элементами крепления груза, при наличии проекций усилий предварительных скруток проволоки крепления ($R0_{уд.у}$) и сил трения от таких проекций ($R0_{тр.у}$)*

$$FR0_y = R0_{уд.у} + FR0_{тр.у} .$$

Одного направления –

$FR0_{сц.у1} = FR0_{у1} + FR0_{трцц.у1} = 115,97$ – удерживающие силы с учетом силы трения сцепления, кН;

$FR0_{y1} = FR0_{y1} + FR0_{тр,y1} = 100,23$ – удерживающие силы с учетом силы трения скольжения, кН;

другого направления –

$FR0_{сц,y2} = FR0_{y2} + FR0_{трсц,y2} = 115,53$ – удерживающие силы с учетом силы трения сцепления, кН;

$FR0_{y2} = FR0_{y1} + FR0_{тр,y2} = 99,23$ – удерживающие силы с учетом силы трения скольжения, кН.

16 Определение реакций упорных брусков

16.1 Расчёт реакций упорных брусков вдоль вагона:

$[R_{кр}] = 1,08$ – допускаемое значение силы на одно крепёжное изделие (гвоздь), кН (табл. 22, ТУ [1]);

$n_{бр,x} = 18$ – принятое количество упорных брусков согласно схеме размещения и крепления груза на вагоне, шт. (см. рис. 1);

$k_1 = 0,6$ – коэффициент прочности крепления упорных брусков, учитывающий состояние пола вагона, шт. (обычно принимают $0,5 \div 0,6$);

$n_{кр,x} = 8$ – принятое значение потребного количества гвоздей на каждый упорный брусок, шт.;

$R_{бр,x} = k_1 \cdot n_{кр,x} \cdot n_{бр,x} \cdot [R_{кр}] = 93,31$ – реакция упорных брусков с принятым количеством гвоздей, кН.

При количестве упорных брусков $n_{бр,x} = 22$ шт., количестве гвоздей на каждый упорный брусок $n_{кр,x} = 30$ шт., при значении коэффициента продольной динамики $k_{д,x} = 1,6$ реакция упорных брусков равна $R_{бр,x} = k_1 \cdot n_{кр,x} \cdot n_{бр,x} \cdot [R_{кр}] = 0,6 \cdot 22 \cdot 30 \cdot 1,08 = 427,7$ кН.

16.2 Расчёт реакций упорных брусков поперек вагона:

$[R_{кр}] = 1,08$ – допускаемое значение силы на одно крепёжное изделие (гвоздь), кН (табл. 22, ТУ [1]);

$n_{бр,y} = 0$ – принятое количество упорных брусков согласно схеме размещения и крепления груза на вагоне, шт. (см. рисунок 4.1);

$k_1 = 0,6$ – коэффициент прочности крепления упорных брусков, учитывающий состояние пола вагона, шт. (обычно принимают $0,5 \div 0,6$);

$n_{кр.у} = 0$ – принятое значение потребного количества гвоздей на каждый упорный брусок, шт.;

$R_{бр.у} = k_1 \cdot n_{кр.у} \cdot n_{бр.у} \cdot [R_{кр}] = 0$ – реакция упорных брусков с принятым количеством гвоздей, кН.

В случае, когда количество упорных брусков $n_{бр.х} = 3$ шт., а величина потребного количества гвоздей на каждый упорный брусок $n_{кр.х} = 20$ шт. при значении коэффициента продольной динамики $k_{д.у} = 0,52$ и коэффициента прочности крепления упорных брусков $k_1 = 0,6$ поперечная реакция упорных брусков равна $R_{бр.у} = k_1 \cdot n_{кр.у} \cdot n_{бр.у} \cdot [R_{кр}] = 0,6 \cdot 3 \cdot 20 \cdot 1,08 = 38,8$ кН.

17 Определение суммы всех «удерживающих» сил вдоль вагона

Одного направления –

$\Delta FR0_{сцуд.х1} = FR0_{сц.х1} + R_{бр.х} = 302,2$ – удерживающие силы с учётом силы трения сцепления и реакций упорных брусков одного направления, кН;

$\Delta FR0_{уд.х1} = FR0_{х1} + R_{бр.х} = 280,43$ – удерживающие силы с учётом силы трения скольжения и реакций упорных брусков одного направления, кН;

другого направления –

$\Delta FR0_{сцуд.х2} = FR0_{сц.х2} + R_{бр.х} = 239,07$ – удерживающие силы с учётом силы трения сцепления и реакций упорных брусков другого направления, кН;

$\Delta FR0_{уд.х2} = FR0_{х2} + R_{бр.х} = 228,79$ – удерживающие силы с учётом силы трения скольжения и реакций упорных брусков другого направления, кН.

18 Определение суммы всех «удерживающих» сил поперёк вагона

– одного направления

$\Delta FR0_{сцуд.у1} = FR0_{сц.у1} + R_{бр.у} = 115,97$ – удерживающие силы с учётом силы трения сцепления и силы реакции упорных брусков, кН;

$\Delta FR0_{уд.у1} = FR0_{у1} + R_{бр.у} = 100,23$ – удерживающие силы с учётом силы реакции упорных брусков, кН;

– другого направления

$\Delta FRO_{\text{сцуд.}y2} = FRO_{\text{сц.}y2} + R_{\text{бр.}y} = 115,53$ – удерживающие силы с учётом силы трения сцепления и силы реакции упорных брусков, кН;

$\Delta FRO_{\text{уд.}y2} = FRO_{y2} + R_{\text{бр.}y} = 99,23$ – удерживающие силы с учётом силы реакции упорных брусков, кН.

19 Продольные силы, воспринимаемые элементами крепления груза как одного, так и другого направления, кН

– одного направления

$$\Delta FRO_{\text{сц.}x1} = \Delta F_{\text{прсц.}} - \Delta FRO_{\text{сцуд.}x1} = 394,64;$$

$$\Delta FRO_{x1} = \Delta F_{\text{пр.}} - \Delta FRO_{\text{уд.}x1} = 506,02;$$

– другого направления

$$\Delta FRO_{\text{сц.}x2} = \Delta F_{\text{прсц.}} - \Delta FRO_{\text{сцуд.}x2} = 457,77;$$

$$\Delta FRO_{x2} = \Delta F_{\text{пр.}} - \Delta FRO_{\text{уд.}x2} = 557,67.$$

Положительный знак продольной силы ΔFRO_x означает, что сдвигающая сила по величине больше, чем удерживающая. В этом случае произойдёт сдвиг груза вдоль вагона, который сопровождается выдёргиванием крепёжных изделий (гвоздь) упорных брусков и выворачиванием этих брусков относительно дальней от торцевой поверхности груза грани.

Кроме того, как видно, сравнение этих сил при коэффициентах трения сцепления груза с полом вагона ($\Delta FRO_{\text{сц.}x1}$ и $\Delta FRO_{\text{сц.}x2}$), как это принято в ТУ [1], и скольжения (ΔFRO_{x1} и ΔFRO_{x2}) по новой методике, показывает, что по ТУ расчёт элементов крепления груза осуществляются при заниженных значениях этих сил в 1,28 раз, что не способствуют обеспечению гарантированной безопасности перевозочного процесса.

20 Поперечные силы, воспринимаемые элементами крепления груза, кН

– одного направления

$$\Delta FRO_{\text{сц.}y1} = \Delta F_{\text{псц.}} - \Delta FRO_{\text{сцуд.}y1} = 41;$$

$$\Delta FRO_{y1} = \Delta F_{\text{п.}} - \Delta FRO_{\text{уд.}y1} = 88;$$

– другого направления

$$\Delta FRO_{\text{сц.}y2} = \Delta F_{\text{псц.}} - \Delta FRO_{\text{сцуд.}y2} = 41,44;$$

$$\Delta FR0_{y2} = \Delta F_{п.} - \Delta FR0_{уд.y2} = 89 \text{ кН.}$$

Положительный знак поперечной силы $\Delta FR0_y$ означает, что сдвигающая сила по величине больше, чем удерживающая. В этом случае произойдёт сдвиг груза поперек вагона, который при наличии упорных элементов креплений сопровождается выдёргиванием их крепёжных изделий (гвоздь) и выворачиванием этих брусков относительно дальней от торцевой поверхности груза грани. Кроме того, как видно, сравнение этих сил при коэффициентах трения сцепления груза с полом вагона ($\Delta FR0_{сц.y1}$ и $\Delta FR0_{сц.y2}$), как это принято в ТУ [1], и скольжения ($\Delta FR0_{y1}$ и $\Delta FR0_{y2}$) по новой методике, показывает, что по ТУ расчёт элементов крепления груза осуществляется при заниженных значениях этих сил в 2,1 раза, что не способствует обеспечению гарантированной безопасности перевозочного процесса.

Вычисление продольных и поперечных сил, воспринимаемых элементами крепления автотехники, при вариациях коэффициентов динамики вагона, количества крепёжных элементов упорных брусков

1 Вычисление продольной силы, воспринимаемой элементами крепления автотехники, при вариации коэффициента продольной динамики вагона

Продольная сила, воспринимаемая элементами крепления колёсной техники как одного, так и другого направления при вариации $k_{дх}$, кН:

$$\Delta FR0_{x1}(k_{дх}) = \Delta F_{пр.}(k_{дх}) - \Delta FR0_{уд.x1}; \quad \Delta FR0_{x2}(k_{дх}) = \Delta F_{пр.}(k_{дх}) - \Delta FR0_{уд.x2}.$$

Приведем графические зависимости продольной силы (рисунок А.1), которые испытывают гибкие и упорные элементы креплений груза как одного ($\Delta FR0_{x1}$), так и другого ($\Delta FR0_{x1}$) направлений при вариации коэффициента продольной динамики вагона $k_{дх}$, при заданном и принятом на схеме погрузки груза значениях $n_{бр.x} = 18$ шт. и $n_{бр.x} = 22$ шт., полученные в вычислительной среде MathCAD.

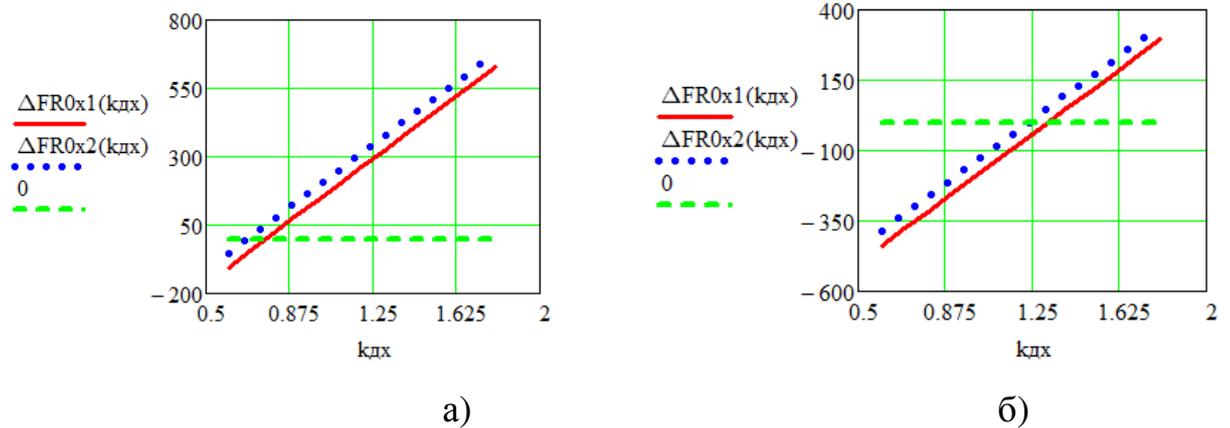


Рисунок А.1 – Графические зависимости продольной силы $\Delta FR0_x$ при вариации k_{dx}

- а) – при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{бр.х} = 18$ шт.;
 б) – при принятом значении $n_{бр.х} = 22$ шт.

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что при заданном количестве упорных брусков $n_{бр.х} = 18$ шт. продольные силы $\Delta FR0_x$ и $\Delta FR0_{x1}$, воспринимаемые элементами крепления, как одного, так и другого направлений, имеют положительное значение, начиная со значения коэффициента продольной динамики вагона $k_{dx} = 0,77$ (в одном направлении) и $k_{dx} = 0,67$ (в другом направлении) (см. рисунок А.1, а), а при принятом значении $n_{бр.х} = 22$ шт. – при $k_{dx} = 1,31$ (в одном направлении) и $k_{dx} = 1,23$ (в другом направлении) (см. рисунок А.1, б). Отсюда ясно, что при соударении вагона с грузом, закрепленным по разработанной схеме погрузки, с группой стоящих вагонов в подгорочном парке сортировочной станции, а также при экстренном торможении не обеспечивается безопасность и надёжность перевозки.

2 Вычисление продольной силы, воспринимаемой элементами креплений автотехники, при вариации крепежных изделий упорных брусков

Продольную силу, воспринимаемую элементами крепления (как гибкими, так и упорными) автотехники как одного, так и другого направления при вариации количества крепежных изделий $n_{кр.х}$, находят из выражения:

$$\Delta FR0_{x1}(n_{кр.х}) = F_{сд.х} - FR0_{уд.х1}(n_{кр.х}); \quad \Delta FR0_{x2}(n_{кр.х}) = F_{сд.х} - FR0_{уд.х2}(n_{кр.х}).$$

Графические зависимости продольной силы $\Delta FR0_x(n_{кр.x})$ при вариации количества крепежных изделий (гвоздей) на каждый упорный брусок $n_{кр.x} = 10, 14 \dots 50$ с шагом $\Delta n_{кр.x} = 4$ шт. при заданном количестве упорных брусков $n_{бр.x} = 18$ шт. и принятом значении коэффициента продольной динамики вагона $k_{д.x} = 1,6$ представлены на рисунке А.2.

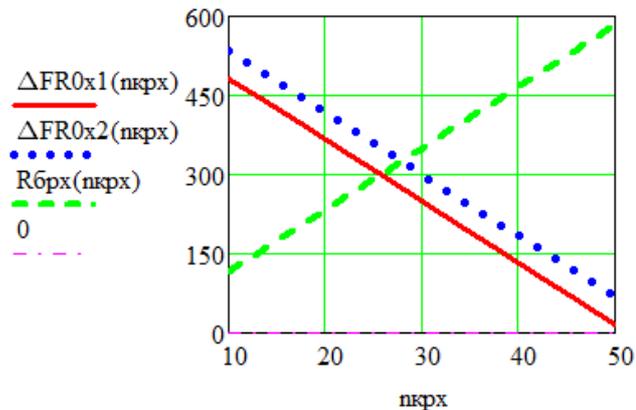


Рисунок А.2 – Графические зависимости продольной силы $\Delta FR0_x$ при вариации $n_{кр.x}$ при принятом значении $k_{д.x} = 1,6$.

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что при заданном количестве упорных брусков $n_{бр.x} = 18$ шт. (или 9 шт. в каждом направлении) значения продольных сил $\Delta FR0_{x1}$ и $\Delta FR0_{x2}$, оказались меньше, чем реакция упорных брусков, начиная с $n_{кр.x} = 26$ шт. При этом значения этих сил оказались равными $R_{бр.x} = 303,26$ кН, $\Delta FR0_{x1} = 296,08$ кН и $\Delta FR0_{x2} = 347,71$ кН. Таким образом, надо отметить, что произвольный выбор количества крепежных изделий при креплении груза по разработанной схеме погрузки (см. рисунок 4.1) явно не обеспечивает гарантированную безопасность и надёжность перевозки.

Проведение расчетов при вариации количества крепежных элементов упорных брусков $n_{кр.x}$ и коэффициента продольной динамики вагона $k_{д.x}$ позволяет найти такие оптимальные значения данных величин, при которых будет обеспечена прочность выбранного крепления автотехники на вагоне. Если при этом примем $n_{кр.x} \geq 26$ шт., то можно предположить, что процесс расчёта можно прекратить на этом же этапе, поскольку всегда соблюдается условие $R_{бр.x} > \Delta FR0_x$. Если же при-

нять $n_{кр.х} \leq 26$ шт., то следует продолжить расчёт до получения либо величин удлинений либо усилий в каждом гибком элементе креплений.

3 Вычисление поперечной силы, воспринимаемой элементами крепления автотехники, при вариации коэффициента поперечной динамики вагона

Поперечная сила, воспринимаемая элементами крепления автотехники как одного, так и другого направления при вариации $k_{дy}$, кН:

$$\Delta FR0_{y1}(k_{дy}) = \Delta F_{п.}(k_{дy}) - \Delta FR0_{уд.y1}; \quad \Delta FR0_{y2}(k_{дy}) = \Delta F_{п.}(k_{дy}) - \Delta FR0_{уд.y2}.$$

Приведем графические зависимости поперечной силы (рисунок А.3), которую воспринимают гибкие и упорные элементы креплений груза, как одного ($\Delta FR0_{y1}$), так и другого ($\Delta FR0_{y2}$) направлений при вариации коэффициента поперечной динамики вагона $k_{дy}$ при заданном $n_{бр.y} = 0$ шт. и при принятом $n_{бр.y} = 3$ шт. значениях, полученные в вычислительной среде MathCAD.

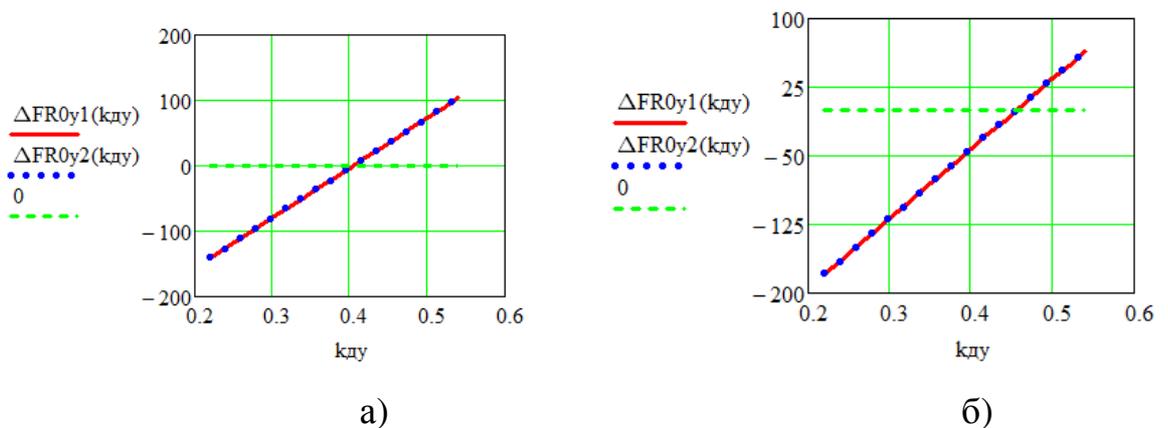


Рисунок А.3 – Графические зависимости поперечной силы $\Delta FR0_y$ при вариации $k_{дy}$

а) – при заданном на схеме погрузки груза значениях $n_{бр.y} = 0$ шт.;

б) – при принятом значении $n_{бр.y} = 3$ шт.

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что при заданном количестве упорных брусков (их отсутствие) поперечные силы $\Delta FR0_{y1}$ и $\Delta FR0_{y2}$, воспринимаемые элементами крепления, как одного, так и другого направлений, принимают положительное значение при $k_{дy} = 0,4$, а при принятом значении $n_{бр.y} = 3$ шт. становятся положительными при $k_{дy} = 0,46$ (см. рисунок

А.3,б). Таким образом, сдвиг груза будет происходить при максимально допустимых значениях коэффициентов поперечной динамики вагона $k_{дy}$ ($k_{дy} = 0,46$), т.е. только при больших значениях поперечных колебаний.

4 Вычисление поперечной силы, воспринимаемой элементами крепления автотехники, при вариации крепежных изделий упорных брусков

Поперечную силу, воспринимаемую элементами крепления (как гибкими, так и упорными) автотехники как одного, так и другого направления при вариации количества крепежных изделий $n_{кр.y}$, находят, используя выражения:

$$\Delta FR_{0y1}(n_{кр.y}) = F_{сд.y} - FR_{0уд.y1}(n_{кр.y}); \quad \Delta FR_{0y2}(n_{кр.y}) = F_{сд.y} - FR_{0уд.y2}(n_{кр.y}).$$

Графические зависимости поперечной силы $\Delta FR_{0y}(n_{кр.y})$ от количества крепежных изделий $n_{кр.y}$ ($n_{кр.x} = 10, 14 \dots 50$ с шагом $\Delta n_{кр.x} = 4$ шт.) при принятом количестве упорных брусков $n_{бр.y} = 3$ шт. и коэффициенте поперечной динамики вагона $k_{дy} = 0,52$ представлены на рисунке А.4.

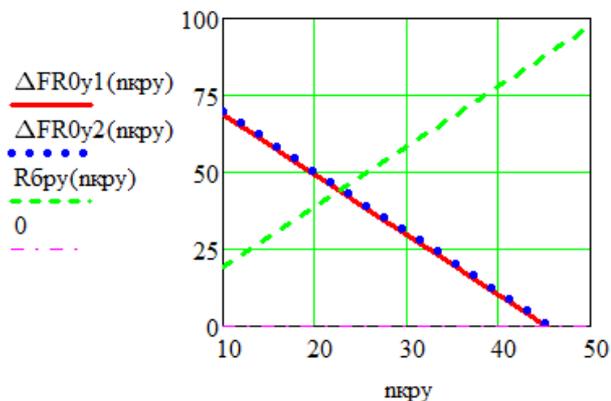


Рисунок А.4 – Графические зависимости поперечной силы ΔFR_{0y} при вариации $n_{кр.y}$ при принятом значении $k_{дy} = 0,52$.

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что при заданном количестве упорных брусков $n_{бр.y} = 3$ шт. (в каждом направлении) значения поперечных сил ΔFR_{0y1} и ΔFR_{0y2} оказались меньше, чем реакция упорных брусков, начиная с $n_{кр.y} = 23$ шт. Таким образом, отметим, что произвольный выбор количества упорных брусков и крепежных изделий (гвоздей) для них не может гарантировать безопасность и надежность перевозки груза. Проведение расчетов при вариации количества крепежных элементов упорных брусков $n_{кр.y}$ и коэффи-

циента поперечной динамики вагона $k_{\text{дв}}$ позволяет найти такие оптимальные значения данных величин, при которых будет обеспечена прочность выбранного крепления автотехники на вагоне.

Вычисление эквивалентной жесткости креплений и упруго-диссипативных элементов автотехники

1 Определение эквивалентных жесткостей подвесок автотехники

1.1 Вычисление эквивалентных жесткостей шин автотехники:

$B_{\text{ш}} = 0.425$ – ширина шины, м; $h = 0.043$ – глубина протектора шины, м; $D = 1.26$ – диаметр шины колесной техники, м; $f_{\text{ш}} = 0,026$ – осадка шины, м;

$$R = \frac{(0,9 \cdot B_{\text{ш}})^2 + 4 \cdot h^2}{8 \cdot h} = 0,447 \text{ – радиус кривизны протектора, м;}$$

$$C = 0,385 \cdot \frac{1}{\sqrt{D \cdot R}} = 0,363 \text{ – постоянный коэффициент, м}^{-1};$$

$$C_k = \frac{P}{f_{\text{ш}}} \cdot \left(2 - C \cdot \frac{P}{P \cdot f_{\text{ш}}}\right) = 1488 \text{ – жесткость шины, кН/м;}$$

$$C_{k1} = 6 \cdot C_k = 8928 \text{ – эквивалентная жесткость передней подвески, кН/м;}$$

$$C_{k2} = 12 \cdot C_k = 17860 \text{ – эквивалентная жесткость задней подвески, кН/м.}$$

1.2 Вычисление эквивалентных жесткостей упругих элементов подвесок автотехники:

$$G_{\text{п1}} = 197,368 \text{ – подрессоренная масса передней подвески автотехники, кН;}$$

$$G_{\text{шп1}} = 52,632 \text{ – неподрессоренная масса передней подвески автотехники, кН;}$$

$$G_{\text{п2}} = 243,871 \text{ – подрессоренная масса задней подвески автотехники, кН;}$$

$$G_{\text{шп2}} = 116,129 \text{ – неподрессоренная масса задней подвески автотехники, кН;}$$

$$f_{\text{п1}} = 0.0875 \text{ – статический прогиб упругих элементов передней подвески, м;}$$

$$f_{\text{п2}} = 0.095 \text{ – статический прогиб упругих элементов задней подвески, м;}$$

$C_{s1} = G_{п1} / f_{p1} = 2,256 \cdot 10^3$ – жесткость упругих элементов передней подвески, кН/м;

$C_{s2} = G_{п2} / f_{p2} = 2,567 \cdot 10^3$ – жесткость упругих элементов задней подвески, кН/м.

1.3 Вычисление эквивалентной жесткости передней подвески:

$$C_{ks1} = \frac{C_{s1} \cdot C_{k1}}{C_{s1} + C_{k1}} = 1801 \text{ – эквивалентная жесткость передней подвески, кН/м.}$$

1.4 Вычисление эквивалентной жесткости задней подвески:

$$C_{ks2} = \frac{C_{s2} \cdot C_{k2}}{C_{s2} + C_{k2}} = 2244 \text{ – эквивалентная жесткость задней подвески, кН/м.}$$

1.5 Вычисление вертикальной эквивалентной жесткости подвесок автотехники:

$$C_{ksz} = C_{ks1} + C_{ks2} = 4045 \text{ кН/м.}$$

1.6 Вычисление продольной эквивалентной жесткости подвесок автотехники:

$$C_{ksx} = 0,5 \cdot C_{ksz} = 2023 \text{ кН/м.}$$

1.7 Вычисление поперечной эквивалентной жесткости подвесок автотехники:

$$C_{ksy} = 0,5 \cdot C_{ksz} = 2023 \text{ кН/м.}$$

2 Вычисление эквивалентной жёсткости креплений автотехники и ее упруго-диссипативных элементов вдоль вагона при коэффициенте трения скольжения

2.1 Расчёт для элементов одного направления:

$$C_{\text{эKB.x1}} = 7,854 \times d_i^2 \times \sum_{i=1}^n \left[\frac{n_i}{l_i} \times \left(f \times \frac{h_i}{l_i} + \frac{a_i}{l_i} \right) \times \frac{a_i}{l_i} + \frac{n_{ia}}{l_{ia}} \times \left(f \times \frac{h_{ia}}{l_{ia}} + \frac{a_{ia}}{l_{ia}} \right) \times \frac{a_{ia}}{l_{ia}} \right] + C_{ksx}.$$

$$C_{\text{эKB.x1}} = 9738 \text{ кН/м.}$$

2.2. Расчёт для элементов другого направления:

$$c_{\text{ЭКВ.х2}} = 7,854 \times d_i^2 \times \sum_{i=1}^n \left[\frac{n_{ip}}{l_{ip}} \times \left(f \times \frac{h_{ip}}{l_{ip}} + \frac{a_{ip}}{l_{ip}} \right) \times \frac{a_{ip}}{l_{ip}} + \right. \\ \left. + \frac{n_{iap}}{l_{iap}} \times \left(f \times \frac{h_{iap}}{l_{iap}} + \frac{a_{iap}}{l_{iap}} \right) \times \frac{a_{iap}}{l_{iap}} \right] + C_{\text{ksx}}.$$

$$c_{\text{ЭКВ.х2}} = 8457 \text{ кН/м.}$$

3 Вычисление эквивалентной жёсткости креплений автотехники и ее упруго-диссипативных элементов поперек вагона при коэффициенте трения скольжения

3.1 Расчёт для элементов одного направления:

$$c_{\text{ЭКВ.у1}} = 7,854 \times d_i^2 \times \sum_{i=1}^n \left[\frac{n_i}{l_i} \times \left(f \times \frac{h_i}{l_i} + \frac{b_i}{l_i} \right) \times \frac{b_i}{l_i} + \right. \\ \left. + \frac{n_{ip}}{l_{ip}} \times \left(f \times \frac{h_{ip}}{l_{ip}} + \frac{b_{ip}}{l_{ip}} \right) \times \frac{b_{ip}}{l_{ip}} \right] + C_{\text{ksy}},$$

$$c_{\text{ЭКВ.у1}} = 4459 \text{ кН/м.}$$

3.2 Расчёт для элементов другого направления:

$$c_{\text{ЭКВ.у2}} = 7,854 \times d_i^2 \times \sum_{i=1}^n \left[\frac{n_{ia}}{l_{ia}} \times \left(f \times \frac{h_{ia}}{l_{ia}} + \frac{b_{ia}}{l_{ia}} \right) \times \frac{b_{ia}}{l_{ia}} + \right. \\ \left. + \frac{n_{iap}}{l_{iap}} \times \left(f \times \frac{h_{iap}}{l_{iap}} + \frac{b_{iap}}{l_{iap}} \right) \times \frac{b_{iap}}{l_{iap}} \right] + C_{\text{ksy}},$$

$$c_{\text{ЭКВ.у2}} = 4366 \text{ кН/м.}$$

Вычисление сдвигов автотехники на вагоне от воздействия составляющих пространственной системы сил

1 Вычисление сдвига груза вдоль вагона

$\Delta FR0_{x1} = 506,02$ кН; $\Delta x0 = 0,006$ – начальный сдвиг груза совместно с упорными брусками, м.

1.1. Расчёт для одного направления

$\Delta x1 = \Delta FR0_{x1} / c_{\text{экв.}x1} + \Delta x0 = 0,058$ – сдвиг груза в одном направлении, м (58 мм);

1.2. Расчёт сдвига груза в другом направлении

$\Delta x2 = \Delta FR0_{x2} / c_{\text{экв.}x2} + \Delta x0 = 0,072$ – сдвиг груза в другом направлении, м (72 мм).

2 Вычисление сдвига груза поперёк вагона

$\Delta FR0_y = 88$ кН; $\Delta y0 = 0,006$ – начальный сдвиг груза совместно с упорными брусками до момента провисания гибких элементов крепления другого направления, м;

– для одного направления

$$\Delta y1 = \Delta FR0_{y1} / c_{\text{экв.}y1} + \Delta y0 = 0,026 \text{ м};$$

– для другого направления

$$\Delta y2 = \Delta FR0_{y2} / c_{\text{экв.}y2} + \Delta y0 = 0,026 \text{ м}.$$

3 Вычисление сдвига автотехники вдоль вагона при вариации коэффициента продольной динамики вагона

3.1 Вычисление сдвига автотехники вдоль вагона:

$\Delta FR0x1(k_{dx})$, $\Delta FR0x2(k_{dx})$ и $c_{\text{экв.}x1} = 9738$, $c_{\text{экв.}x2} = 8457$ кН/м – продольные силы, воспринимаемые элементами креплений, и эквивалентные жёсткости элементов креплений груза вдоль вагона как одного, так и другого направлений при коэффициенте трения скольжения; $\Delta x0 = 0,006$ – начальный сдвиг груза совместно с упорными брусками, м.

3.2 Расчёт сдвига как одного $\Delta x01(k_{д.х})$, так и другого $\Delta x02(k_{д.х})$ направлений

$$\Delta x(k_{д.х}) = \Delta FRO_x(k_{д.х}) / c_{эқв.х} + \Delta x_0.$$

Результаты вычислений в виде графических зависимостей сдвига груза вдоль вагона, как одного, так и другого направлений при значениях $n_{бр.х} = 18$ шт. и $n_{бр.х} = 22$ шт. при вариации коэффициента продольной динамики вагона $k_{дх}$ приведены на рисунке А.5.

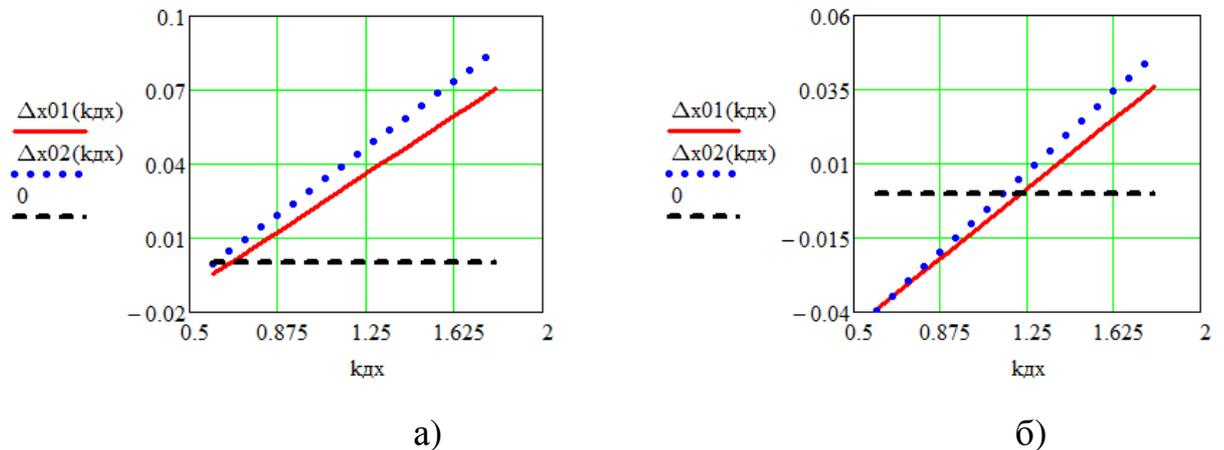


Рисунок А.5 – Графические зависимости сдвига груза вдоль вагона при вариации $k_{дх}$

- а) – при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{бр.х} = 18$ шт.;
- б) – при принятом значении $n_{бр.х} = 22$ шт.

Как видно, при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{бр.х} = 18$ шт. сдвиг груза в одном $\Delta x01(k_{д.х})$ и другом $\Delta x02(k_{д.х})$ направлениях начинает принимать положительное значение, начиная со значений коэффициентов продольной динамики вагона $k_{дх} = 0,67$ (в одном направлении) и $k_{дх} = 0,61$ (в другом направлении) (см. рисунок А.5,а), а при принятом значении $n_{бр.х} = 22$ шт. – со значений $k_{дх} = 1,22$ (в одном направлении) и $k_{дх} = 1,15$ (в другом направлении) (см. рисунок А.5,б). Отсюда очевидно, что при заданном на схеме погрузки груза количестве упорных брусков $n_{бр.х} = 18$ шт. не обеспечивается надежность креплений и безопасность перевозки.

4 Вычисление сдвига автотехники вдоль вагона при вариации крепёжных изделий упорных брусков, работающих в продольном направлении

4.1 Выше получены следующие данные: $\Delta FR0_{x1}(k_{dx})$, $\Delta FR0_{x2}(k_{dx})$ и $c_{\text{экрв.}x1} = 9738$, $c_{\text{экрв.}x2} = 8457$ кН/м – продольные силы, воспринимаемые элементами креплений, и эквивалентные жёсткости элементов креплений груза вдоль вагона как одного, так и другого направлений при коэффициенте трения скольжения соответственно; $\Delta x_0 = 0,006$ – начальный сдвиг груза совместно с упорными брусками, м.

4.2 Расчёт продольного сдвига как одного $\Delta x01(n_{\text{кр.}x})$, так и другого $\Delta x02(n_{\text{кр.}x})$ направлений

$$\Delta x01(n_{\text{кр.}x}) = \Delta FR0_{x1}(n_{\text{кр.}x}) / c_{\text{экрв.}x1} + \Delta x_0;$$

$$\Delta x02(n_{\text{кр.}x}) = \Delta FR0_{x2}(n_{\text{кр.}x}) / c_{\text{экрв.}x2} + \Delta x_0.$$

Результаты вычислений в виде графических зависимостей сдвига груза вдоль вагона, как одного, так и другого направлений (при значениях $k_{dx} = 1,6$) при вариации количества крепёжных элементов (гвоздей) $n_{\text{кр.}x}$ приведены на рисунке А.6.

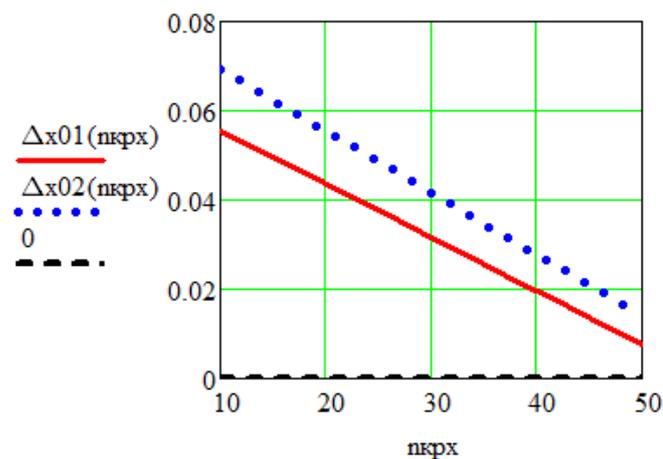


Рисунок А.6 – Зависимости сдвига груза вдоль вагона Δx от количества крепёжных элементов $n_{\text{кр.}x}$

Анализ построенных графических зависимостей показывает, что с увеличением количества крепёжных элементов $n_{\text{кр.}x}$ уменьшается по линейной зависимости

сти величина сдвига груза вдоль вагона Δx , поскольку при этом увеличивается удерживающая сила (см. рисунок А.6).

5 Вычисление сдвига автотехники поперек вагона при вариации коэффициента поперечной динамики вагона

Вычислим сдвиг автотехники поперек вагона по полученным данным: $\Delta FR_{0y1}(k_{дy})$, $\Delta FR_{0y2}(k_{дy})$ и $c_{эkv.y1} = 4459$ кН/м, $c_{эkv.y2} = 4366$ кН/м – поперечные силы, воспринимаемые элементами креплений, и эквивалентные жёсткости элементов креплений груза поперек вагона как одного, так и другого направлений при коэффициенте трения скольжения соответственно; $\Delta y_0 = 0,006$ – начальный сдвиг груза совместно с упорными брусками, м.

5.1 Расчёт поперечного сдвига как одного $\Delta y_{01}(k_{дy})$, так и другого $\Delta y_{02}(k_{дy})$ направлений

$$\Delta y(k_{дy}) = \Delta FR_{0y}(k_{дy}) / c_{эkv.y} + \Delta y_0.$$

Результаты вычислений в виде графических зависимостей сдвига груза поперек вагона, как одного, так и другого направлений при значениях $n_{бр.y} = 0$ шт. и $n_{бр.y} = 3$ шт. при вариации коэффициента поперечной динамики вагона $k_{дy}$ приведены на рисунке А.7.

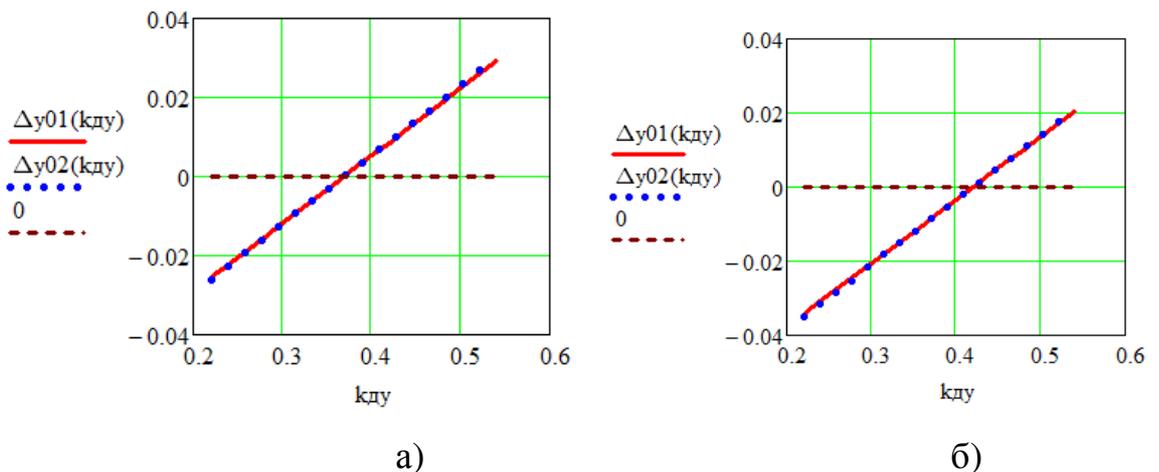


Рисунок А.7 – Графические зависимости сдвига груза поперек вагона при вариации $k_{дy}$

а) – при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{бр.y} = 0$ шт.;

б) – при принятом значении $n_{бр.у} = 3$ шт.

Как видно, при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{бр.у} = 0$ шт. поперечные сдвиги груза одного $\Delta y_{01}(k_{д.у})$ и другого $\Delta y_{02}(k_{д.у})$ направлений начинают принимать положительные значения, начиная со значений коэффициентов поперечной динамики вагона $k_{д.у} = 0,36$ в обоих направлениях (см. рисунок А.7,а), а при принятом значении $n_{бр.у} = 3$ шт. – со значений $k_{д.у} = 0,42$ в обоих направлениях (см. рисунок А.7,б).

6 Вычисление сдвига автотехники поперек вагона при вариации крепежных изделий упорных брусков, работающих в поперечном направлении

Вычислим сдвиг автотехники поперек вагона по полученным данным: $\Delta FR_{0y1}(k_{д.у})$, $\Delta FR_{0y2}(k_{д.у})$ и $c_{экр.у1} = 4459$ кН/м, $c_{экр.у2} = 4366$ кН/м – продольные силы, воспринимаемые элементами креплений, и эквивалентные жёсткости элементов креплений груза вдоль вагона как одного, так и другого направлений при коэффициенте трения скольжения соответственно; $\Delta y_0 = 0,006$ – начальный сдвиг груза совместно с упорными брусками, м.

6.1 Расчёт поперечных сдвигов одного $\Delta y_{01}(k_{д.у})$ и другого $\Delta y_{02}(k_{д.у})$ направлений:

$$\Delta y_{01}(n_{кр.у}) = \Delta FR_{0y1}(n_{у}) / c_{экр.у1} + \Delta y_0;$$

$$\Delta y_{02}(n_{кр.у}) = \Delta FR_{0y2}(n_{у}) / c_{экр.у2} + \Delta y_0;$$

Результаты вычислений в виде графических зависимостей сдвига груза поперек вагона как одного, так и другого направлений (при значениях $k_{д.у} = 0,52$) от количества крепежных элементов (гвоздей) $n_{кр.у}$ приведены на рисунке А.8.

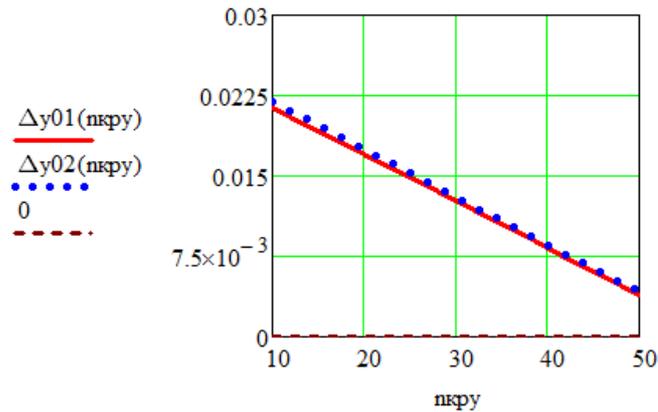


Рисунок А.8 – Зависимости сдвига груза поперек вагона Δy от количества крепёжных элементов $n_{кр.у}$

Анализ построенных графических зависимостей показывает, что с увеличением количества крепёжных элементов $n_{кр.у}$ сдвиг груза Δy линейно уменьшается, поскольку удерживающая сила увеличивается (см. рисунок А.8).

Вычисление натяжений в гибких элементах крепления груза

1 Вычисление усилия каждого гибкого элемента крепления при воздействии продольных сил:

$$R_{упр.i} = 7,854 \times d_i^2 \times \frac{n_i}{l_i} \times \Delta l_{ix} \leq [R_{i0}]$$

Одного направления, кН –

$$R_{упр1.1} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,472} \times 0,047 = 72,88; \quad R_{упр1.2} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,155} \times 0,032 = 34,03;$$

$$R_{упр1.3} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,827} \times 0,038 = 47,33; \quad R_{упр1.4} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,492} \times 0,047 = 70,96;$$

$$R_{упр1.5} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,988} \times 0,038 = 3,2; \quad R_{упр1.6} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{3,437} \times 0,029 = 23,07;$$

$$R_{упр1.1a} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,472} \times 0,047 = 72,88; \quad R_{упр1.2a} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,155} \times 0,032 = 34,03;$$

$$R_{\text{упр1.3a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,827} \times 0,038 = 47,33; R_{\text{упр1.4a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,492} \times 0,047 = 70,96;$$

$$R_{\text{упр1.5a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,988} \times 0,038 = 2,89; R_{\text{упр1.6a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{3,437} \times 0,029 = 18,97.$$

Другого направления –

$$R_{\text{упр1.1p}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,599} \times 0,054 = 76,66; R_{\text{упр1.1ap}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,264} \times 0,04 = 71,42;$$

$$R_{\text{упр1.2p}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,304} \times 0,039 = 67,11; R_{\text{упр1.2ap}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,235} \times 0,041 = 74,85;$$

$$R_{\text{упр1.3p}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,282} \times 0,07 = 69,14; R_{\text{упр1.3ap}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,282} \times 0,07 = 69,15;$$

$$R_{\text{упр1.4p}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,765} \times 0,044 = 56,38; R_{\text{упр1.4ap}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,765} \times 0,044 = 56,38;$$

$$R_{\text{упр1.5p}} = 0; R_{\text{упр1.5ap}} = 0; R_{\text{упр1.6p}} = 0; R_{\text{упр1.6ap}} = 0.$$

Для заданных исходных данных (т. е. при коэффициенте продольной динамики вагона $k_{д.х} = 1,6$) усилия почти во всех гибких элементах креплений (кроме второго, пятого и шестого элементов крепления одного направления) превышают допустимое значение в 1,5 раза ($24,8 + 20 = 44,8$ кН). Принятое значение при коэффициенте продольной динамики вагона ($k_{д.х} = 1,6$) соответствует маневровому соударению вагона в сортировочном парке сортировочной станций. В этом случае для обеспечения гарантированной безопасности и надёжности перевозочного процесса, сохранности перевозимого груза и деталей подвижного состава требуются использование дополнительных средств крепления.

Например, если вместо принятого количество упорных брусков $n_{бр.х} = 18$ шт. и количества гвоздей $n_{кр.х} = 8$ шт. на каждый брусok принять $n_{бр.х} = 22$ шт. (т.е. с добавлением поперечно расположенных упорных брусков, прибитых к полу вагона вплотную к колёсам и изменением длины параллельно расположенных упорных брусков, прибитых к полу вагона вплотную к двум поперечно расположенным упорным брускам) с количеством гвоздей на каждый брусok $n_{кр.х} = 30$ шт., то сдвиг груза вдоль вагона Δx уменьшится более 2,3 раза (точнее вместо 58 и

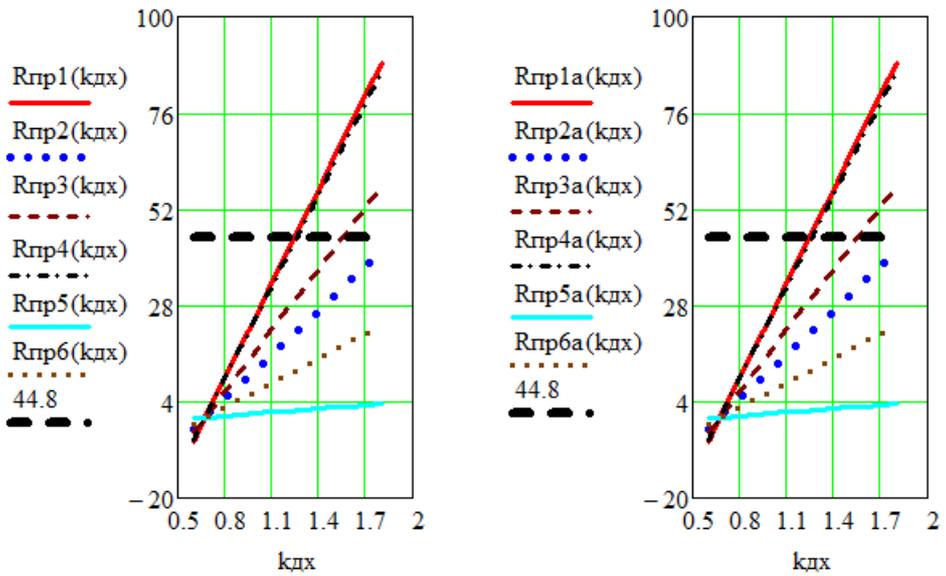
72 мм как для одного, так и для другого направления станет равным 24 и 32 мм). Соответствующие этим сдвигам усилия в самых коротких по длине элементах (т. е. в $l_1 = 1,472$ и $l_{2ap} = 1,235$ м) окажутся равными $R_{упр1.1} = 29,7$ и $R_{упр1.2ap} = 33,7$ кН вместо $R_{упр1.1} = 72,8$ и $R_{упр1.2ap} = 74,8$ кН (т. е. в 2,2 раза меньше, чем при $n_{бр.х} = 18$ и $n_{кр.х} = 8$). Отсюда можно сделать вывод о том, что если усилия в коротких по длине парных гибких элементах крепления при воздействии продольных сил окажутся меньше, чем допустимые, то будет обеспечена прочность во всех остальных элементах крепления с большим запасом.

2 Вычисление усилий в упругих элементах креплений автотехники при вариации коэффициента продольной динамики вагона и воздействии продольных сил

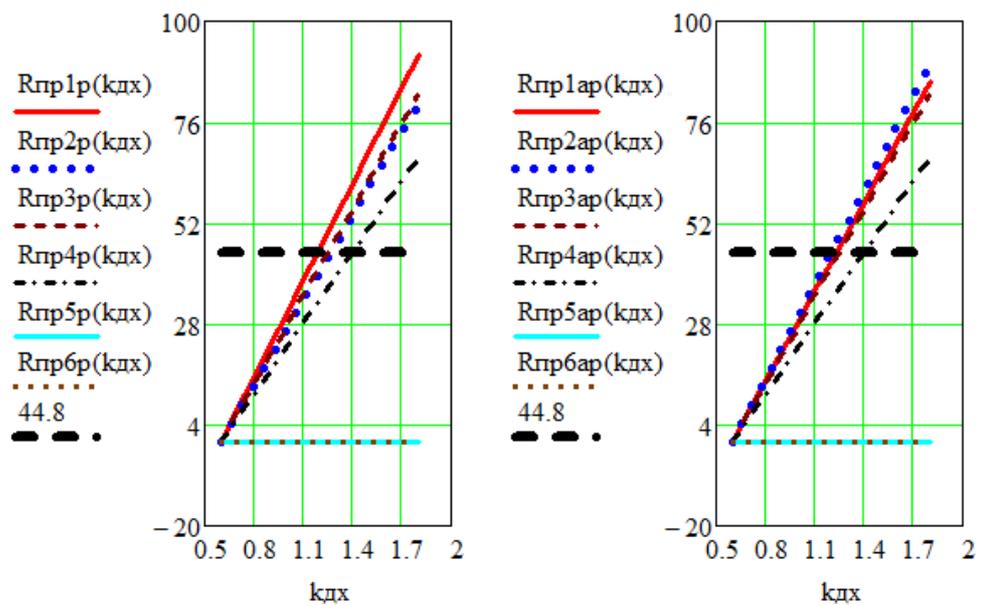
Усилие каждого гибкого элемента крепления при воздействии продольных сил и вариации коэффициента продольной динамики вагона определяется из следующей зависимости:

$$R_{упр.i}(k_{д.х}) = 7,854 \times d_i^2 \times \frac{n_i}{l_i} \times \Delta l_{ix}(k_{д.х}) \leq [R_{i0}].$$

На основе полученных данных по определению удлинения каждого элемента крепления в зависимости от сдвига груза вдоль вагона, как одного, так и другого направления при вариации коэффициента $k_{дх}$ построены графические зависимости усилия каждого гибкого элемента крепления, как одного ($R_{пр.i}(k_{дх})$, $R_{пр.ia}(k_{дх})$), так и другого ($R_{пр.ip}(k_{дх})$, $R_{пр.iap}(k_{дх})$) направлений, которые представлены на рисунке А.9 для заданного на схеме погрузки автотехники количества упорных брусков $n_{бр.х} = 18$ шт., а на рисунке А.10 – для заданного значения количества $n_{бр.х} = 22$ шт.



а)



б)

Рисунок А.9 – Графические зависимости усилий в элементах креплений при вариации $k_{дх}$ при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{бр.х} = 18$ шт.

а) – одного направления; б) – другого направления

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что при заданном на схеме погрузки автотехники значении $n_{бр.х} = 18$ шт. произойдут разрушения элементов креплений с номерами 1 и 4 в одном направлении при коэффициенте продольной динамики вагона $k_{дх} \approx 1,25$, а элементов 2 и 3 при $k_{дх} \approx 1,5$, т. е.

менее, чем при $k_{дх} = 1,38$ (среднеарифметическое значение этого коэффициента). Для другого направления произойдут разрушения элементов креплений 1, 2 и 3 при коэффициенте продольной динамики вагона $k_{дх} \approx 1,23$, а элементов 4 при $k_{дх} \approx 1,4$.

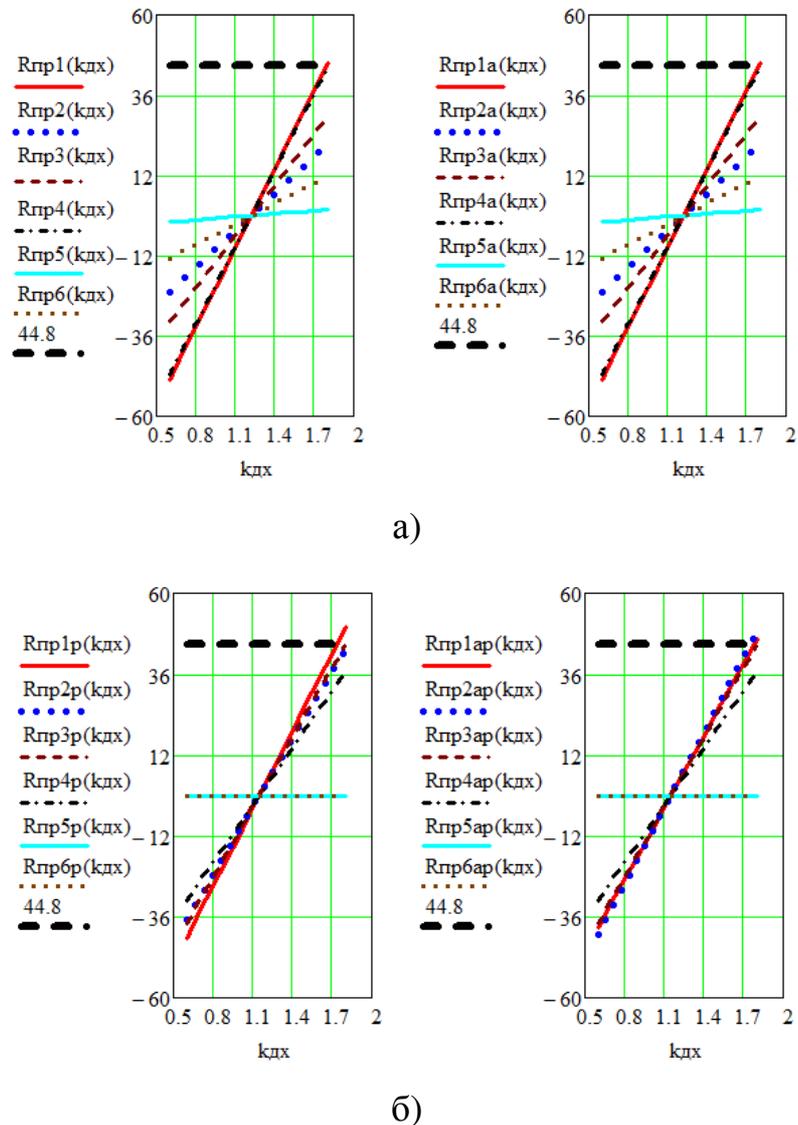


Рисунок А.10 – Графические зависимости усилий в элементах креплений при вариации $k_{дх}$ при подобранном значении $n_{бр.х} = 22$ шт.
а) – одного направления; б) – другого направления

Результаты полученных графических зависимостей показывают, что усилия во всех гибких элементах крепления как одного, так и другого направлений в зависимости от значения коэффициента продольной динамики вагона $k_{дх}$ при по-

добранном количестве упорных брусков $n_{бр.х} = 22$ шт. оказались значительно меньше, чем допустимые ($24,8 + 20 = 44,8$ кН). Усилия во всех гибких элементах крепления при воздействии продольных сил при вариации коэффициента $k_{дх}$ при $n_{бр.х} = 22$ шт. оказались значительно меньше, чем допустимые, начиная с $k_{дх} = 1,78$. При этом также можно предположить, что при значении $k_{дх} > 1,78$ могут произойти выворачивания упорных брусков и разрыв гибких элементов креплений колёсной техники. Отсюда ясно, что даже при значении коэффициента $k_{дх} = 1,6$, соответствующего маневровому соударению вагона с колёсной техникой в подгорочном парке сортировочной станции, будет обеспечена безопасность перевозки рассмотренного груза.

3 Вычисление усилий в гибких элементах креплений автотехники при вариации количества крепежных изделий упорных брусков и воздействии продольных сил

Вычисление усилия каждого гибкого элемента крепления при воздействии продольных сил:

$$R_{упр.i}(n_{кр.х}) = 7,854 \times d_i^2 \times \frac{n_i}{l_i} \times \Delta l_{ix}(n_{кр.х}) \leq [R_{i0}]$$

На основе полученных удлинений каждого элемента крепления в зависимости от сдвига груза вдоль вагона как одного, так и другого направления при вариации коэффициента $n_{кр.х}$ построены графические зависимости усилия каждого гибкого элемента крепления, как одного ($R_{пр.i}(n_{кр.х}), R_{пр.ia}(n_{кр.х})$), так и другого ($R_{пр.ip}(n_{кр.х}), R_{пр.iap}(n_{кр.х})$) направлений, которые представлены соответственно на рисунках А.11 и А.12 для заданного на схеме погрузки автотехники количества упорных брусков $n_{бр.х} = 18$ шт.

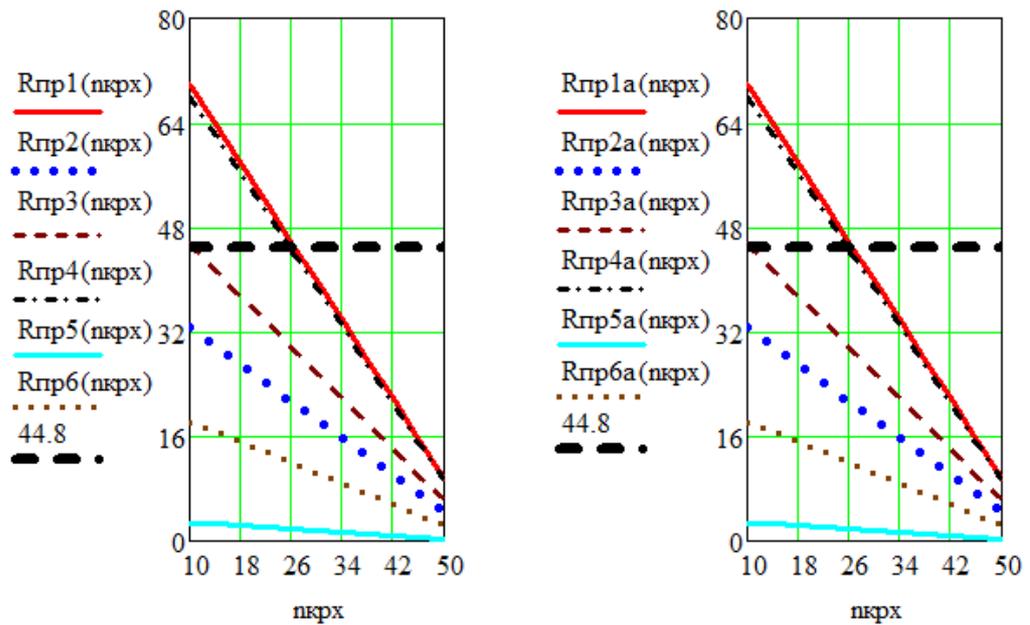


Рисунок А.11 – Зависимости усилий в элементах крепления $R_{упр.ix}$ одного направления при вариации количества крепёжных элементов $n_{кр.x}$

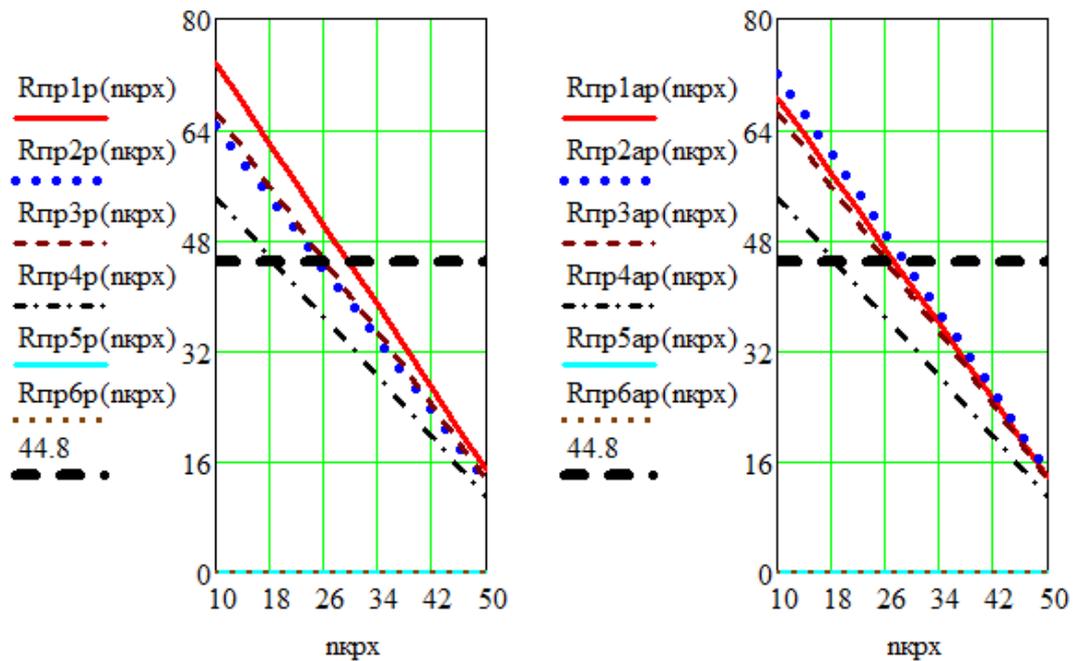


Рисунок А.12 – Зависимости усилий в элементах крепления $R_{упр.ix}$ другого направления при вариации количества крепёжных элементов $n_{кр.x}$

Результаты построенных графических зависимостей показывают, что аналогично удлинению первого, второго, третьего и четвёртого элементов креплений как одного (см. рисунок А.11), так и другого (см. рисунок А.12) направлений при

воздействии продольных сил усилия в этих элементах креплений больше, чем допустимые ($[R_{i0}] = 24,8 + 20 = 44,8$ кН) при количестве гвоздей $n_{кр.х}$, отличающихся друг от друга для каждого элемента и от значения $n_{кр.х} = 26$ шт., полученного по данным рисунка 5.3. Так, например, $R_{пр.1} = R_{пр.1а} \approx 44$ при $n_{кр.х} = 27$ шт., $R_{пр.3} = R_{пр.3а} \approx 44$ при $n_{кр.х} = 10$ шт., $R_{пр.4} = R_{пр.4а} \approx 44$ при $n_{кр.х} = 26$ шт. для одного направления, а для другого - $R_{пр.1р} \approx 44$ при $n_{кр.х} = 30$ шт., $R_{пр.2р} \approx 44$ при $n_{кр.х} = 26$ шт., $R_{пр.3р} = R_{пр.3ар} = 44,9$ при $n_{кр.х} = 27$ шт., $R_{пр.4р} = R_{пр.4ар} \approx 44$ при $n_{кр.х} = 18$ шт.

Вышеприведенные данные аналогично результатам расчётов удлинений в гибких элементах (см. рисунки А.11 и А.12), показывают, что для обеспечения прочности выбранного крепления (расчетные усилия меньше допустимых) для рассматриваемой схемы погрузки автотехники необходимо принять для расчета количество крепёжных изделий $n_{кр.х} = 30$ шт. на каждый упорный брусок. При меньшем значении $n_{кр.х}$ третья пара гибких элементов креплений другого направления будет испытывать разрушающую нагрузку, что приведет в последующем к разрыву и остальных элементов крепления.

4 Вычисление усилия каждого гибкого элемента крепления при воздействии поперечных сил:

$$R_{упр.i} = 7,854 \times d_i^2 \times \frac{n_i}{l_i} \times \Delta l_{iy} \leq [R_{i0}]$$

Одного направления –

$$R_{упр1.1} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,472} \times 0 = 0; R_{упр1.2} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,155} \times 0,019 = 19,72;$$

$$R_{упр1.3} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,827} \times 0,0042 = 5,27; R_{упр1.4} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,492} \times 0,0041 = 6,32;$$

$$R_{упр1.5} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,988} \times 0,008 = 6,31; R_{упр1.6} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{3,437} \times 0,0072 = 4,77;$$

$$R_{упр1.1р} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,599} \times 0,0058 = 8,26; R_{упр1.2р} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,304} \times 0,019 = 16,58;$$

$$R_{\text{упр1.3p}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,282} \times 0,004 = 4,06; R_{\text{упр1.4p}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,765} \times 0,019 = 24,88;$$

$$R_{\text{упр1.5p}} = 0; R_{\text{упр1.6p}} = 0.$$

Другого направления –

$$R_{\text{упр1.1a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,472} \times 0 = 0; R_{\text{упр1.2a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,155} \times 0,019 = 20,22;$$

$$R_{\text{упр1.3a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,827} \times 0,0043 = 5,41; R_{\text{упр1.4a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,492} \times 0,0042 = 6,49;$$

$$R_{\text{упр1.5a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,988} \times 0,0085 = 6,47; R_{\text{упр1.6a}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{3,437} \times 0,0074 = 4,9;$$

$$R_{\text{упр1.1ap}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,264} \times 0,0075 = 13,56; R_{\text{упр1.2ap}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,235} \times 0,0051 = 9,48;$$

$$R_{\text{упр1.3ap}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{2,282} \times 0,0041 = 4,16; R_{\text{упр1.4ap}} = 7,854 \times 6^2 \times \frac{8}{1,765} \times 0,02 = 25,51;$$

$$R_{\text{упр1.5ap}} = 0; R_{\text{упр1.6ap}} = 0.$$

Таким образом, для заданных исходных данных (т. е. при коэффициенте поперечной динамики вагона $k_{д.у} = 0,52$) усилия во всех гибких элементах крепления не превышают допустимое значение ($24,8 + 20 = 44,8$ кН). Прочность всех креплений будет обеспечена.

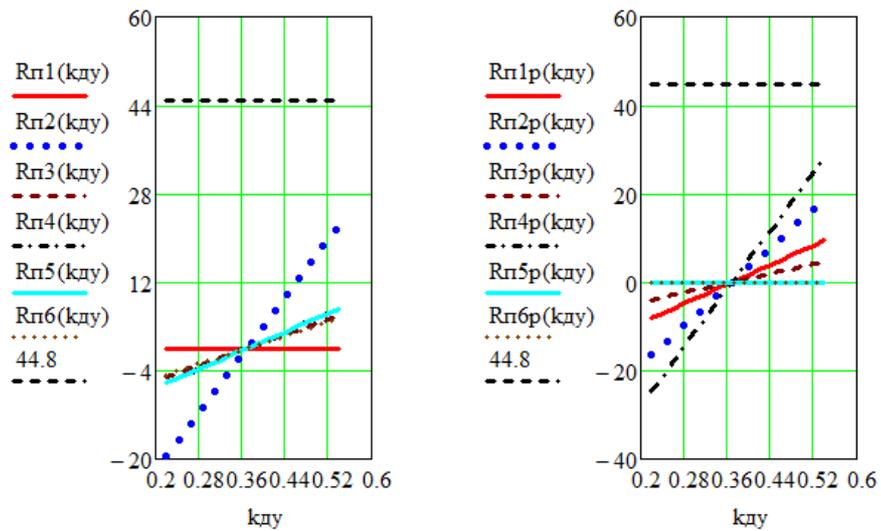
5 Вычисление усилий в упругих элементах креплений автотехники при вариации коэффициента поперечной динамики вагона и воздействии поперечных сил

Усилие каждого гибкого элемента крепления при воздействии поперечных сил и вариации коэффициента поперечной динамики вагона определяется из следующей зависимости:

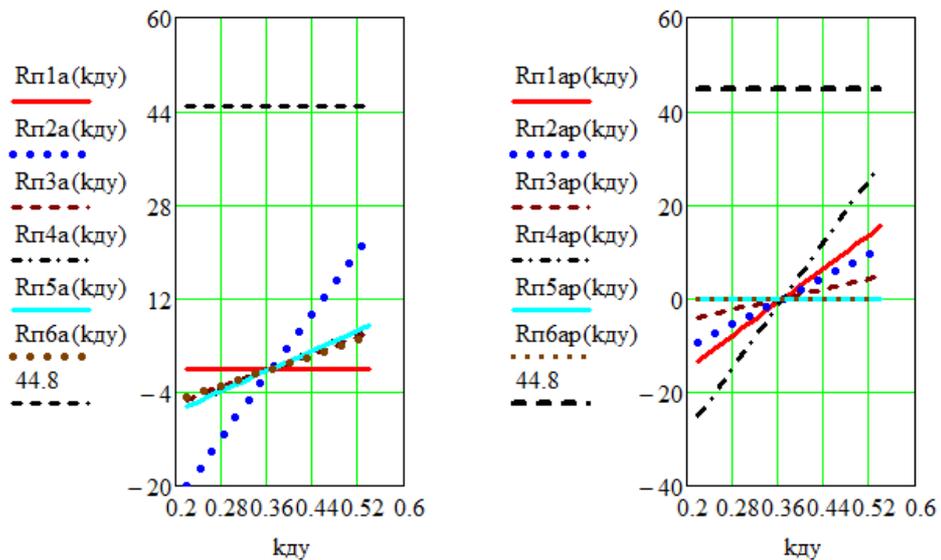
$$R_{\text{упр.i}}(k_{д.у}) = 7,854 \times d_i^2 \times \frac{n_i}{l_i} \times \Delta l_{iy}(k_{д.у}) \leq [R_{i0}].$$

На основе полученных значений удлинения каждого элемента крепления в зависимости от сдвига груза поперек вагона как одного, так и другого направле-

ний при вариации коэффициента $k_{ду}$ построены графические зависимости усилия каждого гибкого элемента крепления как одного ($R_{п.i}, R_{п.ip}$), так и другого ($R_{п.ia}, R_{п.iap}$) направлений, которые представлены на рисунке А.13 для заданного количества упорных брусков $n_{бр.у} = 0$ шт. на схеме погрузки автотехники.



а)



б)

Рисунок А.13 – Графические зависимости усилий в элементах креплений при вариации $k_{ду}$ при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{бр.у} = 0$ шт.

а) – одного направления; б) – другого направления

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что усилия во всех гибких элементах крепления при всех значениях коэффициента $k_{дy}$, оказались меньше, чем допустимые ($24,8 + 20 = 44,8$ кН). Анализ представленных графических зависимостей показывает, что при заданном на схеме погрузки груза значении $n_{бр.у} = 0$ шт. разрушения элементов креплений не будут происходить. Из полученных зависимостей видно, что сдвиг груза при $n_{бр.у} = 0$ шт., и, как следствие, усилия в гибких элементах крепления будут происходить при $k_{дy} \approx 0,36$. Таким образом, при отсутствии брусков в поперечном направлении полностью обеспечена безопасность и надежность перевозки рассмотренного груза.

6 Вычисление усилий в упругих элементах креплений автотехники при вариации количества крепежных изделий упорных брусков и воздействии поперечных сил

Вычисление усилия в каждом гибком элементе крепления при воздействии продольных сил согласно закону Гука:

$$R_{упр.i}(n_{кр.у}) = 7,854 \times d_i^2 \times \frac{n_i}{l_i} \times \Delta l_{iy}(n_{кр.у}) \leq [R_{i0}]$$

На основе полученных данных по определению удлинения каждого элемента крепления в зависимости от сдвига груза поперек вагона в разных направлениях при вариации количества крепежных изделий $n_{кр.у}$ построены графические зависимости усилий каждого гибкого элемента крепления, как одного ($R_{п.i}(n_{кр.у})$, $R_{п.ip}(n_{кр.у})$), так и другого ($R_{п.ia}(n_{кр.у})$, $R_{п.iap}(n_{кр.у})$) направлений, которые представлены соответственно на рисунках А.14 и А.15 при отсутствии упорных брусков поперечного направления ($n_{бр.у} = 0$ шт.).

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что усилия во всех гибких элементах крепления при отсутствии упорных брусков поперечного направления ($n_{бр.у} = 0$ шт.) при различных значениях крепежных изделий принимают значения меньше допустимых.

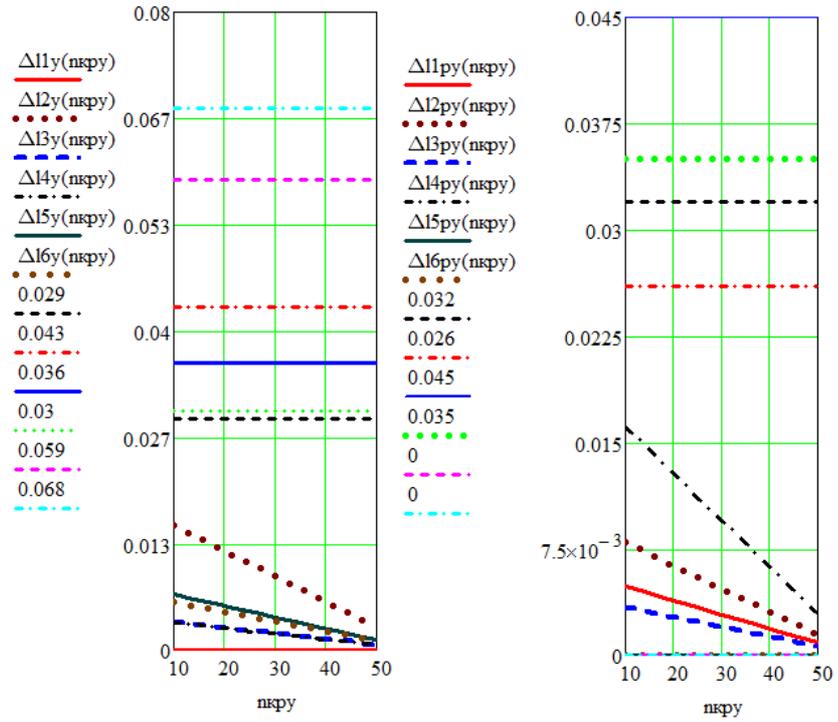


Рисунок А.14 – Зависимости усилий в элементах крепления $R_{упр.iy}$ одного направления от количества крепёжных элементов $n_{кр,y}$

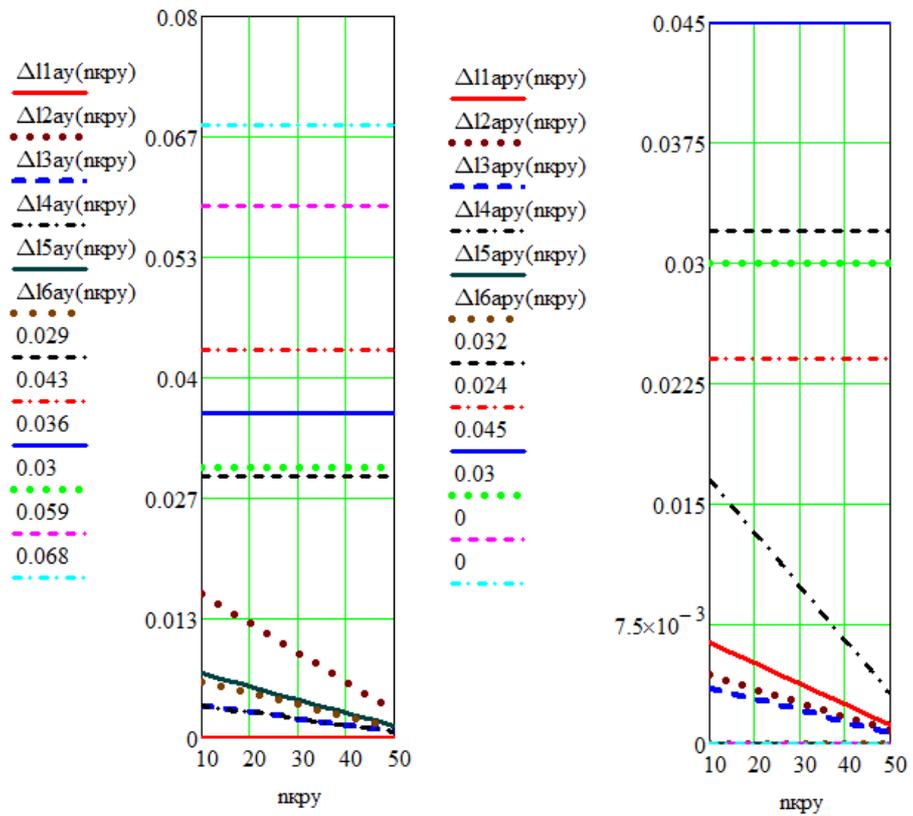


Рисунок А.15 – Зависимости усилий в элементах крепления $R_{упр.iy}$ другого направления от количества крепёжных элементов $n_{кр,y}$