

Стремительное вторжение информационных технологий во все сферы человеческого творчества и материального производства как никогда революционно скрещивает и умножает результаты деятельности множества коллективов новаторов и практиков. Особенно важен данный процесс во всех секторах железнодорожного транспорта, где на основе передовых инновационных разработок объединены задачи повышения эффективности перевозки пассажиров и грузов с высоким уровнем безопасности. Данные задачи возможно решить только с применением компьютинга в указанных областях и резким повышением уровня управления активами, одной из важнейших из компонент которых является интеллектуальная собственность.

Коротенко Г., Коротенко Л., Клименко И.

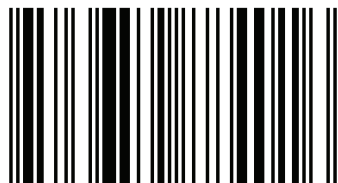


Профессор кафедры ГИС в НТУ «Днепровская политехника». Автор 150 научных работ и 20 учебно-методических изданий. Основные работы посвящены проблемам экологической безопасности, геоинформационным методам моделирования и исследования геосистем, а также таким направлениям, как DevOps, Multi Platform Space, Programming Languages Stack.

Коротенко, Коротенко, Клименко

# Информационные технологии и безопасность на транспорте

Григорий Коротенко  
Леонид Коротенко  
Ирина Клименко



978-3-659-88401-6

 **LAMBERT**  
Academic Publishing

**Григорий Коротенко  
Леонид Коротенко  
Ирина Клименко**

**Информационные технологии и  
безопасность на транспорте**

**LAP LAMBERT Academic Publishing RU**

## **Imprint**

Any brand names and product names mentioned in this book are subject to trademark, brand or patent protection and are trademarks or registered trademarks of their respective holders. The use of brand names, product names, common names, trade names, product descriptions etc. even without a particular marking in this work is in no way to be construed to mean that such names may be regarded as unrestricted in respect of trademark and brand protection legislation and could thus be used by anyone.

Cover image: [www.ingimage.com](http://www.ingimage.com)

Publisher:

LAP LAMBERT Academic Publishing

is a trademark of

International Book Market Service Ltd., member of OmniScriptum Publishing Group

17 Meldrum Street, Beau Bassin 71504, Mauritius

Printed at: see last page

**ISBN: 978-3-659-88401-6**

Copyright © Григорий Коротенко, Леонид Коротенко,  
Ирина Клименко

Copyright © 2019 International Book Market Service Ltd., member of  
OmniScriptum Publishing Group

## Содержание

	Стр.
<b>Введение</b>	5
<b>Глава 1.</b> Управление активами Приднепровской железной дороги	9
1.1. Задачи, функции и структура Приднепровской железной дороги.....	9
1.2. Общая схема организации процесса управления активами.....	17
1.3. Разработка архитектуры системы для распределенной обработки данных управления активами.....	38
1.4. Разработка фрагмента СППР для управления основными фондами станционных объектов Приднепровской железной дороги.....	52
1.5. Управление ИнС, как инновационное направление развития предприятий железнодорожной отрасли.....	66
<b>Глава 2.</b> Безопасность от схода колеса с рельсов.....	73
2.1. О безопасности от схода с рельсов колесной пары	73
2.2. О критериях безопасности от схода колеса с рельсов.....	83
2.3. Графическое представление критерия Надаля....	91
2.4. Показатели устойчивости колеса против схода с рельсов.....	98
2.5. Особенности постановки задачи об оценке степени безопасности колесных пар от схода с рельсов	103

<b>Глава 3. Совершенствование конструкции механической части</b>	
тягового подвижного состава.....	111
3.1. Тенденции развития конструкций тележек	
рельсового транспорта.....	111
3.2. Структурный анализ систем подвешивания	
локомотивов.....	131
3.3. Структурный анализ системы подвешивания	
тягового привода электровоза ДС3-0001.....	137
3.4. Анализ структурной схемы тягового устройства	
электровоза ДС3.....	153
3.5. Особенности модернизации тормозной	
рычажной передачи электровоза ДС3.....	155
<b>Глава 4. Совершенствование конструкции ходовых частей</b>	
вагонов.....	163
4.1. Факторы, влияющие на износ пары «колесо-	
рельс»	163
4.2. Структурный анализ тележки ЦНИИ-ХЗ модели	
18-100.....	170
4.3. Некоторые конструктивные предложения по	
улучшению ходовых качеств подвижного	
состава.....	183
4.3.1. Скользун тележки грузового вагона.....	183
4.3.2. Тормозная рычажная передача тележки	
железнодорожного транспортного средства	
(патенты Украины № 78951, 78953).....	189
4.3.3. Фрикционный клиновый гаситель колебаний..	190
4.3.4. Фрикционный клиновый гаситель колебаний	

(патент Украины № 78952).....	192
4.4. Сравнение структурных схем некоторых тележек.....	195
4.4.1. Тележка ZK1 полувагонов, построенных в КНР для Казахских железных дорог.....	195
4.4.2. Сравнение структурных схем тележки ZK1-E (КНР) и тележки модели 18-100 ЦНИИ-ХЗ для грузовых вагонов .....	202
<b>Глава 5.</b> Определение момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова.....	207
5.1. Необходимость определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона .....	207
5.2. Стенды для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона .....	210
5.2.1. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение № 87752).....	210
5.2.2. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение № 92398)	217
5.2.3. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение № 95829).....	221
<b>Глава 6.</b> Некоторые прикладные задачи.....	227
6.1. Устойчивость движения вагона при изменении высоты центра тяжести кузова над плоскостью опирания на упругие элементы.....	227

6.2. Влияние характеристик связи кузова и тележек электровоза на динамическую нагруженность и воздействие на путь.....	233
6.3. Выбор рациональных значений жесткости связи наклонной тяги с кузовом грузового электровоза..	240
Заключение.....	246
Список использованных источников.....	251

## **Введение**

*Посвящается Коротенко  
Михаилу Леонидовичу – Отцу,  
Учителю, автору более  
трехсот научных трудов.*

В условиях интенсификации грузоперевозок и непрерывной модернизации подвижного состава железнодорожного транспорта актуальными проблемами отрасли являются координация компонентов действующей инфраструктуры на основе активизации инновационных процессов и обеспечения безопасности движения поездов. Структурные подразделения железнодорожного транспорта, использующие имущественные ценности предприятия для обеспечения перевозочного процесса, включают материальные, финансовые и невещественные активы (авторские свидетельства, патенты, компьютерные программы и др.).

Вышеуказанные невещественные активы представляют собой интеллектуальную собственность (ИнС), имеющую коммерческую ценность и охраняющуюся авторским правом, защищающим такие произведения и имущество от незаконных нарушений.

Управление интеллектуальной собственностью – это управление инновациями с помощью процедур и процессов, необходимых для превращения этих инноваций в ценные патентные права. Осуществление стратегического подхода к управлению ИнС должно концептуально охватывать весь рабочий цикл выпуска продукта. Интеграция управления ИнС в научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработки, ускоренная разработка и цикл разработки продуктов обеспечивает возможность получения и усиления защиты ИнС, одновременно обеспечивая возможности



снижения различных финансовых рисков и непроизводительных затрат.

Роль и значение целенаправленных мероприятий в структуре управления портфелем интеллектуальной собственности (в зарубежной литературе – IP (intellectual property portfolio management – ИРМ) значительно увеличиваются в промышленных, академических и юридических сферах применения. Благодаря скорости и масштабу современного технологического развития, огромному объему патентной информации и все более конкурентной глобальной обстановке, необходимо более эффективно управлять патентным процессом для повышения эффективности и получения конкурентного преимущества на рынке. В первую очередь, это означает развертывание следующих инструментов и процессов:

- сбор данных и создание баз данных для накопления и хранения информации;
- разработка и совершенствование эффективных программных средств и процессов для сбора и анализа данных;
- формирование методологии управления программами;
- создание эффективной коммуникации между техническими, деловыми и юридическими субъектами взаимодействия, включая исполнителей и деловых партнеров.

Основой создания конкурентоспособной интеллектуальной собственности являются научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы (НИОКР, англ., *research and development, R&D*), представляющие собой совокупность работ, направленных на получение новых знаний и практическое применение при создании нового изделия или технологии.

Поэтому, при создании новых и модернизации существующих типов магистральных электровозов необходимо учитывать то обстоятельство, что в последние годы железные дороги Украины испытывают все возрастающую конкуренцию со стороны других видов транспорта, особенно в области пассажирских перевозок. В связи с этим увеличение скоростей движения стало насущной необходимостью. В свою очередь увеличение скоростей движения вызывает необходимость в проектировании тележек подвижного состава с улучшенными динамическими качествами. При этом, приходится сталкиваться с тем, что у тележек грузовых вагонов доминирует подрез гребней колесных пар. В связи с этим, за последние 30 лет тележка ЦНИИ-ХЗ (модель 18-100) претерпела значительную модернизацию. Так, заменены подшипники скольжения на подшипники качения; вертикальные рычаги тормозной передачи, состоящие из двух пластин, объединены между собой перемычками, закрепленными электросваркой. По мнению авторов, эти модернизации, наряду с другими причинами, и привели к интенсивному износу гребней колесных пар.

Кроме того, за истекший период, у грузовых вагонов, эксплуатируемых на железных дорогах СНГ, наблюдается интенсивный износ (подрез) гребня колесных пар. Причем подрез гребня наблюдается у первой по ходу движения колесной пары тележки. Поскольку направление движения вагонов меняется, следовательно, подрез гребня имеется на колесах с обеих сторон вагона (со стороны автосцепного устройства).

Мировой опыт показывает, что одной из причин интенсивного износа (подреза) гребня является недостаточная радиальная самоустанавливаемость колесных пар в кривых участках пути и

прижатое состояние гребней колес к одному из рельсов после выхода тележки на прямолинейный участок.

Поэтому, начиная с 1982 года, все новые магистральные грузовые вагоны колеи 1520 мм строят только на роликовых подшипниках, что позволило повысить их надежность в эксплуатации, так как потери времени на отцепки вагонов и задержки поездов из-за нагрева букс уменьшилось в несколько раз по сравнению с тем, что имело место при эксплуатирующихся ранее подшипниках скольжения.

Также следует отметить, что в последнее время развитие зарубежного и отечественного локомотивостроения идет по пути создания тележек с системой радиальной установки колесных пар в кривых с различными техническими решениями. У таких тележек наблюдается существенное снижение уровня поперечных сил, действующих на внутренний рельс кривой [48], значительное уменьшение износа гребней колес [59, 123, 124], а также экономия энергии за счет снижения сопротивления движению поезда в кривых участках пути.

## **Глава 1**

### **Управление активами Приднепровской железной дороги**

#### **1.1. Задачи, функции и структура Приднепровской железной дороги**

Железнодорожное хозяйство представляет собой достаточно сложный организационный, промышленный, экологический и социальный территориально распределенный комплекс, с обширным, сложно структурированным, многосоставным хозяйством. Таким образом, современная железная дорога имеет ряд специфических особенностей, которые оказывают существенное влияние на эффективность принимаемых решений.

В силу своей многокомпонентности, железнодорожное хозяйство постоянно нуждается в плановых и часто внеплановых ремонтах. Ошибки в планировании ремонтно-строительных работ приводят к существенному снижению эффективности деятельности предприятия и качества обслуживания клиентов, а в критических случаях к тяжелым авариям. В результате, поиск оптимальных решений на будущие периоды функционирования является достаточно сложной проблемой, при этом в значительной степени, получаемый результат зависит от полноты и достоверности необходимых исходных данных.

В настоящее время основным грузоперевозчиком в Днепропетровской области является Приднепровская железная дорога (рис. 1.1).



Рис. 1.1. Схема Приднепровской железной дороги

В ее структуре разрабатываются и используются информационные системы (ИС), отвечающие за целый ряд сфер её

деятельности (диспетчеризация, автоматизация управлением движения поездов, обеспечение безопасности движения и др.). Однако, следует признать, что многие компьютерные программы разработаны с использованием устаревших технологий, сложны в поддержке и способны работать только с ограниченными объемами данных.

Опыт последних лет показывает, что эффективное решение вопроса комплексного планирования ремонтно-строительных работ на Приднепровской железной дороге, затрудняется наличием следующих проблем:

- неоднородность используемого программно-аппаратного обеспечения;
- большие объемы данных;
- неполнота и ошибки в исходных данных, существенно снижающие достоверность используемой информации;
- психологическая неподготовленность персонала к использованию современных информационных систем.

Перечисленные обстоятельства свидетельствуют об актуальности исследований направленных на совершенствование информационного обеспечения систем поддержки принятия решений (СППР) на Приднепровской железной дороге.

Разработка программного обеспечения для систем принятия решений на железнодорожном транспорте является сложной инженерно-экономической проблемой, и для ее решения в настоящее время привлекается широкий круг специалистов.

В общем случае эта задача включает следующие направления:

- создание интегрированной информационной системы, обеспечивающей полноту и достоверность хранимых данных;

- разработка системы автоматизации прогнозирования ремонтно-строительных процессов;
- создание аналитической системы, обеспечивающей выработку оптимальных решений по управлению активами железной дороги.

Важное место в формировании СППР для планирования ремонтно-строительных работ занимает задача управления активами предприятия (так называемые Enterprise Asset Management (EAM) системы) [1-3]. Управление развитием, эксплуатацией и обслуживанием основных фондов предприятия на протяжении всего жизненного цикла является сложной задачей, решить которую и позволяют современные информационные системы управления.

Информационные системы управления основными фондами предприятия (EAM-системы) – поддерживают эффективную управленческую методологию, которая позволяет увеличить производственную мощность предприятия за счет применения передовых информационных технологий (ИТ) в процессах эксплуатации, технического обслуживания и ремонта (ТОиР) технологического оборудования, зданий и сооружений, а также в процессах материально-технического снабжения и ведения учета на предприятиях складского хозяйства.

Цель внедрения EAM-системы – автоматизация процесса управления технической эксплуатацией оборудования. EAM-решения помогают связать информационные системы уровня производственных процессов и уровня бизнес-процессов предприятия. Они позволяют сократить простои оборудования, затраты на техобслуживание, ремонты и материально-техническое снабжение. Статистика внедрения EAM-систем, помимо отсутствия

отрицательного опыта внедрений, отмечает высокий показатель возврата инвестиций.

Исходя из всего вышеперечисленного, главными задачами, решаемыми любой системой класса ЕАМ, являются:

- планирование и оптимизация технического обслуживания и ремонта (ТОиР);
- улучшение организации материально-технического снабжения (МТС);
- управление финансами (в области ТОиР и МТС);
- управление персоналом (в области ТОиР и МТС).

Под термином железная дорога подразумеваются все сооружения, устройства и оборудование, которые обеспечивают перевозку пассажиров и грузов на железнодорожном транспорте, эксплуатацию и ремонт подвижного состава. Железнодорожный транспорт является фондоемкой и капиталоемкой отраслью, что является признаком отнесения его к инфраструктуре. Инфраструктура железнодорожного транспорта – это структурные подразделения, использующие основные фонды для обеспечения перевозочного процесса. В основных фондах железнодорожного транспорта инфраструктура занимает более 80%.

В Днепропетровской области наибольшим путевым хозяйством владеет Приднепровская железная дорога, представляющая собой мощный транспортный комплекс, основными задачами которого являются:

- своевременное и качественное удовлетворение потребностей населения и народного хозяйства Украины в перевозках;
- обеспечение безопасности движения поездов;
- повышение качества и культуры обслуживания пассажиров;



- содержание в исправном состоянии сооружений, устройств и технических средств;

- охрана окружающей среды от загрязнения и других вредных воздействий.

В состав инфраструктуры Приднепровской железной дороги входит множество объектов, представляющих собой станции, узлы, устройства и сооружения следующих подразделений:

- путевого хозяйства (железнодорожные пути станций и перегонов, искусственные сооружения);

- пассажирского хозяйства (здания вокзалов, перроны, платформы, пешеходные мосты);

- грузового хозяйства (грузовые дворы, сортировочные горки, эстакады и т.д.);

- локомотивного и вагонного хозяйства (подвижной состав, депо).

По состоянию на текущий момент Приднепровская железная дорога обслуживает Днепропетровскую и Запорожскую области, а также отдельные районы еще 5 областей Украины. Ее общая протяженность составляет свыше 3 250 км., из которых 58,3% электрифицированы, 83,5% путей оснащены автоматическим регулированием движения, 90% станций имеют электрическую централизацию. В состав железной дороги входят 4 дирекции железнодорожных перевозок, а перевозная работа выполняется 244 станциями, из которых 4 – сортировочные, 7 пассажирских, 67 грузовых, 19 участковых.

Важнейшей составной частью инфраструктуры Приднепровской железной дороги являются путь и путевое хозяйство. От их состояния и мощности обустройств в значительной степени зависят пропускная

способность дороги, безопасность и допускаемые скорости движения поездов.

Путевое хозяйство – одна из основных отраслей железнодорожного транспорта, в которую входят;

- железнодорожный путь со всеми сооружениями;
- объекты производственного, служебно-технического и культурно-бытового назначения;
- линейно-путевые промышленные предприятия, обеспечивающие текущее содержание и ремонт пути;
- путе- и мостообследовательские, геофизические и нормативно-инструкторские станции;
- средства механизации ремонтно-путевых и других работ.

На долю путевого хозяйства Приднепровской железной дороги приходится более 50 процентов стоимости основных фондов и активов железной дороги, а также пятая часть эксплуатационных расходов.

Основной задачей работников путевого хозяйства является обеспечение состояния пути, его сооружений и устройств, гарантирующее бесперебойное и безопасное движение поездов с установленными скоростями. Достигается это текущим содержанием пути в пределах установленных норм, своевременным выявлением и предупреждением неисправностей и расстройств пути, устранением причин, вызывающих эти неисправности, на основе систематического надзора и контроля за состоянием пути с помощью путеизмерительных и дефектоскопных средств, а также усилением и ремонтом железнодорожного пути, искусственных сооружений и земляного полотна.

Система ведения путевого хозяйства основывается на технологических, организационных и технических мероприятиях.

Технологические направления обеспечения работоспособности путевой инфраструктуры содержат следующие компоненты:

- типовые технологические процессы ремонта и планово-предупредительных работ при текущем содержании пути, устанавливающие последовательность выполнения отдельных операций с использованием машин и механизмов;

- проекты организации работ;

- типовые технически обоснованные нормы времени для учёта работ по ремонту и текущему содержанию пути;

- технолого-нормировочные карты на производство работ.

Организационные направления включают:

- планирование путевых работ и контроль за их выполнением;

- производство ремонтных работ в «окнах» заданной продолжительности;

- прогрессивную технологию путевых работ с использованием «технологической цепочки» машин, обеспечивающих высокий уровень механизации и максимальную выработку в «окне» или в промежутках между поездами;

- систему контроля и оценки состояния пути с помощью путеизмерительных дефектоскопных средств;

- дифференцированные нормы времени на текущее содержание пути и стрелочных переводов.

Технические направления включают:

- типизацию верхнего строения пути, предусматривающую наиболее целесообразные сферы применения различных конструкций пути в зависимости от эксплуатационных условий;

- классификацию путевых работ и их объёмов;

- нормы периодичности ремонтов пути;

- нормативы и требования к содержанию пути и его сооружений, а также к основным элементам верхнего строения;

- техническую паспортизацию путевого хозяйства.

Таким образом, можно сделать вывод, что путевое хозяйство представляет собой сложное и многогранное объединение разнородных компонентов. На его долю приходится более половины основных фондов и активов железнодорожного транспорта. Поэтому рациональное использование активов путевого хозяйства и материальных фондов является важной задачей, решение которой приведет к ускорению технического прогресса путевого хозяйства. Следовательно, создание системы поддержки принятия решений для управления активами путевого хозяйства является актуальной задачей на сегодняшний день.

## **1.2. Общая схема организации процесса управления активами**

Успешность работы предприятия любой отраслевой принадлежности, в большой степени зависит от того, насколько эффективно используются основные производственные активы предприятия. Поэтому очень важно уделять пристальное внимание тому, чтобы они находились в работоспособном состоянии.

Активы предприятия – это имущественные ценности предприятия. Они включают материальные, финансовые и нематериальные активы [4]. К материальным активам предприятия относятся:

- земля (если она находится в собственности предприятия) или право на ее использование;

- здания и сооружения производственного назначения;

- здания и сооружения непроизводственного назначения;

- административные, жилищные, детские, учебные, лечебные, оздоровительные и иные здания, помещения, находящиеся на балансе предприятия;

- установленное и не установленное производственное оборудование;

- движимое имущество непроизводственного назначения;

- запасы сырья, топлива и полуфабрикатов (на складах, в цехах и в дороге), готовой продукции;

- имущество, основные средства, здания или сооружения, земельные участки, сданные в аренду, принадлежащие предприятию филиалы, дочерние компании, если они не имеют статуса юридического лица, а их балансы не разделены с балансом данного предприятия.

Финансовые активы предприятия включают:

- кассовую наличность;

- депозиты в банках;

- вклады, чеки, страховые полисы;

- вложения в ценные бумаги, обязательства других предприятий и организаций по выплате средств за поставленную продукцию

(коммерческий кредит), оказанные услуги – по государственным программам;

- потребительский кредит; портфельные вложения в акции иных предприятий;

- пакеты акций других предприятий, дающие право контроля;

- паи или долевые участия в других предприятиях.

Невещественные активы предприятия – это торговые марки, фирменные знаки, патенты, авторские свидетельства, компьютерные программы и другие виды интеллектуальной собственности; право на пользование ресурсами.

Таким образом, активы играют важную роль в жизнедеятельности любого предприятия, определяя его конкурентные преимущества и прибыль. Если предприятие не получает от активов максимальной отдачи, оно упускает многие возможности. Поэтому, каждое предприятие должно организовать процесс управления активами и фондами с максимальной эффективностью и оптимизировать их отдачу на протяжении всего их жизненного цикла.

Управление развитием, эксплуатацией и обслуживанием основных фондов предприятия является сложной задачей, решить которую позволяют современные информационные системы управления основными фондами.

Информационная система управления основными фондами - это эффективная управленческая методология, которая позволяет увеличить производственную мощность предприятия за счет применения информационных технологий (ИТ) в процессах эксплуатации, технического обслуживания и ремонта (ТОиР) технологического оборудования, зданий и сооружений, а также в

процессах материально-технического снабжения и ведения складского хозяйства предприятий.

В настоящее время, лучшими информационными системами управления основными фондами предприятия являются ЕАМ – системы (Системы управления основными фондами и активами предприятия, УФАП).

ЕАМ-системы начинали разрабатываться для управления техническим обслуживанием и ремонтами (ТОиР) более 30 лет назад. Сегодня ЕАМ-системы активно используются на рынке решений для управления основными фондами и активами предприятий и насчитывают более 80-ти наиболее известных пакетов программ [2].

Такие системы являются прямым продолжением развития CMMS-систем (Computerized Maintenance Management System – компьютеризированные системы управления техническим обслуживанием). Модули ЕАМ являются составляющими крупных пакетов управленческого программного обеспечения, таких ERP-систем, как IFS Applications, Oracle E-Business Suite и др. [1, 2].

В настоящее время система ЕАМ – это полностью интегрированное программное решение, созданное для контроля за каждодневной эксплуатационной деятельностью капиталоемкого предприятия и сопровождения жизненного цикла его основных активов и фондов. Внедрение предприятием системы ЕАМ как правило окупается в течение первого года эксплуатации.

ЕАМ-система предназначена для автоматизации бизнес-процессов учета, технического обслуживания и ремонта основных фондов. Она обеспечивает комплексную и согласованную деятельность организации, целью которой является идеальное управление физическими активами и режимами их работы,

производственными рисками и расходами в процессе жизненного цикла для достижения и выполнения стратегических планов организации. Кроме того, ЕАМ дает возможность уменьшения простоя оборудования, сокращения затрат на техобслуживание, ремонты и материально-техническое снабжение.

Таким образом, ЕАМ-система – это система, ориентированная на сокращение затрат, связанных с обслуживанием оборудования, и повышение производительности. Как правило, ЕАМ-системы реализуются с применением веб-технологий. Система класса ЕАМ включает в себя управление всем жизненным циклом оборудования, начиная с проектирования, изготовления, монтажа и сборки до последующего обслуживания, сервисных и профилактических работ, модернизации, реконструкции и вывода из эксплуатации. Для каждого этапа жизненного цикла оборудования в ЕАМ-системах предусмотрена углубленная функциональность по поддержке соответствующих бизнес-процессов.

Пользователями системы управления основными фондами являются все подразделения предприятия, отвечающие за эксплуатацию технологических систем и оборудования; непосредственные исполнители работ по техобслуживанию и ремонту (ТОиР), а также подразделения, обеспечивающие поставку необходимых материалов, оборудования и запчастей.

Современные интегрированные системы класса ЕАМ дают возможность вести статистику по объекту, фиксировать изменения множества параметров и на этой основе создавать более объективный план ремонта и технического обслуживания, готовить данные для оценки рисков, автоматизации подготовки программы технического перевооружения и реконструкции. Технология ЕАМ позволяет



автоматизировать производственные процессы таким образом, чтобы избегать незапланированных сбоев, подбирать соответствующих специалистов для работ, снижать количество ремонтов и составлять график обслуживания или замены оборудования с минимальным ущербом для основного производства.

К наиболее известным можно отнести следующие EAM-системы [2]:

- Maximo – от компании MRO Software (IBM);
- Datasream – от Datastream Systems (Infor);
- Подсистемы в составе ERP (SAP, Oracle eBS, IFS);
- Avantis.Pro – от Invesys;
- TRIM – от НПП «СпецТек».

Фактически, задачей EAM-систем является оказание помощи руководству предприятия в поиске оптимального соотношения между затратами на изменение и ремонт производственных фондов – и потерями, которые могут возникнуть вследствие внеплановой остановки производства.

В то же время EAM-системы призваны решать четыре основные задачи управления:

- управление финансами;
- управление материально-техническим обеспечением – подходящие модули обычно объединяются с системами управления закупками, дают возможность автоматически регистрировать поступление комплектующих и деталей на склад, контролируют заказы на доставку;
- управление кадрами;

- управление активами – полное описание активов, предупредительный ремонт, руководство запросами на обслуживание, составление расписания и смет на работы.

Система ЕАМ обладает следующей функциональностью:

- ведение регистра оборудования, технических установок, агрегатов и их компонентов;

- регистрация технических данных, спецификаций для установки, ремонта и обслуживания оборудования;

- планирование основанных на календаре предупредительных ремонтов и генерация наряд заказов;

- планирование и диспетчеризация исполнения наряд заказов;

- отчетность о выполнении наряд заказов – объемы работ, рабочее время, использованные материалы и понесенные затраты;

- управление складским хозяйством, возвратом материалов и запасными частями;

- управление снабжением материалами, запасными частями и внешними подрядчиками;

- стандартная отчетность и статистика;

- контроль доступа пользователей к системе;

- проектирование процессов технического обслуживания и модернизации оборудования;

- управление поставками оборудования и управление монтажом ;

- предупредительное обслуживание, основанное на условиях (ремонт по состоянию). Продвинутые ЕАМ-системы интегрируются с системами нижнего уровня (АСУТП), позволяя получать от них данные, на основе которых проводится анализ необходимости выполнения тех или иных ремонтных/профилактических работ;

- управление людскими ресурсами (персоналом) – контроль и управление доступностью ремонтного персонала, анализ квалификации, соответствия требуемой компетенции, учет посещаемости;

- сбор данных – штрих-коды, внешние датчики;

- экспорт данных в другие программы (MS Excel, аналитические программы);

- процедуры одобрения/подтверждения/контроля, основанные на ролевом доступе;

- продвинутое планирование и диспетчеризация наряд-заказов;

- интеграция с системой управления персоналом;

- полная регистрация всех расходов на ремонтные работы (материалы, время, трудозатраты) и сравнение их с запланированными ;

- управление складскими запасами – пополнение материалов на основе потребностей наряд-заказов, заказов снабжения, запланированных отпусков и уровней складских запасов;

- управление документооборотом – по меньшей мере, возможность оперативного доступа к электронным документам, связанным с оборудованием, наряд-заказами и регламентами проведения ремонтных работ;

- управление персоналом – управление и контроль обслуживающего и ремонтного персонала, квалификации, доступности, компетенции;

- использование веб-технологий.

Функциональное наполнение EAM-систем обеспечивает гибкое использование ее возможностей в зависимости от характера

деятельности, размера и других параметров предприятия. Нет никаких противопоказаний к внедрению ЕАМ-систем на предприятиях любого типа, но особенный эффект достигается в фондоемких отраслях деятельности.

ЕАМ-системы являются одной из составляющих комплексных корпоративных информационных систем и дают возможность:

- сократить производственные расходы и стоимость владения главными производственными фондами;
- увеличить их окупаемость;
- повысить результативность планирования ремонтов;
- гарантировать действенность и безопасность производства.

Главными требованиями к ЕАМ-системам можно назвать обеспечение следующих возможностей:

- детальное изображение активов, основываясь на иерархической модели оборудования, выполнение подробного долговременного графика сервиса оборудования, создание списка деталей, которые необходимы для планового и непланового производственного ремонта;

- руководство персоналом, с помощью которого можно назначать персонал на работы по обслуживанию в соответствии с его квалификацией;

- проработка статистики производительности и качества оборудования;

- электронный мониторинг главного оборудования;

- приобретение необходимых комплектующих;

- осуществление политики предупредительного обслуживания (Preventive, predictive maintenance) и политики обслуживания, которое

основано на распределенной надежности (Reliability-Centered Maintenance, RCM);

- контроль и списывание серийных номеров отдельного оборудования;

- сервисное обслуживание оборудования по вызову и на месте, приготовление наряд-заказов;

- оценка финансового состояния на основании полного контроля расходов на обслуживание оборудования;

- монтаж и управление проектом строительства;

- обслуживание с учетом предоставления гарантии;

- отдельный контроль главных и оборотных видов активов. К числу положительных сторон ЕАМ относится:

- сокращение трудоемкости процессов управления главными фондами;

- увеличение показателя готовности оборудования, повышение срока его работы;

- обеспечение совместного планирования ремонтов оборудования и уменьшение времени их проведения;

- увеличение продуктивности работы ремонтного персонала;

- сокращение объема складских запасов ТМЦ и оптимизация расходов на выполнение заявочной компании,

- способность оценить расходы и эффективность деятельности подразделений по обеспечению работоспособности оборудования.

- методология управления, с помощью которой можно повысить производственную мощность предприятия используя только ИТ, без приобретения нового оборудования.

Результаты внедрений ЕАМ-систем в мире свидетельствуют об их чрезвычайно высокой отдаче. Подавляющее большинство проектов окупается менее чем за полтора-два года. Типовым является сокращение на 20% и более затрат на ремонтные работы. Для крупных предприятий экономия может исчисляться миллионами долларов.

Согласно исследованиям консалтинговой группы А.Т. Kearney, изученные случаи внедрения ЕАМ-систем характеризовались получением, в среднем, следующих выгод (табл. 1.1) [6].

*Таблица 1.1*

**Выгоды от внедрения ЕАМ-систем согласно исследованиям консалтинговой группы А.Т. Kearney**

Повышение производительности работ по ТОиР	9%
Повышение коэффициента готовности	7%
Сокращение складских запасов	1%
Уменьшение случаев нехватки запасов	9%
Увеличение доли плановых ремонтов	8%
Сокращение аварийных работ	1%
Сокращение сверхурочных работ	2%
Сокращение времени ожидания запчастей	9%
Сокращение срочных закупок ТМЦ	9%
Более выгодные цены на закупаемые ТМЦ	8%

Таким образом, использование ЕАМ-систем приводит к увеличению срока службы оборудования, повышению производительности труда ремонтных служб, увеличению производительности оборудования, более оперативному выполнению восстановительных ремонтов, сокращения излишков складских запасов, сокращению незапланированных простоев.

В железнодорожном хозяйстве существует множество проблем связанных с техническим обслуживанием и ремонтом. И решить все эти проблемы можно только с помощью рационального управления активами, занимающего центральное место в борьбе за успех. Во всех

типах организаций, управление транспортными активами является серьезной проблемой. Стратегическое управление активами и сервисами предоставляет новый метод управления всеми активами транспортного предприятия, включая эксплуатацию парка транспортных средств, ремонтных мастерских, зданий, дорог, железных дорог и ИТ-оснащения.

Согласно ARC Advisory Group, более 90% респондентов отмечают следующие выгоды, полученные их предприятиями от внедрения систем управления основными фондами (EAM) (табл. 1.2) [6].

*Таблица 1.2*

<b>Выгоды от внедрения EAM-систем согласно ARC Advisory Group</b>
Увеличение срока службы оборудования
Повышение производительности труда ремонтных служб
Увеличение производительности оборудования
Более оперативное выполнение восстановительных ремонтов
Сокращение излишков складских запасов
Сокращение незапланированных простоев
Увеличение коэффициента готовности (времени исправности)
Уменьшение числа поломок и простоев

Aberdeen Group называет еще несколько потенциальных выгод (табл. 1.3) [6].

*Таблица 1.3*

<b>Выгоды от внедрения EAM-систем согласно ARC Advisory Group</b>
Повышение отдачи от имеющихся у компании основных фондов
Более эффективное бюджетирование ремонтов
Повышение прибыльности компании

Стратегическое управление активами и фондами позволит транспортным организациям:

- достигнуть более высокого уровня готовности и производительности активов;

- увеличить доступность, надежность и эффективное время работы активов;

- улучшить учет и управляемость;

- улучшить прозрачность и контроль;

- стандартизовать бизнес-процессы;

- достигнуть разумной консолидации бизнес-систем;

- обеспечить единую платформу для широкого круга требований управления активами и услугами;

- улучшить управление рисками;

- поддерживать соответствие нормам законодательства, экологии и безопасности;

- улучшить уровень сервисных услуг сторонних организаций;

- активно управлять работами внутренних и внешних поставщиков сервисных услуг;

В настоящее время уже не подлежат обсуждению вопросы, связанные с использованием информационных систем управления активами предприятия. Уже достаточно известно о решаемых ими задачах, а также примеры и результаты их внедрения. Однако руководителей, уже осознавших потенциальную пользу подобных решений, волнуют совсем другие вопросы: с чего начать, что придется делать, как расставить приоритеты, какие нужны ресурсы?

Прежде чем приступать к преобразованиям системы управления, надо четко сформулировать их цели [7]. Для большинства транспортных предприятий приоритетной целью является повышение прозрачности расходов, связанных с обслуживанием и ремонтом основных фондов. Исторически сложившиеся методы учета затрат на



ремонтный персонал и материальные ценности, списываемые на ремонтно-восстановительные работы, не позволяют выявить причины и источники самых больших расходов в сфере ТОиР. В свою очередь, без такой информации руководству предприятия трудно будет определить проблемные области, требующие первоочередного вмешательства, а оценить эффект преобразований и тем более спрогнозировать его – практически невозможно. Целевым показателем решения данной задачи может быть объем бюджетных средств, списанных на себестоимость продукции безадресно.

Другой типовой задачей, решение которой можно отнести к приоритетным целям преобразований, является сокращение объема unplanned ремонтно-восстановительных работ. Большинству железнодорожных предприятий это позволяет уменьшить количество внезапных отказов, которые приводят к unplanned простоям, некачественному ремонту, ухудшению качества продукции и общему снижению отдачи от оборудования. Как результат, предприятие получает возможность сделать более регулярными и планируемыми закупки материальных ценностей (запчастей, материалов), а значит, оптимизировать работу с поставщиками и складскую логистику. Кроме того, сокращение unplanned простоев нередко позволяет повысить уровень готовности оборудования и, как следствие, высвободить резервы для увеличения объема производства и повышения качества продукции. Следует отметить, что всё это достигается далеко не сразу после ввода ЕАМ-системы в эксплуатацию. Для того чтобы реализовать такие возможности, необходимо анализировать накапливаемые в ней данные и незамедлительно устранять причины неэффективного использования оборудования. С помощью ЕАМ-систем выявляются такие факторы,

как некачественные материалы, нарушение режима эксплуатации, несоблюдение технических условий ремонта, фиктивное выполнение работ и др.

Следующим шагом на пути совершенствования системы управления основными фондами и активами предприятия является ревизия существующей паспортизации ключевых активов и фондов, а зачастую и ее полное обновление. Так как далеко не на все объекты есть паспорта и формуляры, а если такие документы и имеются, то сведения в них не всегда вовремя обновляются. Причиной тому может служить текучесть кадров, простая забывчивость, а также и отсутствие персональной ответственности за качество и надежность работы отдельных установок или систем. Вот почему, необходимость создания электронной базы данных, включающих в себя информацию по основным фондам и активам предприятия, является чрезвычайно важной задачей на подобных транспортных предприятиях. И проект внедрения ЕАМ-системы предполагает решение подобной задачи. А тот факт, что количество успешных проектов такого рода неуклонно растет, говорит о том, что данная тактика является правильной. Тем, кто приступает к созданию базы электронных паспортов активов своего подразделения или предприятия, необходимо придерживаться некоторых рекомендаций.

Во-первых, необходимо сразу определиться с тем, что относить к активам, а что считать материальными ресурсами (запчастями, материалами и другими видами товарно-материальных ценностей).

При управлении ремонтами необходимо руководствоваться следующим принципом.

К активам здесь следует относить такие единицы фондов, у которых:

• есть своя периодичность обслуживания и ремонтов или методология подобных процедур, не зависящая от сопровождения других объектов;

- ведется индивидуальный учет затрат;
- хранится история выполненных работ;
- ведется журнал перемещений внутри предприятия;
- осуществляется индивидуальный контроль состояния.

Во-вторых, как и при решении любой масштабной задачи, здесь необходимо определиться с приоритетами. Начинать электронную паспортизацию следует с ключевого оборудования. Руководитель любого подразделения или цеха должен из всего подконтрольного ему парка объектов основных фондов быстро выделить те, которые непосредственно определяют выпуск продукции или в случае выхода из строя способны стать причиной значительного ущерба. Поскольку документация на это оборудование находится в относительном порядке, так как контролируется внутренними и внешними надзорными органами, перевести эти данные в электронную форму можно в довольно сжатые сроки. А дальше – планировать следующие стадии паспортизации, например, переходя к оборудованию, отказ которого приводит к невыполнению плана выпуска продукции или снижению ее качества. Такой итерационный подход позволит в условиях ограниченных людских ресурсов постепенно выполнить паспортизацию всего оборудования и других объектов основных фондов. Но нельзя забывать, что собранные данные устаревают с каждым ремонтом или заменой оборудования, а потому, чтобы проделанная работа не пропала даром, важно максимально быстро использовать результаты паспортизации в новых автоматизированных

процедурах учета выполненных работ и обеспечивать оперативное обновление паспортов.

В-третьих, каждая стадия паспортизации может потребовать сбора различного объема сведений. Для ключевых активов необходима максимальная детализация описания, так как иначе в процессе эксплуатации ЕАМ-система не сможет помочь в выявлении корневых причин возникающих проблем. Сведения же о вспомогательном оборудовании могут фиксироваться в базе данных «одной строкой», т. е. с минимумом данных.

В минимальный объем информации при описании оборудования входят его идентификационные данные, наименование, основные технические характеристики, даты последних выполненных работ, фактическая периодичность обслуживания и ремонтов, место установки, принадлежность (ответственность), код бюджетной классификации для учета затрат. Для ключевых активов можно сформулировать следующие дополнительные требования к объему сведений:

- необходима детализация до отдельно обслуживаемых элементов, т. е. до таких единиц, у которых есть своя периодичность или методология обслуживания, при этом нужно хранить историю выполненных работ и перемещений;
- информация должна содержать описание технологической связи между активами (электросети, технологические линии);
- следует проводить детализацию до элементов, по которым нужен индивидуальный учет затрат;
- чтобы можно было анализировать причины отказов, детализация должна доходить до ремонтной спецификации, т. е.

содержать сведения о реальном составе актива вплоть до сменных блоков и модулей, а иногда запчастей и материалов.

Поскольку сбор всех требуемых сведений является трудоемкой задачей, крайне важен системный подход к структурированию данных в имеющихся источниках информации. Однако можно значительно сократить время на поиск оптимальной структуры описания основных фондов и активов, если последовать приведенным в таблице рекомендациям, основанным на опыте тех предприятий, которые уже решили проблему сбора и структурирования своих данных.

Сбор и структурирование данных, описывающих весь спектр сопутствующих предприятию активов, является первым шагом на пути к построению эффективной справочной системы. А полученная структура позволит предприятию заметно усовершенствовать свою систему управления основными фондами, то есть решить проблему совместного планирования работ на объектах, обслуживаемых разными службами или подрядчиками.

Так, сведения о компонентах оборудования технологической линии позволяют спланировать работы всех служб на время ее останова. А данные о компонентах отдельной установки или агрегата дают возможность заблаговременно привлечь к выполнению капитального ремонта всех необходимых подрядчиков и специалистов.

Решающим фактором для эффективной организации совместных работ является централизованный подход к процессу планирования. Сколько бы подрядчиков или сервисных подразделений ни привлекалось, должен существовать единый центр ответственности, планирующий и контролирующий все работы на подотчетном оборудовании.

Впрочем, формулирование целей проекта внедрения и сбор данных для справочной системы – это только две из нескольких десятков задач, которые необходимо решить, прежде чем начнется эффективная эксплуатация ЕАМ-системы. Не менее важны вопросы выработки эффективной методологии обслуживания и ремонта существующего парка оборудования, организации документооборота при планировании, подготовке, выполнении и учете завершенных работ, оптимизации структуры складов и складских запасов, распределения ответственности и полномочий между заказчиками и исполнителями. Из ответов на подобные вопросы в основном и складывается работа по внедрению систем управления основными фондами и активами транспортного предприятия. Не следует забывать и о персонале, которому предстоит в той или иной степени поменять свои привычные формы работы. Во многом успех внедрения ЕАМ-системы будет зависеть от опыта, способностей и полномочий менеджера проекта и тех ресурсов, что окажутся в его распоряжении. Примеры успешных проектов, а их уже немало и становится все больше, свидетельствуют о том, что для максимального эффекта при преобразовании систем управления на базе информационных технологий необходим максимум усилий всех участников и соответствующий уровень их компетентности в вопросах информатизации.

Таким образом, при создании подобных систем необходимо учитывать главные технологические требования к структурированию основных фондов и активов присущих железнодорожной инфраструктуре (табл. 1.4) [7]:

Таблица 1.4

**Требования и рекомендации по структурированию основных фондов и активов в железнодорожном хозяйстве**

Требование	Рекомендации
<p>Детализация до отдельно обслуживаемых элементов, т. е. до таких единиц, у которых есть своя периодичность или методология обслуживания, а также требуется хранение истории выполненных работ и перемещений</p>	<p>Включить в перечень активов все оборудование из существующих графиков планово-предупредительного ремонта и осмотра. Дополнить его данными из паспортов оборудования, не включенного в графики, а ремонтируемого по мере отказа (по заявкам). Затем следует проанализировать графики и заявки с целью выявления фактической периодичности, так как зачастую нормативная периодичность соблюдается только на бумаге, а на самом деле запланированные работы проводятся в тех случаях, когда по тем или иным причинам останавливаются линии, установки, системы.</p> <p>Внести в структуру активов данные об оборудовании, эксплуатируемом на предприятии в разных режимах, и технологических условиях, от которых зависит качество его работы или срок службы. Для этих объектов (как правило, к ним относят насосно-компрессорные установки, электродвигатели, регулирующую арматуру) важно отслеживать историю перемещений, поэтому даже если на первом этапе они не попали в состав активов, их индивидуальный учет все же необходимо вести в ЕАМ-системе</p>
<p>Описание технологической связи между активами (электросети, технологические линии и т. д.)</p>	<p>Провести иерархическое структурирование (возможно, в нескольких плоскостях), с тем чтобы учесть все значимые связи. Здесь важно разумно ограничить количество этих связей, поскольку при желании можно создать нечто вроде энциклопедии, содержащей множество малоценных для практики сведений. Следует ограничиться такими связями, как технологическая (технологическая линия/сеть, позиция), географическая (площадка, корпус/здание, место установки, отметка), административная (отдел/цех, участок, ответственный сотрудник), конструкторская (узел, сборочная единица). При выстраивании технологической иерархии желательно использовать данные о ранее выявленной фактической периодичности обслуживания и переводить на более низкий уровень иерархии те активы, которые обслуживаются или ремонтируются при останове более крупных (по объему работ, трудоемкости и т. д.) объектов и совместно с ними</p>

Продолжение табл. 1.4

<p>Детализация до элементов, по которым требуется индивидуальный учет затрат</p>	<p>Дополнить полученный на предыдущем шаге структурированный перечень данными по основным средствам. Здесь надо соблюдать осторожность и, принимая решения о включении объекта в структуру активов, пользоваться принципами, изложенными выше. Усилия по воспроизведению бухгалтерской структуры основных средств в базе данных ЕАМ-системы не всегда бывают оправданны, так как зачастую бухгалтерская структура, сложившаяся под влиянием меняющегося советского и российского законодательства, давно не соответствует требованиям эффективного управления предприятием и сама требует ревизии.</p> <p>Бывают случаи, когда отдельные составляющие единого актива фигурируют в бухгалтерии как самостоятельные объекты основных средств. Если в такой ситуации не удастся изменить структуру основных средств, приходится при учете затрат разбивать работы на всем объекте между отдельными его составляющими, вводить для них дополнительные аналитические признаки и таким образом обеспечивать точный учет. И наоборот, когда полученная структура активов является более детальной, чем бухгалтерская, стыковка двух структур обеспечивается отнесением расходов на отдельные работы, учтенные в ЕАМ-системе, к единому центру затрат</p>
<p>Детализация до ремонтной спецификации, необходимая для анализа причин отказов</p>	<p>Крайне редко удается решить эту задачу до запуска ЕАМ-системы в эксплуатацию, так как ее трудоемкость сравнима с трудоемкостью всей предыдущей работы по структурированию, а в отдельных случаях превышает ее в разы. Это в первую очередь обуславливается недостаточной детализацией учета работ и номенклатуры запчастей в существующих бумажных паспортах. Здесь можно рекомендовать постепенное накопление указанных данных в процессе учета выполненных работ в ЕАМ-системе. Таким образом, возможность выявления первопричин отказов будет обеспечена для всех активов, работы на которых учтены в ЕАМ-системе.</p>

Подводя итог, можно сделать вывод, что стратегически выверенное управление активами и фондами для предприятий транспорта дает им возможность оптимизировать эксплуатацию своих



активов и обеспечить им высокую безопасность и надежность. А наиболее эффективным является использование для этих целей информационных систем, которые позволяют добиться эффективного управления техническим обслуживанием и ремонтами, позволяют сократить простои, снизить затраты на ТОиР, повысить эффективность использования оборудования и человеческих ресурсов. Наиболее востребованы такие решения в фондоемких отраслях, таких как железнодорожное хозяйство.

### **1.3. Разработка архитектуры системы для распределенной обработки данных управления активами**

Современное производство требует высоких скоростей обработки информации, удобных форм ее хранения и передачи. Необходимо также иметь динамичные способы обращения к информации, способы поиска данных в заданные временные интервалы; реализовывать сложную математическую и логическую обработку данных. Управление крупным предприятием, таким как Приднепровская железная дорога, требуют участия в этом процессе достаточно крупных коллективов. Такие коллективы могут располагаться в различных районах города, в различных регионах страны. Для решения задач управления основными фондами, обеспечивающих реализацию экономической стратегии, становятся важными и актуальными скорость и удобство обмена информацией, а также возможность тесного взаимодействия всех участвующих в процессе выработки управленческих решений.

Решение подобных задач становится возможным при помощи использования сетевых информационных технологий, которые

позволяют реализовывать территориально распределенное производство. Одной из важнейших сетевых технологий является распределенная обработка данных.

Распределенная обработка данных заключается в том, что пользователь и его прикладные программы (приложения) получают возможность работать со средствами, расположенными в рассредоточенных узлах сетевой системы. Такие системы, имеющие программы распределенной среды, включают компьютеры, называемые серверами и клиентами. Каждый сервер имеет свою группу клиентов. Программное обеспечение сетевой среды обслуживается и поддерживается сетевыми операционными системами. В роли сервера выступает главный, более мощный компьютер.

Как правило, расчетная часть программы выполняется на мощном компьютере, а визуальное отображение выводится на рабочей станции. Распределенная обработка данных позволяет повысить эффективность удовлетворения изменяющейся информационной потребности информационного работника и тем самым обеспечить гибкость принимаемых им решений. Преимущества распределенной обработки данных: большое число взаимодействующих пользователей, выполняющих функции сбора, регистрации, хранения, передачи и выдачи информации; снятие пиковых нагрузок с централизованной базы путем распределения обработки и хранения локальных баз данных на разных компьютерах; обеспечение доступа информационному работнику к вычислительным ресурсам сети компьютеров; возможность обмена данными между удаленными пользователями.

В самом широком смысле распределенное приложение – это

приложение, в котором обработка происходит на двух или нескольких компьютерах [8, 9]. А значит, и обрабатываемые данные также являются распределенными.

Инфраструктуру распределенного приложения образует программное обеспечение, поддерживающее одновременный доступ к общим сервисам, обычно к сервисам, отвечающим за прикладную логику и операции с данными.

Распределенное приложение обеспечивает:

- масштабируемость – с увеличением количества пользователей и рабочей нагрузки существенного снижения производительности приложения не происходит;

- эффективность – приложение быстро, без задержек обрабатывает все задачи.

Распределенному приложению масштаба предприятия Приднепровской железной дороги (промышленному приложению) свойственны дополнительные характеристики по сравнению с обычным распределенным приложением.

- обработка огромных объемов информации. Приложение масштаба предприятия является многопользовательским, работает на множестве компьютеров и обрабатывает огромные объемы данных с распределением ресурсов по сети, а также с применением параллельных вычислений сложной логики. Такие приложения, как правило, используются на нескольких платформах и взаимодействуют со многими другими приложениями.

- ориентация на бизнес. Приложение масштаба предприятия должно отвечать требованиям конкретного бизнеса и поддерживать все необходимые стратегии, процессы, правила и т. д.

- очень высока надежность. Приложение масштаба предприятия должно быть надежным и обеспечивать непрерывную работу, гибкое масштабирование, также простоту в сопровождении, мониторинге и администрировании.

Примером распределенного приложения являются клиент-серверные приложения, в основе которых лежит архитектура «клиент-сервер» [9-11] (рис. 1.2).

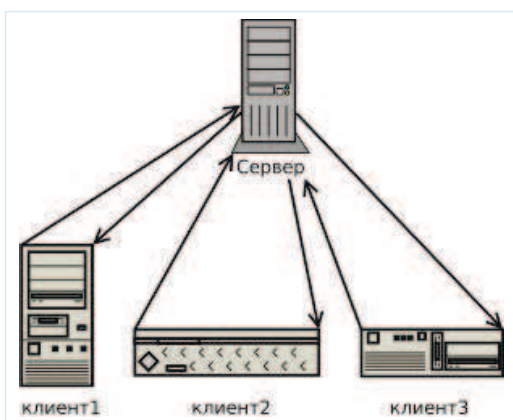


Рис. 1.2. Схема взаимодействия компьютеров в системе «клиент-сервер»

Клиент-серверные приложения – это распределённые приложения, основанные на модели вычислений, в которой клиент запрашивает услуги у другой сущности – сервера. В типичном для бизнес-систем клиент-серверном приложении клиент выполняется на персональном компьютере, а расположенный на удаленной более производительной машине сервер предоставляет ему услуги по доступу к хранящимся на сервере данным. Клиентская часть приложения обычно оптимизируется для взаимодействия с пользователем, в то время как серверная часть предоставляет

функциональность, совместно используемую многими пользователями.

Архитектура «клиент-сервер», по сути, является первым вариантом распределенной архитектуры, т. е. двухуровневой распределенной системой. Архитектура «клиент-сервер» означает такую архитектуру программного комплекса, в которой его функциональные части взаимодействуют по схеме «запрос-ответ». Если рассмотреть две взаимодействующие части этого комплекса, то одна из них (клиент) выполняет активную функцию, т. е. инициирует запросы, а другая (сервер) пассивно на них отвечает (рис. 1.3).

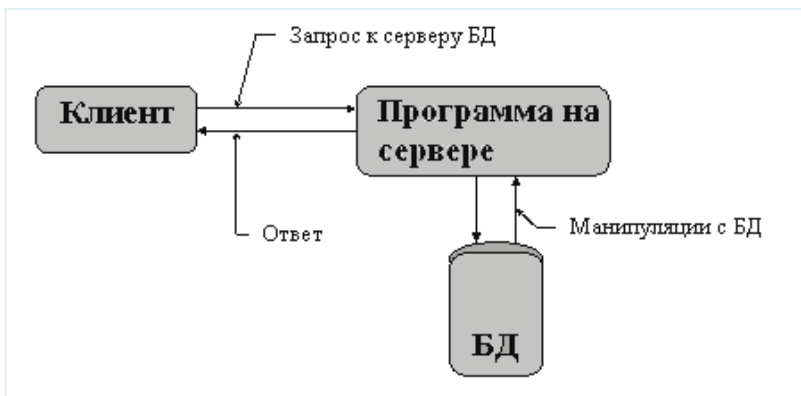


Рис. 1.3. Схема взаимодействия компонентов в архитектуре «клиент-сервер»

Любая информационная система должна иметь минимум три основные функциональные части – модули хранения данных, их обработки и интерфейса с пользователем. В классической архитектуре «клиент-сервер» приходится распределять три основные части приложения по двум физическим модулям. ПО хранения данных располагается на сервере (например, сервере базы данных), интерфейс

с пользователем – на стороне клиента, а обработка данных распределяется между клиентской и серверной частями.

Как правило, клиент и сервер территориально отделены друг от друга, и в этом случае они входят в состав или образуют систему распределенной обработки данных.

Архитектура «клиент-сервер» используется в веб-приложениях, компоненты приложения разделяются на клиентские и серверные, и взаимодействуют друг с другом путем передачи и получения пакетов по протоколу HTTP. В качестве клиента выступает веб-браузер, а в качестве сервера – веб-сервер.

Веб-приложение – клиент-серверное приложение, в котором клиентом выступает браузер, а сервером – веб-сервер. Веб-приложение получает запрос от клиента и выполняет вычисления, после этого формирует веб-страницу и отправляет её клиенту по сети с использованием протокола HTTP. Само веб-приложение может выступать в качестве клиента других служб, например, базы данных или другого веб-приложения, расположенного на другом сервере. Таким образом, логика веб-приложения распределена между сервером и клиентом, хранение данных осуществляется, преимущественно, на сервере, обмен информацией происходит по сети. Одним из преимуществ такого подхода является тот факт, что клиенты не зависят от конкретной операционной системы пользователя, поэтому веб-приложения являются межплатформенными сервисами.

На рис. 1.4 представлен процесс работы типичного веб-приложения.

Пользователь взаимодействует с приложением посредством веб-браузера, который при необходимости обращается с запросом к веб-приложению, чтобы выполнить ту или иную операцию. Результатом

такого обращения является полное или частичное обновление интерфейса приложения, отображаемого в браузере.

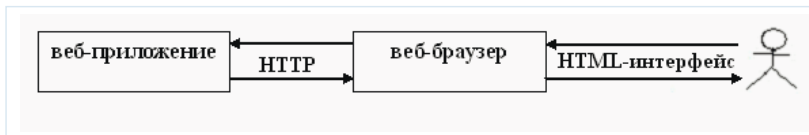


Рис. 1.4. Процесс работы веб-приложения

При обращении к веб-приложению браузер посылает запрос по одному из протоколов доступа (HTTP, HTTPS или др.) [12]. Веб-приложение обрабатывает запрос и возвращает браузеру описание обновленного интерфейса.

Веб-приложения в первую очередь характеризуются тем, что их пользовательский интерфейс имеет стандартизованную архитектуру, в которой:

- 1) для взаимодействия с пользователем используется веб-браузер;
- 2) взаимодействие с пользователем четко разделяется на этапы, в течение которых браузер работает с одним описанием интерфейса;
- 3) эти этапы разделяются однозначно выделяемыми обращениями от браузера к приложению;
- 4) для описания интерфейса применяется стандартное представление (HTML);
- 5) коммуникации между браузером и приложением осуществляются по стандартному протоколу (HTTP).

ЕАМ-системы, реализованные при помощи веб-технологий, становятся доступными для более широкого круга пользователей. Это вызвано тем, что веб-приложения имеют ряд преимуществ (табл. 1.5).

Таблица 1.5

## Критерии эффективности веб-приложений

Критерий	Описание
Удобство использования	Веб-приложение должно быть достаточно простым для неопытного пользователя, не имеющего специальной подготовки. Все, что нужно пользователю, это запустить браузер и набрать URL. Браузер является стандартной программой, которую пользователь получает при установке операционной системы.
Интерактивность	Программное средство должно реализовывать интерактивные возможности, в том числе: <ul style="list-style-type: none"> <li>• просмотр статических документов;</li> <li>• динамическое обновление существующих документов, обеспечивающее доступ к самой свежей информации;</li> <li>• динамическое выполнение не регламентированных запросов к источникам данных;</li> <li>• динамическое неограниченное «углубление в данные»</li> </ul>
Функциональность	Главное преимущество Веб – это доступность и переносимость. Вне зависимости от того, находятся ли данные в главном управлении предприятия, в удаленных офисах, у сотрудника на его рабочем месте или на портативном устройстве. Клиентская часть идеального веб-приложения должна быть небольшой, чтобы удовлетворить различным уровням пропускной способности сети пользователя.
Интеграция. Независимость от источников данных	Корпоративная вычислительная среда содержит различные виды аппаратных и программных ресурсов, пакетных приложений и баз данных. Хорошо разработанное веб-приложение должно давать доступ к статическим документам любого типа (а не только тем, которые оно само создает), а также интерактивный доступ к реляционным и многомерным базам данных, приложениям и другим источникам.
Производительность и масштабируемость	Для обеспечения производительности и масштабируемости в веб необходимо реализовать следующие возможности: <ul style="list-style-type: none"> <li>Балансировку нагрузки сервера приложения;</li> <li>Собственное соединение с веб-сервером;</li> <li>Собственный доступ к базе данных;</li> <li>Кэширование данных сервером приложения.</li> </ul>
Простота и надежность	Никаких проблем с закрытыми протоколами и номерами портов. Пользователь просто запускает браузер и набирает URL. Все просто. А так как приложение работает в защищенной среде браузера, оно не сможет никак навредить компьютеру пользователя.



Продолжение табл. 1.5.

Обеспечение безопасности	Возможность администрирования через веб – одно из ключевых преимуществ. Используя модули администрирования, можно создавать профили для отдельных пользователей или групп, предоставляя доступ только к авторизованной информации.
Стоимость внедрения и администрирования	<p>Так как в веб-браузер не загружается дополнительное ПО или компоненты, то устраняются расходы, связанные с поддержкой пользовательской среды. Интуитивный интерфейс пользователя сводит к минимуму затраты на обучение.</p> <p>Расходы на администрирование становятся значительно меньше, если:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• снижается стоимость поддержки клиентской части ПО;</li> <li>• снижается стоимость поддержки серверной компоненты;</li> <li>• программа может эффективно функционировать в веб-среде, где распространяются тысячи отчетов/документов и тысячи пользователей нуждаются в защищенном интерактивном доступе к разным базам.</li> </ul>

Существует также еще несколько важных достоинств, благодаря которым ЕАМ-системы, реализованные при помощи веб, получают большую возможность заинтересовать и привлечь потенциальных клиентов. К таким достоинствам относятся:

✓ малый размер.

Пользователю незачем загружать на свой компьютер все приложение целиком, чтобы начать с ним работать. Даже весь интерфейс не обязательно загружать. Достаточно загрузить только ту его часть, которая требуется для выполнения конкретной текущей задачи. Благодаря этому веб-приложения невелики по объему, быстро загружаются и быстро отвечают на действия пользователей. Даже самое сложное приложение загружается всего за несколько секунд.

✓ Не требуется обновления клиентского программного обеспечения.

Как только выходит новая версия веб-приложения, все без исключения пользователи ее получают буквально немедленно. Так как приложение находится на сервере, существует только одна его копия во всем мире. Все старые версии мгновенно исчезают, а пользователь даже не замечает, что у него новая версия программы. Это также значит, что разработчикам не надо заботиться о поддержке старых версий программ и волноваться по поводу обратной совместимости.

✓ Пользователи могут работать на любой платформе.

Логика веб-приложения распределена между сервером и клиентом, хранение данных осуществляется, преимущественно, на сервере, обмен информацией происходит по сети. Одним из преимуществ такого подхода является тот факт, что клиенты не зависят от конкретной операционной системы пользователя, поэтому веб-приложения являются межплатформенными сервисами.

✓ Логика приложения сосредоточена на стороне сервера.

Вся программная логика приложения находится на сервере, в отличие от обычного ПО, где логика приложения располагается на компьютере каждого пользователя. Так как имеется только одна рабочая копия приложения, его намного проще распространять среди пользователей. По сути о старом способе распространения приложения вообще можно забыть, так как пользователь в реальности не получает копии приложения. Все, что получает пользователь, это интерфейс программы, т.е. только то, что ему необходимо для работы. По сути проблемы распространения веб-приложения не существует в том смысле, что получить вы его можете в любой момент в любом месте.

- ✓ Пользователь не является администратором.

Как правило, если пользователь устанавливает на своей машине приложение, ему приходится брать на себя роль администратора этого приложения. Ему надо устанавливать его, запускать, настраивать, чинить, решать возникающие проблемы. В случае же с веб-приложением, так как оно располагается на сервере, пользователю нет необходимости беспокоиться об этом.

- ✓ Создание сколь угодно привлекательного и функционального веб-интерфейса.

Существует возможность создания уникального, привлекательного и красивого дизайна (в том числе и интерфейса пользователя, и не только графического), легкого в управлении и интуитивного интерфейса используемого для работы сайта.

Все эти преимущества, в конечном счёте, влияют и на комфортность и производительность работы пользователя с приложением.

Дополнительные возможности обеспечения динамического обмена данными между сервером и веб-приложениями обеспечивает технология Ajax [13].

AJAX (от англ. Asynchronous JavaScript and XML – «асинхронный JavaScript и XML») – подход к построению интерактивных пользовательских интерфейсов веб-приложений, заключающийся в «фоновом» обмене данными браузера с веб-сервером. В результате, при обновлении данных, веб-страница не перезагружается полностью и веб-приложения становятся более быстрыми и удобными.

AJAX – не самостоятельная технология, а концепция использования нескольких смежных технологий, которая базируется на двух основных принципах:

1. использование DHTML для динамического изменения содержания страницы [13-18];

2. использование технологии динамического обращения к серверу «на лету», без перезагрузки всей страницы полностью.

Использование этих двух принципов позволяет создавать намного более функциональные веб-интерфейсы на тех страницах сайтов, где необходимо активное взаимодействие с пользователем. Новая идея полностью исключает архаичные методы разработки сайтов, в которых применялась классическая модель «клиент-серверной» архитектуры: клиент отправлял HTTP-запрос, сервер его обрабатывал и возвращал в ответ HTML-страницу. Эта модель, которая органично вписывается в гипертекстовую среду, не очень хорошо подходит для веб-приложений. Технология Ajax предусматривает более грамотный алгоритм обмена данными, как это наглядно показано на рис. 1.5.

Приложение, использующее технологии Ajax, в своей работе исключает взаимодействие типа старт-стоп-старт-стоп путём введения механизма Ajax как промежуточного слоя между пользователем и сервером. Может показаться, что добавляя новый уровень в приложение можно только замедлить его реакцию, но в действительности наоборот. Вместо того чтобы загружать страницу в начале пользовательской сессии браузер загружает движок Ajax, написанный на JavaScript [14]. Этот движок отвечает за формирование пользовательского интерфейса и взаимодействие с сервером от имени пользователя. Движок Ajax позволяет производить взаимодействие с пользователем асинхронно, то есть независимо от взаимодействия с сервером. Таким образом, пользователю больше не нужно наблюдать

пустое окно браузера и курсор в виде песочных часов в ожидании действий сервера.

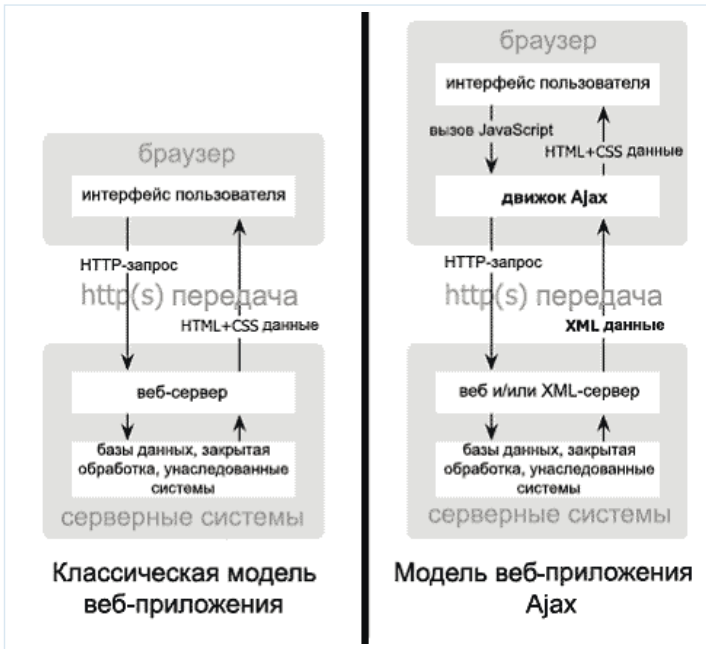


Рис. 1.5. Сравнение традиционной модели веб-приложений (слева) с моделью Ajax (справа)

Каждое действие пользователя, которое обычно производит HTTP-запрос, теперь вместо этого принимает форму JavaScript-вызова движка Ajax. Каждый ответ на действие пользователя, не требующее обращения к серверу, как то простая проверка данных, редактирование данных в памяти, и даже некоторая навигация, выполняется движком самостоятельно. Если же для ответа требуется информация с сервера, например загрузка дополнительного интерфейсного кода, передача данных для обработки, или получение новых данных, то движок производит необходимые запросы

асинхронно, обычно при помощи XML, не прерывая взаимодействия пользователя с приложением.

В качестве формата передачи данных обычно используются JSON или XML.

Технология Ajax имеет целый ряд преимуществ.

- Экономия трафика.

Использование AJAX позволяет значительно сократить трафик при работе с веб-приложением благодаря тому, что часто вместо загрузки всей страницы достаточно загрузить только изменившуюся часть, часто довольно небольшую.

- Уменьшение нагрузки на сервер.

AJAX позволяет несколько снизить нагрузку на сервер. К примеру, на странице работы с почтой, когда вы отмечаете прочитанные письма, серверу достаточно внести изменения в базу данных и отправить клиентскому скрипту сообщение об успешном выполнении операции без необходимости повторно создавать страницу и передавать её клиенту.

- Ускорение реакции интерфейса

Поскольку нужно загрузить только изменившуюся часть, пользователь видит результат своих действий быстрее. Пользователю не придется смотреть в пустой экран, дожидаясь перезагрузки страницы. Интерфейс веб-приложения, однажды загрузившись, уже не исчезнет с дисплея монитора. Пользователь вообще не должен замечать, когда приложение обратилось к серверу. Этого можно достигнуть, подгружая данные в фоновом режиме мелкими порциями.

Такие фирмы, как Google успешно применили данную технологию в 2004 году своем проекте Gmail. Это был первый реально работающий проект с применением технологии Ajax.

Также данная технология активно применялась в таких веб-приложениях, как Google Suggest или, например, Google Maps. Это интерактивные многофункциональные программы, которые эффективно взаимодействуют с пользователем, в результате чего информация на экране обновляется практически мгновенно, не заставляя дожидаться перезагрузки страницы.

Все сопутствующие применяемые в данной системе веб-технологии подробно описаны в источниках [13-23].

#### **1.4. Разработка фрагмента СППР для управления основными фондами станционных объектов Приднепровской железной дороги**

Описанные выше подходы легли в основу разработки прототипа фрагмента СППР для управления основными фондами станционных объектов Приднепровской железной дороги. При обращении к системе пользователь получает доступ к главной странице веб-сайта. Структура элементов управления, располагаемых на главной странице, описывается ниже.

Главная страница отображается после входа пользователя в приложение (рис. 1.6).

Интерфейс пользователя представляет собой совокупность средств и методов, при помощи которых пользователь взаимодействует с различными элементами страницы. Интерфейс главной страницы состоит из таких компонентов, как кнопки, а также графические и текстовые элементы. Для решения задач управления активами пользователю предоставляется возможность выбора основных разделов приложения:

- раздел «Главная» служит для перехода на главную страницу веб-приложения;
- раздел «История ремонтов» служит для получения информации о проведенных ремонтных работах;
- раздел «Материалы» служит для предоставления перечня запчастей, которые необходимы для проведения ремонтных или профилактических работ, а также для вывода подробной технической информации по каждому виду запчастей;
- раздел «Баланс» содержит информацию об имеющихся денежных накоплениях предприятия;
- раздел «Помощь» содержит краткую инструкцию по использованию данного приложения.



Рис. 1.6. Главная страница приложения

Главная страница состоит из трех основных контейнеров: *Header*, *Content* и *Footer* (рис 1.7).



Благодаря применению технологии Ajax, верхняя (Header) и нижняя (Foter) часть страницы статичны, т.е. постоянная перегрузка этих контейнеров не требуется. Поэтому в ответ на действия пользователя перегружается только средняя часть страницы – контейнер Content.



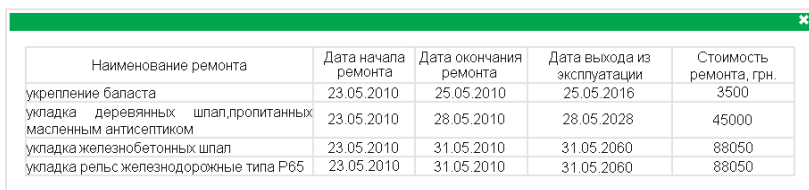
Рис. 1.7. Компоненты главной страницы

Благодаря этому происходит экономия трафика, уменьшение нагрузки на сервер и ускорение реакции системы на команды, активируемые пользователем средствами интерфейса ЕАМ-приложения.

Верхняя часть главной страницы содержит название приложения и его версию, основные разделы приложения («Главная», «История ремонтов», «Материалы», «Баланс», «Помощь»), поле для ввода данных, а также кнопку, которая служит для активизации выполнения расчетов, связанных с возможными ремонтными работами.

Средняя часть главной страницы содержит краткую и полезную информацию для пользователя о назначении данного приложения.

Пункт меню «История ремонтов» содержит учет и историю всех выполненных ремонтных работ на Приднепровской железной дороге. Существует возможность проанализировать уже сделанные ремонтные работы: при необходимости уточнить, какие виды работ были произведены (*наименование работ*), узнать фактические даты выполнения работ (*даты начала и окончания ремонтных работ*), узнать дату следующего ближайшего ремонта (*дата выхода из эксплуатации*), или в какую стоимость обошелся определенный ремонт (*стоимость ремонта*). Таким образом, «История ремонтов» отражает всю историю ремонтов по каждому виду работ (рис.1.8).



Наименование ремонта	Дата начала ремонта	Дата окончания ремонта	Дата выхода из эксплуатации	Стоимость ремонта, грн.
укрепление баласта	23.05.2010	25.05.2010	25.05.2016	3500
укладка деревянных шпал, пропитанных масляным антисептиком	23.05.2010	28.05.2010	28.05.2028	45000
укладка железобетонных шпал	23.05.2010	31.05.2010	31.05.2060	88050
укладка рельс железнодорожные типа Р65	23.05.2010	31.05.2010	31.05.2060	88050

Рис. 1.8. Окно истории ремонтов по каждому виду работ

Если ремонтные работы еще не производились, то пользователю выдается сообщение вида (рис.1.9):

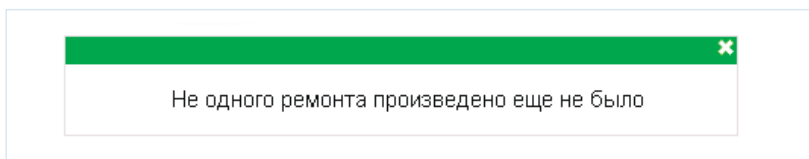


Рис. 1.9. Окно сообщения о наличии ремонтов

Для своевременного ремонта и технического обслуживания оборудования требуется максимально подробное предоставление

данных по каждому виду запчастей. Пункт меню «Материалы» СППР-ЕАМ Приднепровской железной дороги включает в себя очень подробную детализацию данных по каждому из видов запчастей и строительных материалов.

При открытии пункта меню «Материалы», вниманию пользователя предоставляется перечень запчастей, которые необходимы для проведения ремонтных или профилактических работ на железной дороге (рис. 1.10).

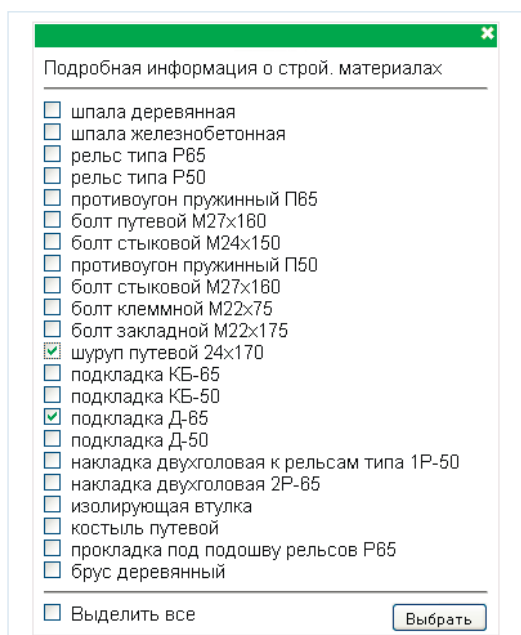


Рис. 1.10. Материалы, необходимые для ремонта

Пометив галочками необходимые позиции, соответствующие выбранным запчастям и нажав кнопку «Выбрать», пользователь получает подробную информацию о каждой запчасти:

– тип детали (*наименование*),

– технические характеристики (*длина, высота, ширина, вес, материал*).

Для каждого наименования запчасти выводится описание ее назначения (*назначение*) и прилагается фотография (*фото*) (рис 1.11):


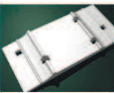
Наименование	длина	высота	ширина	вес	материал	назначение	фото
шруп путейой 24х170	170 мм	37 мм		0,56 кг	сталь марок СТ3, СТ20, СТ10кп СТ20кп	шруп путейой применяется в конструкциях рельсовых скреплений, соединений и пересечений железнодорожного пути и используется для прикрепления рельсов к деревянным шпалам или подстрелочным брусьям.	
подкладка Д-65	360 мм	33 мм	170 мм	7,66 кг	углеродистая сталь	подкладка Д-65 применяются в конструкциях железнодорожного пути с наклоном рельсовых нитей, предназначены для костыльного скрепления на деревянных шпалах и рельсах Р-65.	

Рис. 1.11. Технические характеристики деталей

В качестве элемента интерфейса системы предусмотрен пункт меню «Выделить все», который позволяет автоматически выделить весь список запчастей и строительных материалов (рис. 1.12).

Пункт меню «Баланс» служит для отображения информации об имеющихся денежных накоплениях предприятия (рис. 1.13).

Планирование является тем этапом цикла управления техобслуживанием и ремонтами, автоматизация которого способна принести наибольшую практическую пользу. Результатом планирования является решения относительно использования ограниченных ресурсов предприятия.

Для того чтобы произвести планирование ремонтных работ, пользователю необходимо на главной странице в текстовое поле ввести сумму денежных средств, которые необходимо выделить на ремонт объектов железной дороги и нажать кнопку «Ввод» (рис. 1.14).

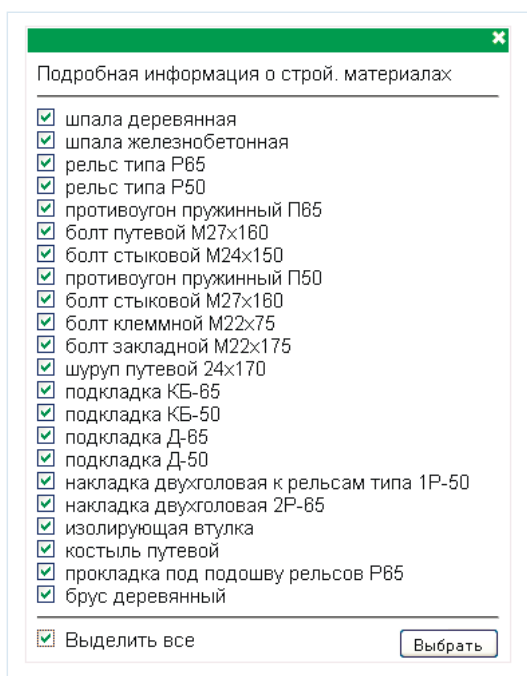


Рис. 1.12. Окно, автоматического выделения всех запчастей из списка

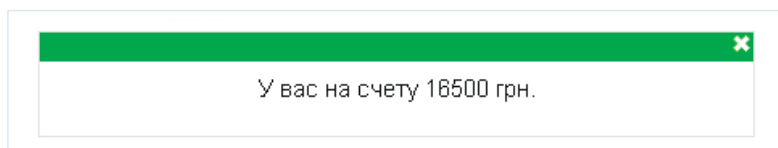


Рис. 1.13. Окно, отображающее баланс средств предприятия



Рис. 1.14. Окно ввода суммы денежных средств

После нажатия кнопки «Ввод» открывается окно с перечнем возможных ремонтных работ (рис. 1.15).

✕

Добавлено: 212122 грн. | На счету: 5737 грн. | Всего: 217859 грн.

---

Срочно нуждается в ремонте! Но не хватает денежных средств

укладка контррельс типа РК50 | [подробно](#)

---

Срочно нуждается в ремонте!

укрепление баласта | [подробно](#)

укладка деревянных шпал, пропитанных масляным антисептиком | [подробно](#)

укладка железобетонных шпал | [подробно](#)

укладка рельс железнодорожные типа Р65 | [подробно](#)

укладка рельс железнодорожных типа Р50 | [подробно](#)

укладка контррельс типа РК65 | [подробно](#)

укладка стрелочных переводов блоками, тип реек Р65, марка перевода 1/11 | [подробно](#)

укладка стрелочных переводов блоками, тип реек Р50, марка перевода 1/9 | [подробно](#)

---

В ремонте не нуждается, но денежные средства на ремонт имеются!

замена клеммных, закладных и стыковых болтов, костылей. | [подробно](#)

Оформить заявку

Все деньги на счёт

Рис. 1.15. Окно, содержащее перечень вариантов возможных ремонтных работ

В верхней части данного окна находится следующая информация:

- сумма добавленных денежных средств («Добавлено»);
- сумма денежных средств, которые имеются на счету («На счету»);
- общая сумма денежных средств, которой располагает пользователь («Всего»).

Затем следует перечень возможных вариантов принятия решения:

- перечень ремонтных работ, которые срочно нужно выполнить, но не хватает денежных средств;
- перечень ремонтных работ, которые срочно нужно выполнить;
- перечень ремонтных работ, для выполнения которых имеются денежные средства, но дата выхода их из эксплуатации еще не настала.

Пользователь в зависимости от предложенных вариантов, может принять одно из двух решений:

- выбрав галочками необходимые виды ремонтных работ, оформить заявку;
- положить все денежные средства на сберегательный счет.

Также, при помощи пункта меню «*подробно*» для каждого вида ремонтных работ существует возможность получения подробной информации (рис. 1.16).

Наименование работ	строительные материалы	коп-во строй. материалов, шт.	цена за 1 шт., грн.	трудовые затраты, чел.	зарплата рабочих грн/мес.	прочие затраты, грн.	общая сумма затрат, грн.	временные затраты, день	срок службы, лет
укладка контролея типа РК50	Контролея РК50	1000шт.	150.00	25	2500	5000	244000	3	30
	накладка	3000шт.	2.00						
	болт	8000шт.	1.00						
	костыль	5000шт.	2.50						

Рис. 1.16. Таблица подробной информации по каждому виду ремонтных работ

В таблице содержится информация следующего вида:

- название ремонтных работ (*наименование работ*);
- перечень запчастей, которые необходимы для выполнения ремонтных работ (*строительные материалы*);
- количество запчастей, необходимых для проведения ремонтных работ (*количество стройматериалов*);
- оценочные затраты на требуемые запчасти (*цена за 1 шт.*);
- трудовые затраты по каждому виду работ (*трудовые затраты*);
- тарифная ставка работника (*затраты рабочих*);

- затраты, связанные с прокатом инструментов, машин и др. оборудования (*прочие затраты*);

- общая сумма затрат, необходимая для проведения ремонтных работ (*общая сумма затрат*);

- оценочное время выполнения ремонтных работ (*временные затраты*);

- продолжительность службы каждого вида ремонтных работ (*срок службы*).

Данная таблица отражает все ресурсы, которые необходимы для выполнения каждого вида ремонтных работ. Эта информация важна для принятия решения по планированию ремонтных работ.

Пункт меню «Помощь» содержит краткую инструкцию по использованию данного приложения. При открытии данного пункта меню пользователю открывается окно, в котором отображается список основных разделов приложения (рис. 1.17).

Фрагмент окна помощи по разделу «Материалы» приведен на рисунке (рис. 1.19)

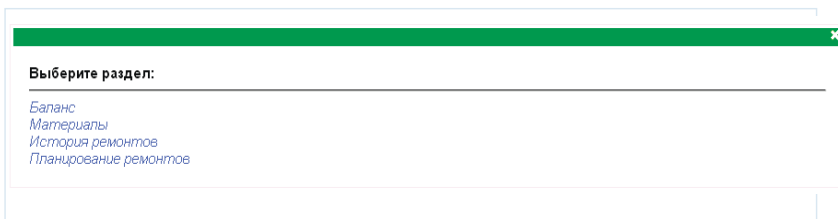


Рис. 1.17. Окно справки приложения

Подробный вывод справки по каждому из разделов приложения приводится ниже.



Окно помощи по разделу «Баланс» представлено на рисунке (рис. 1.18).

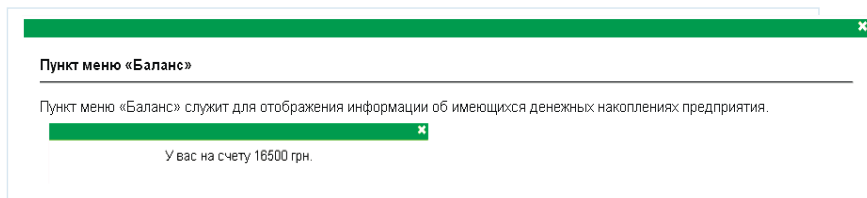


Рис. 1.18. Окно помощи по разделу «Баланс»

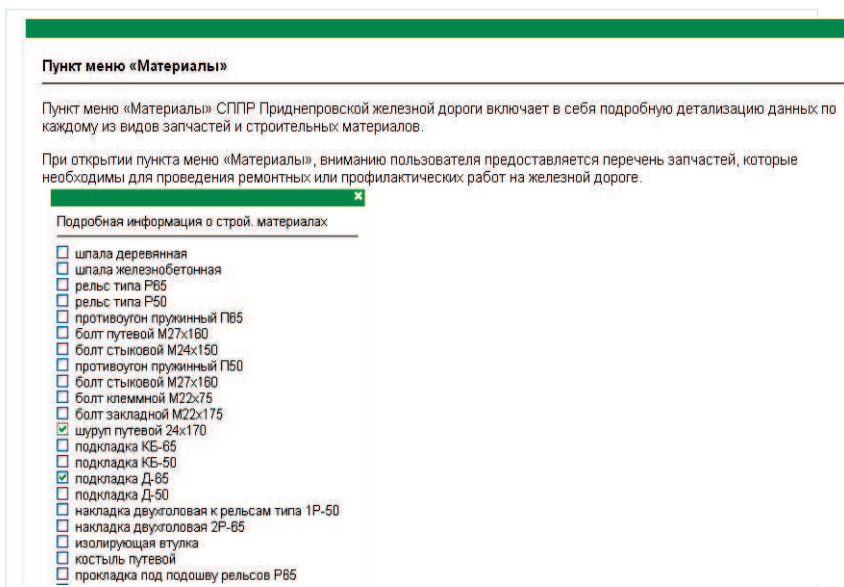


Рис. 1.19. Фрагмент окна помощи по разделу «Материалы»

Окно помощи по разделу «История ремонтов» (рис. 1.20).

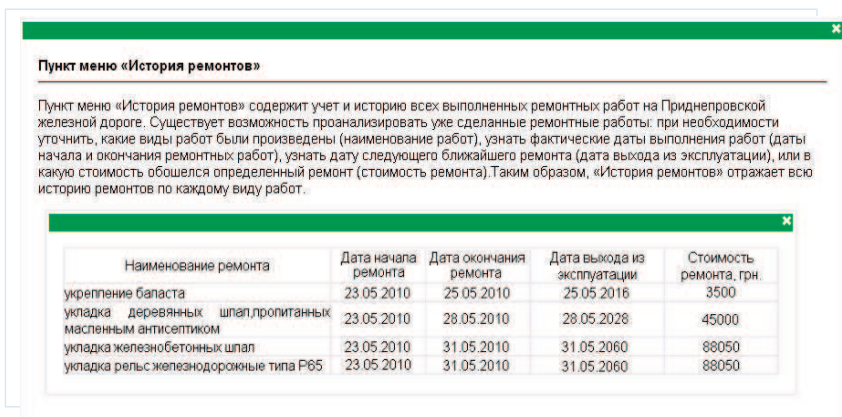


Рис. 1.20. Окно помощи по разделу «История ремонтов»

Фрагмент окна помощи по разделу «Планирование ремонтов» (рис. 1.21).

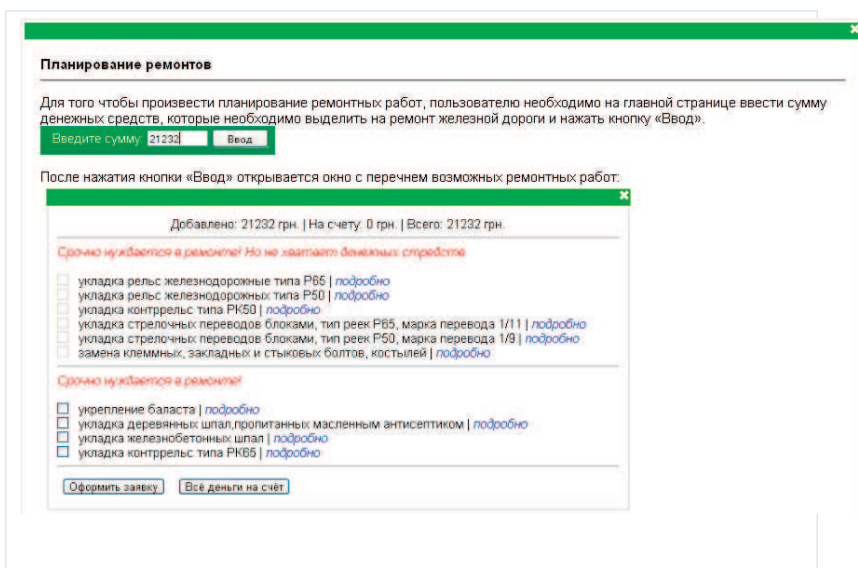


Рис. 1.21. Фрагмент окна помощи по разделу «Планирование ремонтов»

Следует также отметить, что в описываемом приложении реализована возможность сброса всех настроек. С целью ограничения числа пользователей, имеющих права на указанные действия, был создан отдельный профиль, который может располагаться по заранее подготовленному http-адресу. В дальнейшем, для получения доступа к данному профилю пользователю необходимо пройти авторизацию. Авторизация – предоставление определенных полномочий лицу или группе лиц на выполнение некоторых действий в системе обработки данных. Посредством авторизации устанавливаются и реализуются права доступа к ресурсам.

Для начального доступа в систему и успешной авторизации пользователю необходимо ввести логин и пароль.

При отказе во входе в систему (при неверном вводе пароля) необходимо произвести сброс настроек, который производится при помощи пункта меню «Сбросить настройки» (рис. 1.22).

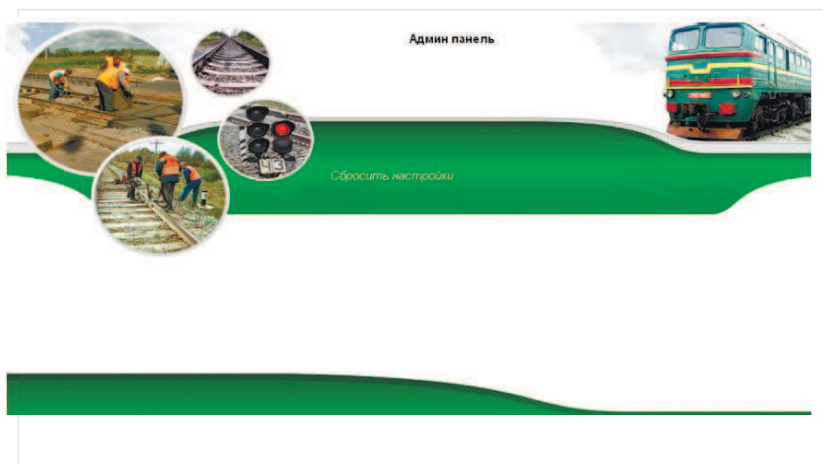


Рис. 1.22. Окно сброса настроек

После сброса настроек пользователю выдается сообщение вида (рис. 1.22)

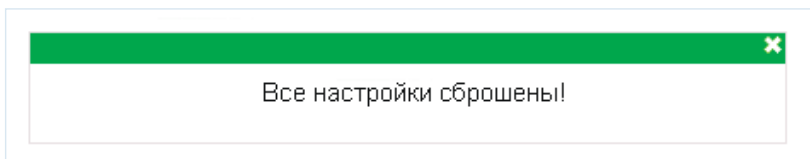


Рис. 1.22. Сообщение, выданное пользователю после сброса настроек

К инструментам, при помощи которых можно произвести эффективное тестирование любого веб-приложения, можно отнести программу-валидатор.

Валидатор – это анализатор соответствия промышленному стандарту SGML (Standard Generalized Markup Language – стандартный обобщённый язык разметки), который находит и сообщает об ошибках разметки в HTML, XHTML, SMIL и др. кодах. Задача валидатора – проверить соответствие указанного документа или потока данных определённому формату, валидатор проверяет синтаксическую корректность документа или файла, производит валидацию.

Самым распространённым онлайн HTML и XHTML валидатором является W3C Markup Validation Service, который находится по адресу [http:// validator. w3.org](http://validator.w3.org).

Разработанный прототип ЕАМ-системы тестировался с помощью указанной программы и оказался успешно прошедшим вышеуказанную проверку.

### **1.5. Управление ИнС, как инновационное направление развития предприятий железной дороги**

Известно, что технологическое и финансовое развитие предприятий любой отрасли напрямую зависит от выпуска конкурентоспособной продукции, а также производства качественных товаров и услуг. Этого можно достичь только при использовании новых изобретений в изготавливаемых продуктах. Неудивительно, что на сегодняшний день интеллектуальная собственность (ИнС) считается ключевым активом для большинства иностранных предприятий и фирм. Таким образом, надлежащее управление и защита ИнС является важнейшей составляющей на всех этапах ее использования.

Но прежде чем перейти к патентованию выбранного технического решения, необходимо изучить всю доступную информацию, чтобы определить тенденции развития данного вида техники, а также убедиться в том, что продукт, который разрабатывается не подпадает под действие патентов третьих лиц [25].

Кроме того, необходимо принять меры для защиты собственного продукта, обеспечив его охрану путем патентования.

Для этого нужно иметь разработанную стратегию патентования и четкое понимание тех рисков, которые подстерегают заявителя на тернистом пути создания нового продукта. Вместе с тем, сам процесс работы с различными видами ИнС достаточно многоплановый. Поэтому, за рубежом, создается разнообразное программное обеспечение (ПО), отвечающее требованиям современного развития и взаимодействия компонентов ИнС.

Например, согласно [26], подобные программные продукты могут быть разделены на следующие категории:

- Программное обеспечение для управления активами интеллектуальной собственности (IP Asset Management Software);

- Программное обеспечение для управления интеллектуальной собственностью (IP Management Software);

- Программное обеспечение для управления портфелем патентов (Patent Portfolio Management Software);

- Программное обеспечение для управления портфелем товарных знаков (Trademark Portfolio Management Software).

Вышеуказанные категории программного обеспечения для управления интеллектуальной собственностью помогают отслеживать товарные знаки, авторские права, патенты и другие связанные с ними объекты авторских прав [27]. Юридические фирмы и корпорации используют эти инструменты для управления базами данных товарных знаков, автоматизации форм и корреспонденции для регистрации и отслеживания новой и текущей принадлежащей им интеллектуальной собственности, а также отслеживания возможных нарушений законных прав для последующего судебного преследования. Для юридических фирм, которые управляют дизайнерами, художниками, изобретателями и компаниями с запатентованными продуктами или услугами, программное обеспечение для управления интеллектуальной собственностью помогает централизовать самую последнюю информацию о клиенте, лицензионные соглашения и заявки на подачу заявок в одном хранилище. Это программное обеспечение часто интегрируется с инструментами управления различными этапами оптимизации

жизненного цикла закупок и судебных разбирательств по интеллектуальной собственности. Некоторые продукты этой категории функционируют исключительно как патентные поисковые системы или помощники по подаче документов.

Чтобы претендовать на включение в категорию управления интеллектуальной собственностью, продукт должен:

- предоставлять инструменты для управления товарными знаками, патентами и авторскими правами и соответствующими юридическими правами;

- оказывать помощь в управлении жизненным циклом интеллектуальной собственности, включая подачу или возобновление контрактов, соглашений о раскрытии информации и обработку платежей от клиентов;

- предлагать одну или несколько функций, связанных с юридическими спорами или принудительными действиями с интеллектуальной собственностью клиентов.

Согласно данным [28], ожидается, что рынок программного обеспечения для управления корпоративной интеллектуальной собственностью в мире, оцениваемый в 4,12 млрд. долл. США в 2016 году, вырастет на 16,51 млрд. долл. США к 2025 году.

Следует отметить, что ПО для управления корпоративным ИнС представляет собой систему автоматизации современной корпоративной сети, которая поддерживает отслеживание патентов, товарных знаков, авторских прав и ИнС. Такое ПО облегчает работу без документов и используется корпорациями, целью которых является создание передовой ИТ-инфраструктуры. Это программное обеспечение позволяет подразделениям, регулирующим права на интеллектуальную собственность компаний (Intellectual Property

Rights – IPR) выполнять все необходимые действия легко, продуктивно, эффективно и безошибочно. Ожидается, что, по сравнению с другими, важность программного обеспечения для управления товарными знаками ИнС будет расти со значительными темпами роста из-за увеличения числа товарных знаков, зарегистрированных во всем мире.

Ключевой тенденцией, которая будет в основном влиять на развитие рынка в будущем, является увеличение спроса на защиту интеллектуальной собственности, и большинство компаний сохраняют свою ИнС, чтобы поддерживать глобальный корпоративный конкурс. Активы ИнС являются ценными и гибкими ключевыми активами для создания и поддержания конкуренции между предприятиями. Глобализация и либерализация торговли сделали ее наиболее значимой для всех предприятий, в том числе и для малых и средних предприятий бизнеса (МСП), а также делают их более конкурентоспособными на межконтинентальной платформе, даже если компания работает на внутреннем рынке только в одной стране.

Глобальный рынок программного обеспечения для управления ИнС предприятий для конечного пользователя встраивается, в том числе, в такие сферы деятельности, как, банковское дело, финансовые услуги и страхование (Banking, Financial services and Insurance – BFSI), отрасль информационных технологий, автомобилестроение, аэрокосмический и оборонный сектора промышленности, научно-исследовательские институты и др. Сегментация основана на необходимости использования программного обеспечения для управления корпоративной ИнС для улучшения поиска, анализа и защиты ее компонентов. Самая большая доля на рынке программного



обеспечения для управления ИнС в 2016 году пришлось на сектор информационных технологий, за которым следуют фармацевтические компании, автомобилестроение, исследовательские институты, а также аэрокосмическая промышленность и оборона. Как известно, сфера разработки и производства компонентов информационных технологий – это отрасль, которая более других инициирует разнообразные инновации. Только в 2014 году технологические компании ИТ-сектора аккредитовали мажоритарные патенты, в которых было более 300 000 патентов на полезные изобретения и модели. По прогнозам, в течение периода 2017-2025 гг. доля ИТ-отрасли в патентовании такого рода будет продолжать увеличиваться со значительными темпами роста.

Учитывая данные тенденции, железнодорожным предприятиям, для дальнейшего развития в сфере инновационной деятельности следует идти по пути, либо приобретения открытого программного обеспечения для управления активами ИнС, либо создавать свои программные средства, используя опыт зарубежных разработчиков.

Основными компонентами таких разработок призваны служить следующие модули комплексного ПО.

#### **❶. Панель управления.**

Данный компонент является первым экраном программного обеспечения для управления интеллектуальной собственностью. Как правило, он включает блоки «Оповещение для текущей работы» и «Удаление оповещений», чтобы удалить накопившиеся запросы при завершении работы, а также иметь модуль «Разбор текущих дел (событий)», вызываемый по быстрой ссылке из контекстного меню.

## **2. Окно управление мастерами (системными утилитами).**

Юридические фирмы ИнС и владельцы ИнС могут создавать, определять и управлять специальными мастерами для настройки необходимых рабочих модулей по мере необходимости и с большей гибкостью наращивать функциональность управления своим бизнесом и производством. Мастера помогут вам определить заданные значения классов, отделов реестров, виды патентов, год (время создания), необходимые отделы, типы предупреждений, характер заявителей, гражданство, статус дела, типы квитанций, типы форм, типы заказов, типы документов клиентов, отечественных и зарубежных партнеров, филиалы и т.д.

## **3. Управление пользователями / посетителями программы / сайта.**

ПО для управления ИнС также должно предоставлять возможность хранения сведений о пользователях / посетителях в базе данных. Данные сведения могут быть извлечены, по мере необходимости с использованием опции поиска, для облегчения задачи и сокращения времени поиска данных о любом посетителе / пользователе, которую можно экспортировать в файл, совместимый с форматом приложения Excel.

## **4. Управление клиентами.**

ПО для управления ИнС предоставляет доступ к централизованному банку данных о ресурсах для хранения и получения полной информации о клиентах. Функция управления клиентами обеспечивает предоставление всем отделам необходимой информации о клиентах и корреспонденции, необходимой при подаче документов. Данное ПО обеспечивает поддержку просмотра предыдущих профилей клиента.

### **6. Управление патентами.**

Данная часть ПО является очень мощным инструментом для создания и управления внутренним / внешним доступом через почту и электронную почту к данным о состоянии прохождения процедуры получения патента. Она позволяет отслеживать поток всех входящих и исходящих почтовых отправок, характеризующих текущий статус отслеживаемого дела. Отчеты могут создаваться с использованием фильтров дат, имени клиента, конкретного случая для лучшего анализа, увеличения производительности и сокращения времени обработки.

### **6. Библиотека файлов примеров.**

Все документы с их конкретными именами, датой и категоризацией хранятся в соответствующем разделе библиотеки. Как правило, данная библиотека реализуется в виде репозитория, в которой хранятся все документы и корреспонденция, созданные / загруженные на разных этапах. Файлы должны иметь ограниченный доступ на основе приоритетов, то есть пользователи могут просматривать только те документы, для которых им предоставлены права доступа.

### **7. Общие отчеты.**

Программное обеспечение для управления интеллектуальной собственностью включает процедуры создания общих отчетов, которые генерируются из модулей товарных знаков, дизайна, патентов и авторских прав.

Таким образом, подобные системы представляют собой достаточно сложные конгломераты структурированных, постоянно накапливающихся данных.

## Глава 2.

### Безопасность от схода колеса с рельсов

#### 2.1. О безопасности от схода с рельсов колесной пары

Для оценки безопасности от схода с рельсов колес подвижного состава железных дорог путем всползания их на рельс широко используется критерий, предложенный Надалем еще более ста лет тому назад [29]. Широкое распространение критерия Надаля обеспечивается удачной постановкой задачи и простотой полученных результатов. В задаче Надаля рассматривается одно, отдельно взятое колесо, но так как в действительности происходит не сход отдельно взятого колеса, а колесной пары в целом, то для уточнения решения необходимо рассмотреть условия безопасности от схода колесной пары, рассматривая ее целиком как твердое тело. При этом необходимо рассмотреть возможные движения колесной пары при скольжении в вертикальной поперечной плоскости гребня набегающего колеса относительно рельса, для чего целесообразно использовать некоторые положения аналитической механики [30].

Будем рассматривать малые и положительные углы набегания колеса на рельс так, чтобы можно было действующие вертикальные и горизонтальные поперечные силы и соответствующие им перемещения колесной пары рассматривать расположенными в одной вертикальной плоскости, совпадающей с ее осью.

Как обычно принято, в качестве исходного положения колесной пары, для которого устанавливаются условия безопасности, принимается такое, при котором набегающее колесо, поднявшись поверхностью катания над головкой рельса, опирается на рельс только

в точке, расположенной на образующей конической части гребня. Ненабегающее колесо опирается на рельс в точке, расположенной на поверхности катания. Будем исходить из того, что для безопасности от всползания гребня на рельс в исходном положении должно быть обеспечено такое направление возможного перемещения колесной пары или соответствующей обобщенной координаты, при котором гребень соскальзывает вниз.

Прежде всего, рассмотрим положение предельного равновесия колесной пары, граничащее с зоной безопасности от схода. Уравнения равновесия колесной пары получим при помощи принципа возможных перемещений

$$\delta A = \sum \delta A_k^a = 0, \quad (2.1)$$

где  $\sum \delta A_k^a$  – сумма элементарных работ всех действующих на систему активных сил при любом возможном перемещении системы.

При данной постановке задачи связи являются геометрическими, удерживающими и стационарными, что обеспечивает возможность использования для ее решения принцип возможных перемещений.

При сообщении возможных перемещений точкам колесной пары существенно то, что связь на набегающем колесе допускает элементарные перемещения вдоль образующей конуса поверхности гребня, а на ненабегающем колесе – вдоль касательной к профилю поверхности катания. Тогда возможное перемещение будет представлять собой поворот колесной пары  $\delta\psi$  относительно некоторого центра  $C'$ , совпадающего с мгновенным центром скоростей опорных точек (рис. 2.1).

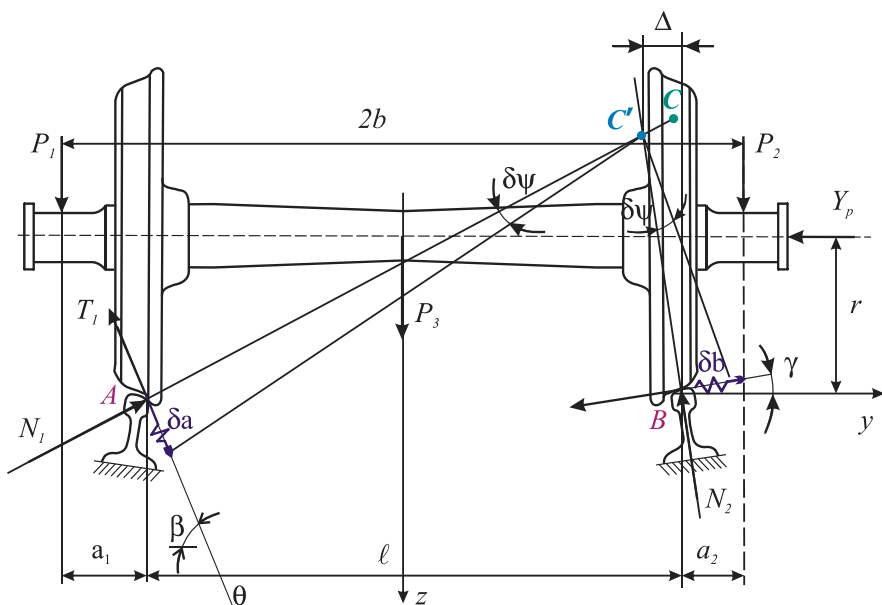


Рис. 2.1. Схема колесной пары и рассматриваемые нагрузки

Так как возможное перемещение представляет собой угол поворота, то элементарную работу активных сил, приложенных к колесной паре  $\sum \delta A_k^a$ , целесообразно вычислять в виде

$$\delta A_k^a = m_C^a(F_k^a) \cdot \delta \psi, \quad (2.2)$$

где  $m_C^a(F_k^a)$  – момент активной силы  $F_k^a$  относительно центра поворота. Так как сумма элементарных работ активных сил на любом возможном перемещении равна

$$\sum \delta A_k^a = \sum m_C^a(F_k^a) \cdot \delta \psi = \sum m_C^a(F_k^a) \cdot \delta q_1 = 0, \quad (2.3)$$

а

$$\sum \delta A_k^a = Q_1 \cdot \delta q_1, \quad (2.4)$$

то обобщенная сила  $Q_1$  в данном случае равна

$$Q_1 = \sum m_C^a (F_k^a) = 0. \quad (2.5)$$

При этом, так как связи неидеальные, необходимо в число активных сил включить также силы трения.

Схема колесной пары и рассматриваемые нагрузки приведены на рис. 2.1, где  $P_1$  и  $P_2$  – динамические вертикальные нагрузки, действующие на шейки соответственно со стороны набегающего и ненабегающего колеса, причем  $P_1 = Q_{ш} (1 + k_{об1})$ ,  $P_2 = Q_{ш} (1 + k_{об2})$ ,  $Q_{ш}$  – статическая нагрузка на шейку колесной пары;  $k_{об1}$  и  $k_{об2}$  – коэффициенты вертикальной динамики, измеренные для каждой из шеек;  $P_3$  – вес необрессоренных частей тележек, отнесенных к одной колесной паре;  $Y_p$  – горизонтальная поперечная – рамная сила, действующая на колесную пару со стороны рамы тележки;  $N_1$ ,  $N_2$  и  $T_1 = \mu N_1$ ,  $T_2 = \mu N_2$  – соответственно реакции рельсов и силы трения, передающиеся от рельсов набегающему и ненабегающему колесам;  $\mu$  – коэффициент трения,  $\mu = 0,25$ ;  $h$  – высота от уровня головки рельса, на которой приложена рамная сила;  $\beta$  – угол наклона образующей конуса гребня бандажа к горизонтали;  $\gamma$  – угол наклона поверхности катания к горизонтальной набегающего колеса.

Составим выражение обобщенной силы  $Q_1$  как суммы моментов активных сил относительно центра поворота  $C'$ , принимая во внимание активные силы ( $P_1, P_2, P_3, Y_p$ ) и действия сил трения, так как связи неидеальные. Направление возможного перемещения  $\delta\psi$  примем таким, которое соответствует соскальзыванию гребня

набегающего колеса вниз по головке рельса, учитывая это направление при выборе направления сил трения в опорных точках колесной пары.

Обобщенная сила  $Q_1$  из условия равновесия равна нулю, и ее выражение имеет вид:

$$Q_1 = \sum m_{C'}(P_i) + m_{C'}(Y_p) - \sum m_{C'}(T_i) = 0. \quad (2.6)$$

Здесь:

– сумма моментов вертикальных активных сил равна:

$$\sum m_{C'}(P_i) = P_1(2b - a_2 - \Delta) - P_2(a_2 + \Delta) + P_3(b - a_2 - \Delta); \quad (2.7)$$

– момент рамной силы равен:

$$m_{C'}(Y_p) = -Y_p((\ell - \Delta)\text{ctg}\beta - h); \quad (2.8)$$

– сумма моментов сил трения равна:

$$\sum m_{C'}(T_i) = -N_1 \mu \frac{\ell - \Delta}{\sin \beta} - N_2 \mu (\ell - \Delta) \text{ctg} \beta. \quad (2.9)$$

Здесь горизонтальные поперечные расстояния обозначены:  $2b$  – между точками приложения нагрузок к шейкам оси;  $a_1$  и  $a_2$  – между точками приложения нагрузок к шейкам оси и точками контакта колес и рельсов соответственно для набегающего и ненабегающего колес;  $\ell$  – между точками контакта колесной пары и рельсов;  $\Delta$  – между мгновенным центром скоростей и вертикалью, проходящей через точку контакта ненабегающего колеса и рельса.

Для определения неизвестных реакций  $N_1$  и  $N_2$  воспользуемся принципом освобожденности от связей, и на основании принципа возможных перемещений получим



$$N_1 = \frac{\sum m_B(P_i) + Y_p h}{\ell(\cos\beta + \mu \sin\beta)}, \quad N_2 = \frac{\sum m_A(P_i) - Y_p h}{\ell(\cos\gamma - \mu \sin\gamma)}, \quad (2.10)$$

где

$$\sum m_B(P_i) = P_1(2b - a_2) - P_2 a_2 + P_3(b - a_2), \quad (2.11)$$

$$\sum m_A(P_i) = P_1 a_1 - P_2(2b - a_1) - P_3(b - a_1) \quad (2.12)$$

и линии действия вертикальных сил  $F_1$  и  $F_2$ , приложенных к колесам, проходят через точки контактов соответственно  $A$  и  $B$ .

На основании (2.6) условие безопасности по сползанию (скатыванию) гребня вниз по головке рельса будет

$$\sum_{i=1}^3 m_{C'}(P_i) > m_{C'}(Y_p) + \sum_{i=1}^2 m_{C'}(T_i) \quad (2.13)$$

Подставив значения моментов действующих сил (активных сил) и сил трения (2.7), (2.8), (2.9) в неравенство (2.13), получим условие безопасности от схода колесной пары с рельсов в виде

$$\frac{Y_p}{F_1} < k_1 - k_2 \cdot \frac{F_2}{F_1} - k_3 \cdot \frac{\sum P_i}{F_1}, \quad (2.14)$$

где

$$k_1 = \frac{\lambda_1 + \frac{\Delta}{\ell}(tg\beta - \lambda_1)}{1 - \frac{h}{\ell} \left( \lambda_1 + \frac{\mu}{k_\gamma} \right) - \frac{\Delta}{\ell} \left( tg\beta + \frac{\mu}{k_\beta} tg\beta \frac{h}{\ell} - \frac{\mu}{k_\gamma} \cdot \frac{h}{\ell} \right)},$$

$$k_2 = \frac{\frac{\mu}{k_\gamma} ctg\beta \left( 1 - \frac{\Delta}{\ell} \right)}{1 - \frac{h}{\ell} \left( \lambda_1 + \frac{\mu}{k_\gamma} \right) - \frac{\Delta}{\ell} \left( tg\beta + \frac{\mu}{k_\beta} tg\beta \frac{h}{\ell} - \frac{\mu}{k_\gamma} \cdot \frac{h}{\ell} \right)},$$

$$k_3 = \frac{\frac{\Delta}{\ell}}{1 - \frac{h}{\ell} \left( \lambda_1 + \frac{\mu}{k_\gamma} \right) - \frac{\Delta}{\ell} \left( \text{tg}\beta + \frac{\mu}{k_\beta} \text{tg}\beta \frac{h}{\ell} - \frac{\mu}{k_\gamma} \cdot \frac{h}{\ell} \right)},$$

$$\lambda_1 = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \text{tg}\beta}, \quad \Delta = \ell \frac{\cos\beta \cdot \sin\gamma}{\sin(\beta + \gamma)}$$

$$k_\beta = \sin\beta(\cos\beta + \mu \sin\beta), \quad k_\gamma = \cos\gamma - \mu \sin\gamma.$$

Для оценки необходимости введения в расчет величины  $\Delta$ , учитывающей уклон поверхности катания ненабегающего колеса, сравним значения критерия (2.14) с учетом и без учета величины  $\Delta$ .

При уклоне поверхности катания у стандартных колес  $i = 1/20$ , угол  $\gamma = 2^\circ 52'$ , а  $\sin\gamma = 0,05001$ .

Для вагонных колесных пар  $\ell = 1,553$  и при  $\beta = 60^\circ$

$$\Delta = 1,553 \frac{\cos 60^\circ \cdot \sin 2^\circ 52'}{\sin(60^\circ + 2^\circ 52')} = 1,553 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,05001}{0,88995} = 0,044 \text{ м.}$$

Для электровозных колесных пар при  $\ell = 1,553$  и при  $\beta = 70^\circ$

$$\Delta = 1,553 \frac{\cos 70^\circ \cdot \sin 2^\circ 52'}{\sin(70^\circ + 2^\circ 52')} = 1,553 \cdot \frac{0,342 \cdot 0,05001}{0,95562} = 0,028 \text{ м.}$$

В табл. 2.1 приведены значения критерия (2.14) с учетом и без учета  $\Delta$ .

Оценка влияния указанного наклона на точность результата показала, что наибольшая погрешность составила 6,2%. Поэтому уклоном поверхности катания ненабегающего колеса можно пренебречь, положив  $\Delta = 0$ , и рассматривать возможное

перемещение колесной пары как поворот относительно точки  $C$ , лежащей на вертикали, проходящей через точку контакта этого колеса с рельсом. При этом

$$\sum_{i=1}^3 m_C(P_i) = \sum_{i=1}^3 m_B(P_i) = F_1 \ell \quad \text{и}$$

$$\sum_{i=1}^3 m_A(P_i) = F_2 \ell, \quad \text{где силы } F_1 \text{ и } F_2 \text{ - равнодействующие}$$

вертикальных активных сил, приложенные к колесам по вертикальным линиям, проходящим через точки  $A$  и  $B$  соответственно (рис. 2.2). Условие безопасности от схода колесной пары с рельсов

$$\frac{Y_p}{F_1} < k_1 - k_2 \frac{F_2}{F_1}, \quad (2.15)$$

$$\text{где } k_1 = \frac{\lambda_1}{1 - \frac{h}{\ell}(\lambda_1 + \mu)}, \quad k_2 = \frac{\mu}{1 - \frac{h}{\ell}(\lambda_1 + \mu)}, \quad \lambda_1 = \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg}\beta}.$$

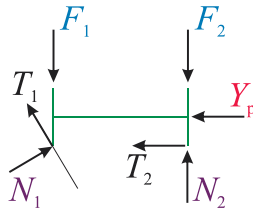


Рис. 2.2. Схема сил, приложенных к колесной паре

Таблица 2.1

Значения критерия с учетом и без учета  $\Delta$  для четырехосного порожнего полувагона.

значение критерия		%
с учетом $\Delta$	без учета $\Delta$	
2,041	1,922	6,2

Полученное выражение условия безопасности (2.15) имеет структуру формулы Марье [31].

Условия схода колесной пары с рельсов существенно зависят от высоты  $h$  приложения к колесной паре рамной силы. Это положение подтверждают полученные другим путем результаты работы [32]. Для иллюстрации рассмотрим влияние величины  $h$  на условие безопасности (2.15). Для этого в табл. 2.2 приведены значения коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  при разных значениях  $h$  ( $h=r, h=r/2, h=0$ ) для вагонов ( $r=0,475$  м,  $\beta=60^\circ$ ), электровозов ( $r=0,625$  м,  $\beta=70^\circ$ ) и тепловозов ( $r=0,525$  м,  $\beta=70^\circ$ ),  $\mu=0,25$ ,  $\ell=1,553$  м.

Из табл. 2.2 видно, что наименьшие значения коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  во всех случаях, а соответственно и наиболее неблагоприятное значение условие безопасности от схода имеют при  $h=0$ . Оказывается, что при этом значение коэффициента  $k_2$  соответствует его величине в формуле Марье при  $\mu=0,25$ , а значение коэффициента  $k_1$  соответствует его значению в формуле Надаля.

Таблица 2.2

**Значения коэффициентов в условии безопасности в зависимости от разной высоты приложения рамной силы**

№ п/п	$h$	вагон		электровоз		тепловоз	
		$k_1$	$k_2$	$k_1$	$k_2$	$k_1$	$k_2$
1	$h=r$	1,705	0,412	4,899	0,827	3,577	0,604
2	$h=0,5r$	1,288	0,311	2,274	0,384	2,094	0,354
3	$h=0$	1,03	0,250	1,481	0,250	1,481	0,250

Так, если обозначить этот коэффициент  $\lambda_n = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu tg\beta}$  [33], то,

например, для вагона при  $\beta = 60^\circ$ , а  $\mu = 0,25$  значение  $\lambda_n = 1,03$ . Зависимость условия безопасности от высоты точки приложения рамной силы связана с двойственным характером действия рамной силы в процессе скольжения гребня набегающего колеса относительно рельса. Для того чтобы это показать, воспользуемся известным приемом приведения произвольной плоской системы сил, приложенных к колесной паре, к системе сходящихся сил в схеме Надаля. При этом осуществляется параллельный перенос рамной силы на уровень точки контакта набегающего колеса с рельсом. Силы  $Y_p \frac{h}{\ell}$ , составляющие присоединенную пару, добавляются к активным силам, действующим на колесную пару. Таким образом, в точках контакта действуют приведенные силы:

– в точке А: по вертикали  $F_{1np} = F_1 + Y_p \frac{h}{\ell}$ ;

– по горизонтали  $Y_{np} = Y_p + \mu' \left( F_2 - Y_p \frac{h}{\ell} \right)$ ;

– в точке В: по вертикали  $F_{2np} = F_2 - Y_p \frac{h}{\ell}$ .

Сумма проекций указанных сил на направление скольжения имеет вид:

$$\begin{aligned} \sum \eta &= F_{1np} \sin \beta - Y_{np} \cos \beta = \\ &= F_1 \sin \beta + Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta - Y_p \cos \beta - \mu' \left( F_2 - Y_p \frac{h}{\ell} \right) \cos \beta \end{aligned} \quad (2.16)$$

В полученное выражение в число активных сил входит  $Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta$ , которая вызывает скольжение вниз, и  $(-Y_p \cos \beta)$ , которая способствует сходу колесной пары с рельсов. Характерным является значение  $h = \ell \operatorname{ctg} \beta$ . При этом  $Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta = Y_p \frac{\ell \operatorname{ctg} \beta}{\ell} \sin \beta = Y_p \cos \beta$  и момент силы  $Y_p$  как активной силы действия не производит.

При  $h > \ell \operatorname{ctg} \beta$  сумма  $Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta - Y_p \cos \beta > 0$ , то есть рамная сила вызывает скольжение гребня вниз, и при любом ее значении схода не произойдет.

Учет особенностей действия рамной силы в процессе схода показывает, что увеличение высоты  $h$  благоприятно с точки зрения безопасности от схода.

## 2.2. О критериях безопасности от схода колеса с рельсов

Проблема обеспечения устойчивости экипажей в рельсовой колее имеет многолетнюю историю. Еще в 1882 году инженер Поше вывел формулу, которая определяет соотношение между боковым давлением гребня колеса и нагрузкой его на рельс, при котором возможен сход колеса с рельса. Позже Марье [31] отметил, что эта формула в дальнейшем послужила толчком для построения теории схода колеса с рельсов.

Для оценки безопасности от схода с рельсов колес подвижного состава железных дорог путем всползания их на рельс широко

используется критерий, предложенный Надалем еще более ста лет тому назад [29]. Широкое распространение критерия Надаля обеспечивается удачной постановкой задачи и простотой полученных результатов.

Целью является сравнение критериев безопасности от схода колеса с рельсов, в которых используются либо приведенные к точке контакта колеса с рельсом вертикальные и горизонтальные поперечные силы, либо система сил, действующих со стороны рамы тележки на колесную пару, либо силы, действующие по направляющей движения колеса относительно головки рельса.

Методика связана с анализом выражений критериев безопасности от схода колеса с рельсов, в которых используются либо приведенные к точке контакта колеса с рельсом вертикальные и горизонтальные поперечные сил, либо система сил, действующих со стороны рамы тележки на колесную пару, либо силы, действующие по направляющей движения колеса относительно головки рельса.

В 1908 году, М. Надалем [29] был предложен способ определения соотношения действующих на колесо сил, при котором предотвращается его сход от взползания на рельс. Исходным положением колеса при этом считается такое, при котором его поверхность катания поднялась над головкой рельса, и колесо контактирует с рельсом только в точке, расположенной на образующей конической части гребня. Принято, что безопасность от схода будет обеспечена, если соотношение приложенных к колесу сил (приведенных к точке контакта) – горизонтальной поперечной и вертикальной (при действии предельной силы сухого трения) будет таково, что гребень относительно рельса будет скользить вниз (рис. 2.2).

Указанное выше условие приводит к хорошо известному неравенству [29], которое определяет область значений отношения горизонтальной поперечной силы к вертикальной, приведенных к точке контакта, при которых безопасность от всползания гребня на головку рельса обеспечена.

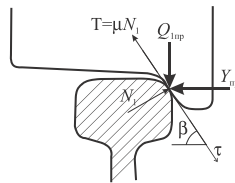


Рис. 2.2. Силы, действующие в точке контакта при скольжении гребня вниз относительно головки рельса

Указанное выше соотношение прошло испытание временем и в настоящее время используется для оценки безопасности движения подвижного состава как, например, в европейских нормах по безопасности движения UIC 518 [34].

В задаче Надаля условие безопасности выражено неравенством относительно сил, действующих по направлению оси, вдоль которой имеет место возможное скольжение. По одну сторону в неравенство входит сила, обеспечивающая скольжение гребня вниз, по другую – силы, препятствующие этому скольжению.

Представляет интерес сравнить данные, получаемые по условию безопасности с приведенными к точке контакта силами, с данными расчета, в который входят силы, действующие по направлению движения.



В задаче Надаля рассматривается отдельно взятое колесо и не принимается во внимание то обстоятельство, что в процессе схода колесная пара катится по рельсам, а не просто выдавливается из колеи. Предполагается, что все действующие на колесо силы проходят через одну точку, хотя в действительности это не так.

Учет силы взаимодействия второго (ненабегающего) колеса с рельсом приводит к модификации условий схода колеса с рельса, предложенной Марье [31], где автор дает необходимые условия во избежание схода колеса с рельса под влиянием поперечно-горизонтальной силы при небольшом и положительно угле набегания. Отмечается, что в случае положительного угла набегания необходимо ввести поправку, приняв в расчет коэффициент трения скольжения для ненабегающего колеса и рельса, которое способствует его подъему на рельс.

Однако формула Марье выведена без учета вращения колеса и трения реборды о головку рельса, а потому сила трения полностью использована на перемещение колеса по линии скольжения, как показано в работе Мищенко К. Н. «Современное состояние вопроса о всползании колеса на рельс».

В работе Галева А. У. «К вопросу теории схода колес с рельсов» автор исходит из того, что силы, действующие на колесную пару, приложены не в точках касания колес с рельсами, как считал Марье при выводе своей формулы, а на буртик шейки оси и к шейкам оси рассматриваемой колесной пары, то есть автор рекомендует пользоваться схемой, которая, по его мнению, учитывает действие всех сил и пар, влияющих на условие схода колес с рельсов (рис. 2.3).

А. У. Галеев показывает своей новой формулой, что «критическое», или «максимально допустимое» значение отношения

поперечной силы к вертикальной нагрузке, приходящейся на шейку оси колесной пары со стороны наползающего колеса, есть величина переменная, зависящая от отношения вертикальных нагрузок, приходящихся на шейки оси колесных пар.

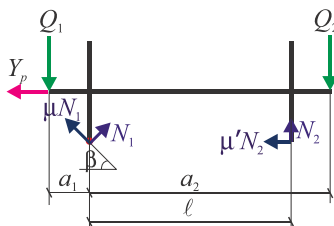


Рис. 2.3. Схема сил, приложенных к колесной паре  
(по работе Мищенко К. Н.)

В работах Бромберга Е. М. и Вериго М. Ф. схема сил (рис. 2.3) дополняется вертикальными силами инерции колесной пары, вызванными ее движением по неровностям пути или неровностям на самой колесной паре.

Однако расчеты и их результаты, приведенные в работе «О запасе устойчивости колеса против схода с рельса», показали, что значения коэффициента запаса устойчивости колеса от схода колеса с рельсов, рассчитанные с учетом и без учета сил инерции, отличаются на сотые доли. Поэтому его можно вычислять без учета сил инерции.

В работе [35] приводится уточненный критерий безопасности от схода колесной пары с рельсов, в котором учитываются угол наклона поверхности катания ненабегающего колеса и высота приложения рамной силы. Здесь при выборе расчетной схемы было введено уточнение, связанное с тем, что реакция ненабегающего колеса не вертикальна из-за уклона поверхности катания колеса (рис. 2.4). Условие безопасности по сползанию (скатыванию) гребня вниз по

головке рельса с введенным уточнением было записано в форме, близкой к форме Марье, в котором также учитывается высота приложения к колесной паре рамной силы.

На рис. 2.5-2.8 приведены графики зависимости условий безопасности от схода колеса с рельсов от изменения рамной силы для различных видов их записи.

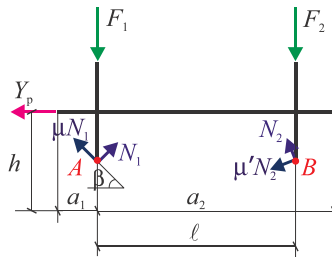


Рис. 2.4. Система сил, приложенных к колесной паре с учетом угла наклона ненабегающего колеса и высоты приложения рамной силы

На рис. 2.5 – условие безопасности, предложенное Надалем и Марье (см. схему на рис. 2.2). Здесь линия 1 соответствует значениям отношения приведенных к точке касания колеса с головкой рельса горизонтальной поперечной и вертикальной сил. Линии 2, 3, 4 соответствуют «максимально допустимым» значениям приложенных к колесной паре сил.

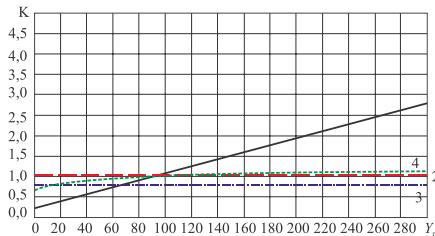


Рис. 2.5. Критерий безопасности от схода Надаля, Марье и как отношение скатывающей силы к силе, препятствующей сползанию

На рис. 2.6 представлено условие безопасности по схеме 2, приведенное в работе А. У. Галеева (линия 2) и в работе Бромберга Е. М. (линия 3). Линия 1 соответствует значениям отношения рамной силы к вертикальной, приложенной к шейке оси набегающего колеса.

На рис. 2.7 и 2.8 – условие безопасности по схеме на рис. 2.4, учитывающее уклон поверхности катания ненабегающего колеса и высоту приложения рамной силы.

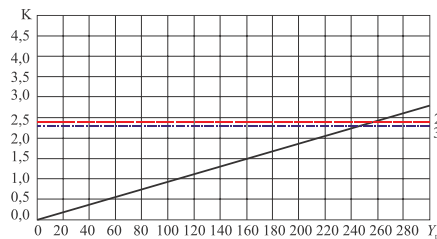


Рис. 2.6. Критерий безопасности от схода по работе А. У. Галеева и уточненный по работам Бромберга Е. М. и Вериги М. Ф.

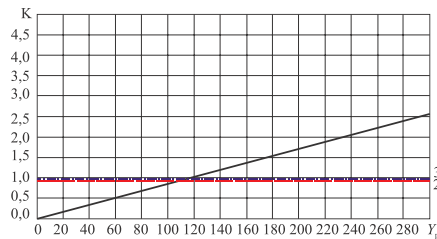


Рис. 2.7. Критерий безопасности от схода с учетом уклона поверхности катания ненабегающего колеса ( $h=0$ ) по работе [35]

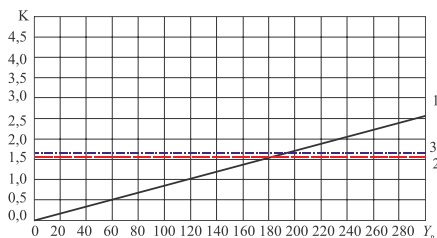


Рис. 2.8. Критерий безопасности от схода с учетом уклона поверхности катания ненабегающего колеса ( $h=r$ ) по работе [35]

Анализ полученных результатов показывает, что постановки задач разные: в задачах Надаля и Марье рассматриваются схема приложения вертикальных и поперечных горизонтальных сил, приведенных к точке контакта колеса и рельса, и ищется безопасное отношение приведенных сил. В уточненной задаче рассматривается отношение сил, действующих по направлению движения колеса относительно головки рельса. В остальных случаях колесная пара рассматривается как твердое тело с приложенными к ней силами и моментами, действующими на нее со стороны рамы тележки. Поэтому и результаты расчетов разные.

Условия схода колесной пары с рельсов существенно зависят от высоты приложения к колесной паре рамной силы. Это положение подтверждают полученные другим путем результаты работы [32]. А зависимость эта связана с двойственным характером действия рамной силы в процессе скольжения гребня набегающего колеса относительно рельса [35]. Таким образом, повышение высоты приложения рамной силы благоприятно с точки зрения безопасности от схода (см. рис. 2.7 и 2.8).

При выборе расчетной схемы было введено уточнение, связанное с тем, что реакция ненабегающего колеса не вертикальна из-за уклона поверхности катания колеса.

Проведена детализация условий безопасности от схода колеса с рельсов, в которых используются либо приведенные к точке контакта колеса с рельсом вертикальные и горизонтальные поперечные силы, либо система сил, действующих со стороны рамы тележки на колесную пару, либо силы, действующие по направлению движения колеса относительно головки рельса.

Таким образом, уточненный критерий безопасности от схода колеса с рельсов, в котором учитывается уклон поверхности катания к горизонтали ненабегающего колеса и высота приложения рамной силы, позволяет более точно оценить процесс взаимодействия колеса и рельса.

### 2.3. Графическое представление критерия Надаля

Как известно, критерий Надаля устанавливает соотношение между приложенными к колесу горизонтальной поперечной  $Y$  и вертикальной  $Q$  силами, при котором опирающееся в одной точке гребнем о головку рельса колесо будет скользить вниз, обеспечивая недопущение схода путем всползания колеса на рельс (рис. 2.9), то есть

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg}\beta} \quad (2.17)$$

или

$$\frac{Y}{Q} < \operatorname{tg}(\beta - \varphi) \quad (2.18)$$

где  $\beta$  – угол между образующей конической части гребня и горизонталью;  $\mu$  – коэффициент трения гребня о головку рельса;  $\varphi$  – угол трения ( $\text{tg}\varphi = \mu$ );  $F_{\text{тр}} = \mu N$  – сила трения;  $N$  – нормальная реакция.

Помимо аналитических выражений представляет интерес рассмотреть графические представления, связанные с упомянутым выше критерием [36]. Для этого рассмотрим прямоугольную систему координат, в которой соответственно по горизонтали и вертикали отложены силы  $Y$  и  $Q$ .

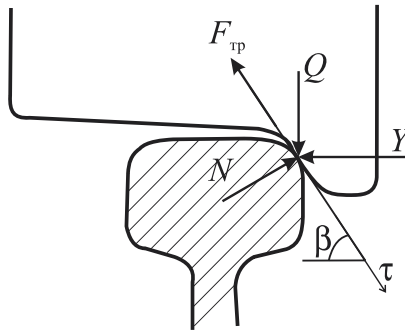


Рис. 2.9. Силы, действующие в точке контакта при скольжении гребня вниз относительно головки рельса

Предварительно рассмотрим состояние предельного равновесия системы сил перед скольжением колеса вниз. При этом сумма проекций на направление образующей конической части гребня  $Q \sin \beta - Y \cos \beta$  должна быть больше нуля и направлена вниз, а сила трения  $\mu(Q \cos \beta + Y \sin \beta)$  направлена вверх. При этом

$$Q \sin \beta - Y \cos \beta = \mu(Q \cos \beta + Y \sin \beta). \quad (2.19)$$

Из (2.19) следует соотношение

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{равн.}} = \text{tg}(\beta - \varphi) \quad (2.20)$$

Если из начала координат провести линию  $OA$  под углом  $(\beta - \varphi)$  к вертикальной оси (рис. 2.10), то все принадлежащие ей точки будут удовлетворять условию (2.19)

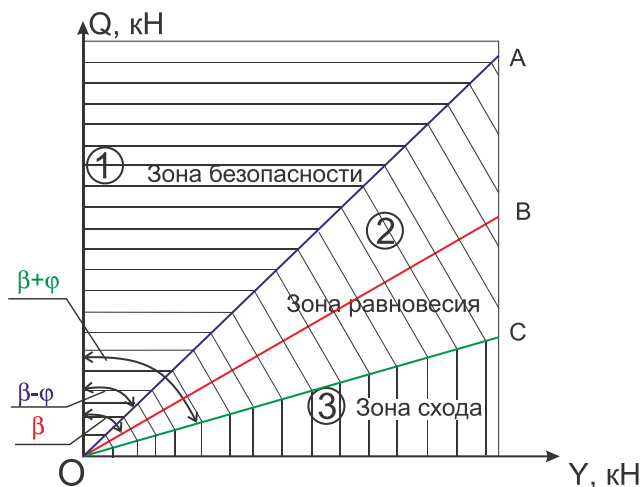


Рис. 2.10. Зоны безопасности от схода, застоя и схода колеса с рельса в плоскости  $YOQ$

Любое сколь угодно малое уменьшение величины  $Y/Q$  по сравнению с  $\text{tg}(\beta - \varphi)$  (тогда  $Y/Q < \text{tg}(\beta - \varphi)$ ) вызывает срыв трения и скольжение гребня вниз. То есть точки, расположенные слева от линии  $OA$ , будут соответствовать неравенствам (2.16) и (2.17) и представлять зону безопасности от схода по Надалю.



Если отложить от вертикальной оси по часовой стрелке угол  $(\beta + \varphi)$  и провести линию  $OC$ , то она будет геометрическим местом точек, для которых отношение  $Y/Q$  соответствует второму состоянию предельного равновесия перед движением колеса вверх относительно головки рельса (сумма проекций активных сил направлена вверх, а сила трения направлена вниз)

$$\frac{Y}{Q} = \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \quad (2.21)$$

При любом сколь угодно малом превышении значения  $Y/Q$  над указанным в (2.21) произойдет срыв трения, и начнется скольжение вверх, то есть процесс схода. Поэтому все точки справа от линии  $OC$  будут соответствовать зоне схода колеса с рельса.

Точки, расположенные между линиями  $OA$  и  $OC$ , соответствуют зоне застоя [37]. В этой зоне сумма проекций действующих на колесо активных сил на образующую поверхности гребня меньше максимальной величины соответствующей силы трения, и колесо находится в равновесии. Ширина зоны застоя, естественно, зависит от величины коэффициента трения  $\mu$ , а при отсутствии трения ( $\mu = 0$ ) превращается в линию  $OB$ . При этом зона схода непосредственно примыкает к зоне безопасности.

В этом смысле указанная область застоя аналогична плоскому сечению конуса трения с осью, составляющей угол  $\beta$  с осью  $OQ$ .

Подход, предложенный Надалем, достаточно широко используется для оценки безопасности от схода подвижного состава железных дорог. Так, в европейских нормах [34] в качестве

допустимой величины с точки зрения схода колеса с рельса используется соотношение

$$\frac{Y}{Q} = 0,8 \quad (2.22)$$

Если на диаграмме (рис. 2.11) отложить от оси  $OQ$  угол  $\varphi_1 = \arctg 0,8 \cong 39^\circ$ , то между этой прямой и вертикалью получим область допускаемых значений  $Y/Q$  по этому критерию.

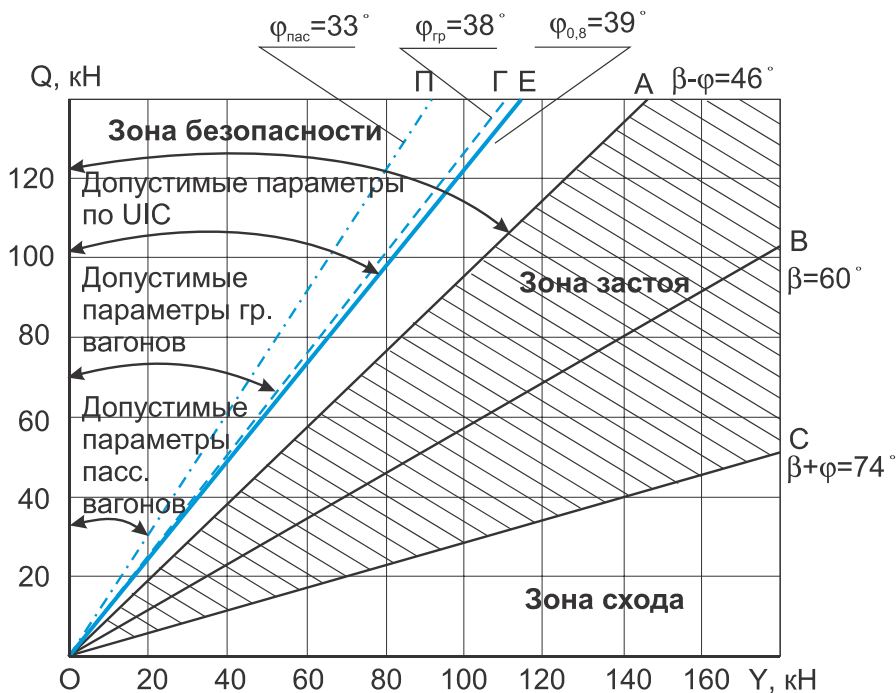


Рис. 2.11. Допускаемые значения горизонтальной поперечной  $Y$  и вертикальной  $Q$  сил, действующих в точке контакта, с точки зрения допускаемых величин коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов

Предпосылки постановки задачи Надаля используются также и в Нормках расчета и проектирования вагонов [38]. Для оценки степени безопасности колес вагонов от схода вводится  $K_{yc}$  коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельсов

$$K_{yc} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{равн.}}}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{расч.}}}, \quad (2.23)$$

где  $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{равн.}} = \text{tg}(\beta - \varphi)$  относится к состоянию предельного равновесия перед скольжением гребня колеса вниз по головке рельса;  $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{расч.}}$  – отношение горизонтальной силы к вертикальной в точке контакта, причем эти силы определяются как суммы приведенных к точке контакта сил, приложенных к колесной паре, вертикальных динамических сил, действующих на шейки колесной пары (статических сил и динамических добавок) и веса колесной пары, и горизонтальных – рамной силы и силы трения в точке опирания на рельс ненабегавшего колеса. Исходя из допускаемой величины  $[K_{yc}]$  можно из (2.23) найти допускаемое отношение  $[Y/Q]$

$$\left[\frac{Y}{Q}\right] = \frac{\text{tg}(\beta - \varphi)}{[K_{yc}]}. \quad (2.24)$$

Используя то, что в [38] для грузовых вагонов  $[K_{yc}] = 1,3$ , а для пассажирских  $[K_{yc}] = 1,6$  и то, что для вагонов  $\beta = 60^\circ$ , а обычно

принимают  $\mu = 0,25$ , откуда  $\varphi = \arctg 0,25 \cong 14^\circ$ , а  $\operatorname{tg}(\beta - \varphi) = 1,03$  можно найти

$$\left[ \frac{Y}{Q} \right]_{\text{гр.}} = \frac{1,03}{1,3} = 0,79$$

$$\left[ \frac{Y}{Q} \right]_{\text{пасс.}} = \frac{1,03}{1,6} = 0,64$$

При этом если  $\operatorname{tg}\varphi_{\text{гр.}} = 0,79$  и  $\operatorname{tg}\varphi_{\text{пасс.}} = 0,64$ , то  $\varphi_{\text{гр.}} \cong 38^\circ$  и  $\varphi_{\text{пасс.}} \cong 33^\circ$ . Тогда, если провести из начала координат лучи под углами  $\varphi_{\text{гр.}}$  и  $\varphi_{\text{пасс.}}$  к вертикали, то области допускаемых отношений  $Y/Q$  (включая границы) для грузовых и пассажирских вагонов можно получить между вертикальной осью и соответствующими лучами.

На рис. 2.5 для грузовых и пассажирских вагонов приведены расположенные между соответствующими лучами зоны безопасности  $OQ - OA$ , зона застоя  $OA - OC$ , зона схода  $OC - OY$ , а также области допускаемых значений параметров: для европейских норм –  $OQ - OE$ ; для грузовых вагонов по нормам [38] –  $OQ - OG$ , для пассажирских вагонов –  $OQ - OP$ .

Сравнение полученных областей показывает, что они достаточно близки для европейских норм и норм СНГ. При этом для европейских норм область допустимых значений  $Y/Q$  несколько шире, чем для норм СНГ.

Таким образом, из рис. 2.4 и 2.5 видно, что зона безопасности отделена от зоны схода зоной застоя (равновесия). Авторы статьи [33]

вполне справедливо отмечают, что нельзя утверждать, что когда будет нарушено условие Надаля  $\frac{Y}{Q} < \operatorname{tg}(\beta - \varphi)$ , то сразу начнется процесс всползания гребня колеса вверх по рельсу.

Связано это с тем, что в этом случае сумма проекций активных сил на образующую окажется меньше наибольшей величины силы трения, и система окажется в положении равновесия или в зоне застоя, как это видно из рис. 2.10 и 2.11.

Видимо, этим и объясняется упомянутое в работе [33] со ссылкой на источники [39, 40] отмеченное в некоторых опытах отсутствие схода с рельсов при невыполнении критерия Надаля.

#### **2.4. Показатели устойчивости колеса против схода с рельсов**

Динамические качества рельсовых экипажей часто связывают с запасом устойчивости от схода колеса с рельсов. Во избежании сходов с рельсов подвижного состава железных дорог и обеспечения соответствующего запаса устойчивости устанавливаются границы, выраженные при помощи определенных показателей.

Для оценки безопасности от схода с рельсов колес подвижного состава железных дорог путем всползания их на рельс широко используется критерий, предложенный Надалем [29]. Широкое распространение критерия Надаля обеспечивается удачной постановкой задачи и простотой полученных результатов.

Формула Надаля характеризует соотношение боковой к вертикальной силе в состоянии предельного равновесия. При этом надежность состояния скольжения определяется отношением

вертикальной силы, которая стремится опустить колесо, к горизонтальной поперечной, которая препятствует этому (или стремится вызвать сход).

Однако интенсивность скольжения колеса вниз, прежде всего, зависит от соотношения сил, которые действуют по направлению скольжения, то есть по направлению касательной или просто вдоль по направляющей конической части профиля (рис. 2.12). В этом случае немаловажную роль играют, среди других факторов, угол наклона гребня набегающего колеса и коэффициент трения. Рассмотрим влияние этих параметров на значение отношения горизонтальной поперечной к вертикальной силе и на отношение сил, действующих по направлению скольжения колеса по головке рельса, от указанных величин.



Рис. 2.12. Схема сил: а) по Надалю; б) возвращающих колесо вниз и препятствующих скольжению колеса вниз

Как было уже отмечено, более ста лет тому назад, в 1908 году, М. Надалем [29] был предложен способ определения соотношения действующих на колесо сил, при котором предотвращается его сход от взползания на рельс. При этом исходным положением колеса считается такое, при котором его поверхность катания поднялась над

головкой рельса, и колесо контактирует с рельсом только в точке, расположенной на образующей конической части гребня.

Принято, что безопасность от схода будет обеспечена, если соотношение приложенных к колесу сил (приведенных к точке контакта) – горизонтальной поперечной и вертикальной (при действии предельной силы сухого трения) будет таково, что гребень относительно рельса будет скользить вниз [37].

В качестве объектов исследования взяты грузовой вагон, по своим параметрам соответствующий типовому, на тележках модели 18-100 и грузопассажирский электровоз типа ДС3.

Для того чтобы установить влияние угла наклона гребня набегающего колеса и коэффициента трения на указанные отношения сил, были выполнены расчеты при трех значениях угла наклона гребня набегающего колеса ( $60^\circ$ ,  $70^\circ$  и  $80^\circ$ ) и при трех значениях коэффициента трения (от 0,1 до 0,3 с шагом 0,05).

Результаты расчета представлены на рис. 2.13-2.16. На всех рисунках сплошная линия соответствует данным расчета, где определялось отношение горизонтальной поперечной силы к вертикальной, приложенных в точке контакта колеса с рельсом. Пунктирная линия соответствует данным, полученным по уточненной в работе [41] формуле, где использовалось отношение скатывающей силы к силе, препятствующей опусканию колеса относительно головки рельса.

На рис. 2.13 и 2.15 линии 1-5 соответствуют различным значениям коэффициента трения: от 0,1 до 0,3 с шагом 0,05 при условии, что использовалось отношение действующих на колесо горизонтальной поперечной силы к вертикальной в точке его контакта с рельсом. Линии 6-10 соответствуют аналогичным значениям

коэффициента трения, но для отношения сил, действующих по направлению скольжения.

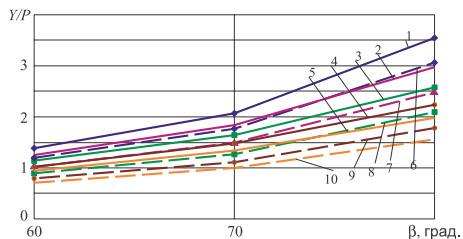


Рис. 2.13. Зависимость отношения сил, приложенных в точке контакта колеса с рельсом, от угла наклона гребня набегающего колеса (грузовой вагона)

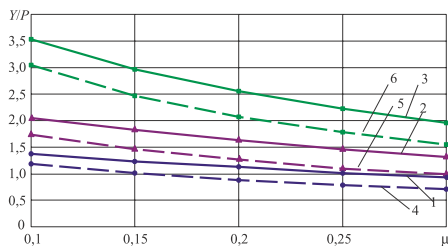


Рис. 2.14. Зависимость отношения сил, приложенных в точке контакта колеса с рельсом, от коэффициента трения (грузовой вагона): для линии 1, 4 –  $\beta=60^\circ$ , для линии 2, 5 –  $\beta=70^\circ$ , для линии 3, 6 –  $\beta=80^\circ$

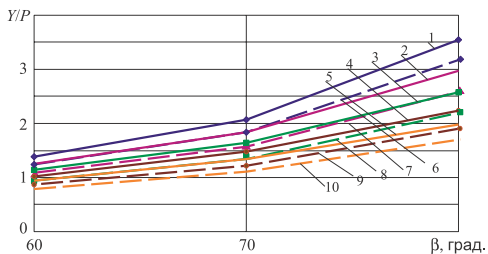


Рис. 2.15. Зависимость отношения сил, приложенных в точке контакта колеса с рельсом, от угла наклона гребня колеса (электровоз)



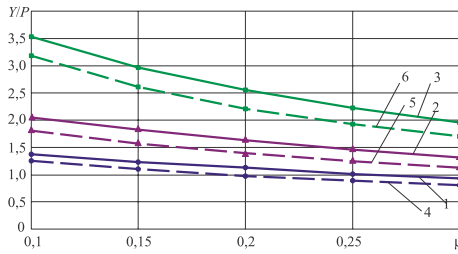


Рис. 2.16. Зависимость отношения сил, приложенных в точке контакта колеса с рельсом, от коэффициента трения (электровоз): для линии 1, 4 –  $\beta=60^\circ$ , для линии 2, 5 –  $\beta=70^\circ$ , для линии 3, 6 –  $\beta=80^\circ$

На рис. 2.14 и 2.16 линии 1-3 соответствуют разным значениям угла наклона гребня колеса ( $60^\circ$ ,  $70^\circ$  и  $80^\circ$ ) при определении отношения горизонтальной поперечной силы к вертикальной, а линии 4-6 – аналогичные расчеты в случае отношения сил, действующих по направляющей скольжения колеса по головке рельса.

Согласно работам [42-44], на основе результатов испытаний объединение Японских государственных железных дорог приняло в качестве критического значения отношения боковой силы к вертикальной значение, равное 0,8, при длительности импульса боковой силы, равной 50 мс и более, а в работе [45] предлагается критическое значение, равное 1, при угле наклона гребня колеса  $65^\circ$  и длительности импульса боковой силы более 50 мс.

Результаты проведенных расчетов показывают, что во всех вариантах расчетов уточненная формула, в которой используются силы, действующие по направлению скольжения колеса относительно рельса, дает более жесткие требования по безопасности от схода колеса с рельсов. При этом различие составляет от 10 до 25 %.

При выборе расчетной схемы было введено уточнение, связанное с тем, что в качестве оценки безопасности от схода колеса с рельсом рассматривались силы, действующие по направлению скольжения колеса относительно головки рельса.

Формула, в которой для оценки интенсивности скольжения гребня колеса по головке рельса используется отношение сил, действующих по направлению скольжения, является более точной для оценки безопасности движения от схода колеса с рельсов, чем формула, где используются отношения горизонтальной поперечной и вертикальной сил.

## **2.5. Особенности постановки задачи об оценке степени безопасности колесных пар от схода с рельсов**

Задача обеспечения безопасности движения подвижного состава от схода колесных пар с рельсов всегда привлекала внимание инженеров и исследователей. В работе [29] М. Надалем был предложен способ определения соотношения действующих на колесо сил, при котором предотвращается его сход от всползания на рельс. Как известно, исходным положением колеса при этом считается такое, при котором его поверхность катания поднялась над головкой рельса, и колесо контактирует с рельсом только в точке, расположенной на образующей конической части гребня.

Принято, что безопасность от схода будет обеспечена, если соотношение приложенных к колесу сил – горизонтальной поперечной  $Y$  и вертикальной  $Q$  (при действии предельной силы сухого трения  $T=\mu N$ ) будет таково, что гребень относительно рельса будет скользить вниз (рис. 2.3). Здесь  $\mu$  – коэффициент трения,

$N = Q \cos \varphi + Y \sin \varphi$  – нормальная реакция рельса в точке контакта,  
 $\varphi$  – угол наклона образующей гребня к горизонтали.

Указанное выше условие приводит к неравенствам:

$$Q \sin \varphi > Y \cos \varphi + \mu (Q \cos \varphi + Y \sin \varphi) \quad (2.25)$$

или

$$q_{\tau} = Q \sin \varphi - Y \cos \varphi > \mu (Q \cos \varphi + Y \sin \varphi). \quad (2.26)$$

Из (2.25) или (2.26) следует, что

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \varphi - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \varphi}. \quad (2.27)$$

Неравенство (2.27) определяет область значений отношения  $Y/Q$ , при которых безопасность от всползания гребня на головку рельса обеспечена.

Представляет интерес рассмотреть состояние системы «колесо – рельс» при предпосылках данной задачи, когда отношение  $Y/Q$  принимает значение, выходящее за пределы зоны безопасности.

Переход от неравенства (2.25) к равенству (2.26)

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\operatorname{tg} \varphi - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \varphi} = \lambda_1 \quad (2.28)$$

соответствует, с точки зрения трения скольжения, состоянию предельного равновесия системы. Любое уменьшение отношения сил  $Y/Q$ , при котором либо увеличивается  $Q$ , либо уменьшается  $Y$ , приводит к тому, что  $q_{\tau}$  оказывается больше силы трения, и происходит процесс скольжения гребня вниз в зоне безопасности. С другой стороны, при увеличении отношения  $Y/Q$  величина  $q_{\tau}$

оказывается меньше максимальной силы трения  $q_\tau < T_{\max}$ , и система находится в состоянии равновесия, то есть имеет место явление застоя.

Этим, видимо, и объясняется то несоответствие теории и эксперимента, когда критерий Надаля не выполняется, а сход не происходит, как об этом упоминается в работах [33, 46].

Застой имеет место, пока величина  $q_\tau$ , уменьшаясь и изменяя знак, не достигнет максимальной величины силы трения, что соответствует второму положению предельного равновесия, при котором

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\operatorname{tg}\varphi + \mu}{1 - \mu \operatorname{tg}\varphi} = \lambda_2. \quad (2.29)$$

При дальнейшем увеличении (по абсолютной величине) отношения сил  $Y/Q$  имеет место зона схода, при которой гребень скользит вверх относительно рельса.

И условия безопасности, и условия схода колеса с рельсов требуют специального рассмотрения. Однако может представить интерес и их совместное рассмотрение как единого процесса взаимодействия колеса и рельса в зависимости от значения отношения сил  $Y/Q$ . Можно отметить такие состояния системы «колесо – рельс»:

1) при  $\frac{Y}{Q} < \lambda_1$  – зона безопасности от схода;

2) при  $\frac{Y}{Q} = \lambda_1$  – первое состояние предельного равновесия – на

границе с зоной безопасности;

3) при  $\lambda_1 < \frac{Y}{Q} < \lambda_2$  – зона равновесия (зона застоя);

4) при  $\frac{Y}{Q} = \lambda_2$  – второе состояние предельного равновесия – на

границе с зоной схода;

5) при  $\frac{Y}{Q} > \lambda_2$  – зона опасности схода.

Для иллюстрации изложенного рассмотрим пример. Пусть  $Q = \text{const} = 20$  кН, а сила  $Y$  изменяется от нуля до 100 кН, угол наклона образующей гребня к горизонту  $\varphi = 60^\circ$ , а коэффициент трения  $\mu = 0,25$ . Тогда

$$\lambda_1 = \frac{\text{tg}\varphi - \mu}{1 + \mu \text{tg}\varphi} = \frac{1,73 - 0,25}{1 + 0,25 \cdot 1,73} = 1,03, \quad (2.30)$$

$$\lambda_2 = \frac{\text{tg}\varphi + \mu}{1 - \mu \text{tg}\varphi} = \frac{1,73 + 0,25}{1 - 0,25 \cdot 1,73} = 3,5. \quad (2.31)$$

Из соотношений  $\lambda_1 = \frac{Y_I}{Q_I}$  и  $\lambda_2 = \frac{Y_{II}}{Q_{II}}$  найдем граничные значения

силы  $Y$ , то есть:

$$Y_I = 20 \times 1,03 = 20,6 \text{ кН}; \quad Y_{II} = 20 \times 3,5 = 70 \text{ кН}.$$

Итак, в данном случае зона безопасности от схода соответствует значениям  $Y < 20,6$  кН, зона равновесия при  $20,6 < Y < 70$  кН, зона опасности схода – при  $Y > 70$  кН. На рис. 2.6 приведены графики изменения  $q_\tau = Q \sin \varphi - Y \cos \varphi$  суммы проекций сил  $Q$  и  $Y$  на образующую гребня (см. рис. 2.17) (линия 1) и предельных значений сил трения  $T = \mu N$  (линия 2, которая соответствует обратным значениям силы).

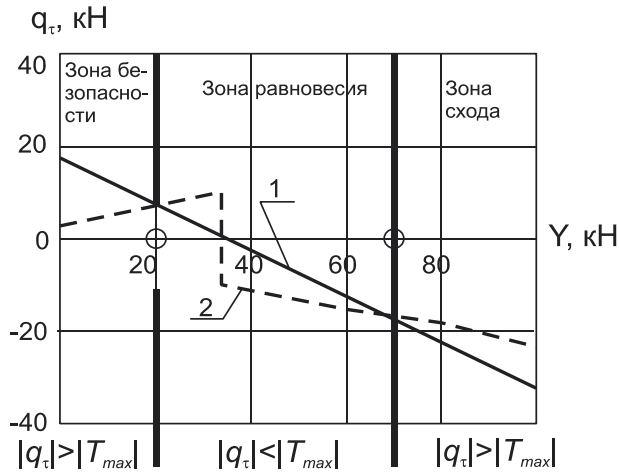


Рис. 2.17. График изменения суммы проекций вертикальной и горизонтальной сил на образующую гребня

В этих зонах безопасности и опасности схода величины действующей силы  $q_{\tau}$  больше по абсолютной величине предельного значения силы трения и имеет место скольжение. В зоне равновесия предельное значение силы трения больше действующей силы  $q_{\tau}$ , поэтому реализуется ее значение.

При одновременном рассмотрении и зон безопасности, и зон опасности схода более наглядно видна двоякая роль трения. В зоне безопасности сила трения препятствует скольжению гребня вниз и играет негативную роль. Поэтому уменьшение коэффициента трения в этом режиме полезно. В режиме опасности схода трение препятствует взползанию гребня колеса на рельс, поэтому играет положительную роль. Уменьшение коэффициента трения при этом вредно.

Так, например, при коэффициенте трения  $\mu=0,15$  значения коэффициентов  $\lambda$  соответственно равны  $\lambda_1=1,25$  и  $\lambda_2=2,5$ . В рассмотренном примере при  $Q=20 \text{ кН}$  значения силы  $Y$  соответственно при первом и втором состояниях предельного равновесия равны  $Y_{PI} = Q \cdot \lambda_1 = 25 \text{ кН}$ ,  $Y_{PII} = Q \cdot \lambda_2 = 20 \cdot 2,5 = 50 \text{ кН}$ . При этом расширяются и зона безопасности от схода, и зона опасности схода, а соответственно зона равновесия сужается. Очевидно, что при отсутствии трения зона равновесия (застоя) исчезает.

Для оценки степени безопасности колесных пар против схода с рельсов используется коэффициент запаса устойчивости колеса против схода с рельсов. Применяемое выражение этого коэффициента в основном опирается на постановку и решение соответствующей задачи, рассмотренной Надалем.

Коэффициент  $K_y$  запаса устойчивости против схода колеса с рельсов в вагонных нормах [38] определяется по формуле:

$$K_y = \frac{\text{tg}\varphi - \mu}{1 + \mu \text{tg}\varphi} \cdot \frac{Q}{Y} = \lambda_1 \frac{Q}{Y} \quad (2.32)$$

Коэффициент  $K_y$  характеризует степень надежности или интенсивность скольжения вниз гребня поднявшегося колеса по головке рельса.

Коэффициент  $\lambda_1$  в формуле Надаля характеризует соотношение боковой и вертикальной сил при равновесии. Надежность состояния скольжения в формуле (2.32) определяется отношением вертикальной силы  $Q$ , которая стремится опустить колесо, к горизонтальной  $Y$ , которая препятствует этому (или стремится вызвать сход).

Однако интенсивность скольжения колеса вниз, прежде всего, зависит от соотношения сил, которые действуют по направлению скольжения, то есть по направлению касательной или просто вдоль по направляющей конической части профиля. Возвращает колеса сила

$$S_g = Q \sin \varphi, \quad (2.33)$$

препятствует опусканию колеса – сумма сил

$$S_{np} = Y \cos \varphi + \mu (Y \sin \varphi + Q \cos \varphi). \quad (2.34)$$

По аналогии с предыдущим в качестве оценки интенсивности скольжения или безопасности от схода  $K'_y$ , естественно взять отношение указанных сил (2.33), (2.34), то есть

$$K'_y = \frac{S_g}{S_{np}} = \frac{Q \sin \varphi}{Y \cos \varphi + Y \mu \sin \varphi + Q \mu \cos \varphi}. \quad (2.35)$$

Разделив на  $\cos \varphi$  и числитель, и знаменатель и вынеся из знаменателя  $Y$ , получим

$$K'_y = \frac{Q}{Y} \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi}{1 + \mu \operatorname{tg} \varphi + \frac{Q}{Y} \cdot \mu}. \quad (2.36)$$

Рассмотрим значения  $K'_y$  при разных значениях отношения  $Q$  и  $Y$  (табл. 2.3). Данные табл. 2.3 показывают, что результаты оценки условий интенсивности скольжения по величине отношения  $\frac{Q}{Y}$  вертикальной и горизонтальной поперечной сил в точке контакта колеса и рельса отличается от данных, в которых учитываются силы, действующие в направлении скольжения. Формула (2.36) является более точной для оценки безопасности движения от схода колеса с рельсов, чем формула (2.32).



Таблица 2.3

Зависимость значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов от отношения вертикальной силы к горизонтальной

$Q/Y$	$K'_y$	$K_y$	%
1	1,03	1,03	0
2	1,8	2,06	13
3	2,38	3,09	23

Таким образом, совместное рассмотрение процессов в зоне безопасности от схода колеса с рельсов равновесия, застоя и опасности схода позволяет получить более общее представление о взаимодействии колеса и рельса в процессе схода и роли трения при этом, а оценку интенсивности скольжения гребня колеса вниз по рельсу целесообразно производить по отношению скатывающей и удерживающей сил, действующих по линии (направлению) скольжения, а не по отношению вертикальной и горизонтальной сил, действующих на колесо.

## Глава 3

### Совершенствование конструкции механической части тягового подвижного состава

#### 3.1. Тенденции развития конструкций тележек рельсового транспорта

Безопасность движения, в том числе и от схода колеса с рельсов, в значительной степени зависит от технического состояния рельсовых экипажей [47]. Поэтому при обновлении парка вагонов и локомотивов необходимо пристальное внимание уделять вопросу динамических показателей единиц подвижного состава.

На протяжении десятилетий одной из ведущих в разработке новых конструкций механической части локомотивов и моторвагонного подвижного состава является Швейцарская фирма Swiss Locomotive & Machine Works (SLM) [48]. В последние годы фирма уделяет основное внимание созданию тележек с радиальной установкой колесных пар в кривых, которые дают возможность движения со скоростью до 200 км/ч по сложным в плане линиям. Такие тележки нашли применение на серийных локомотивах семейства Lok2000 в ряде стран Западной Европы (электровозы: серии 460 Федеральных железных дорог Швейцарии; серии 465 региональной железной дороги BLS, Швейцария; Sr2 железных дорог Финляндии; EL18 железных дорог Нидерландов и т. д.).

Общий принцип в конструкции тележек разработки SLM – пассивное самоориентирование осей колесных пар по радиусу кривой в плане пути. При этом используется тот факт, что поверхности катания колес имеют псевдоконический профиль и незначительного

поперечного смещения колесной пары достаточно, чтобы наружное колесо в кривой установилось на больший диаметр качения, а внутренний – на меньший. За счет этой разницы диаметров колесная пара автоматически ориентируется по радиусу. Обе колесные пары тележки соединены механизмом связи, обеспечивающим поворот осей в горизонтальной плоскости в противоположных направлениях и облегчающим радиальную установку колесных пар.

Первым в мире локомотивом, оснащенным тележками с радиальной установкой колесных пар в кривых, был электровоз Re 4/4 для региональной железной дороги Бодензе – Тогенбург [48], где много кривых малого радиуса.

В обычных условиях пассивного ориентирования осей по радиусу достаточно, но в особых случаях применяют активное ориентирование с помощью пневматического привода. Система активного ориентирования действует независимо от того, в каком режиме находится локомотив или моторный вагон (тяги, торможения или выбега).

В середине 80-х годов на бывших Национальных железных дорогах Японии проводили сравнительные ходовые испытания устройств, обеспечивающих самопроизвольную, полупринудительную и принудительную установку колесных пар [49]. В результате испытаний было установлено, что эффективны только два способа снижения поперечных сил во взаимодействии колес и рельсов при движении поезда с высокой скоростью в кривой малого радиуса: применение в тележке системы угловых связей и принудительная установка обеих колесных пар с помощью гидравлического привода. Система самопроизвольной установки оказалась менее эффективной. Для практического применения была принята система

принудительного направления с направляющими тягами, действующая в зависимости от угла поворота тележки. При этом важно было выбрать оптимальное соотношение между длиной плеч рычага. С учетом величины поперечных сил, выявленной в ходе испытаний, его приняли на 35% большим, чем считающееся идеальным соотношением между колесной базой тележки и расстоянием между центрами тележек.

Вообще говоря, радиальная установка колесных пар может быть реализована при помощи устройств, не связанных с кузовом, и при помощи устройств, связанных с кузовом (принудительная, под действием центробежной силы). Радиально могут устанавливаться также и группы колесных пар.

К конструкции с радиальной установкой колесных пар при помощи устройств, не связанных с кузовом, относится предложенная в ФРГ двухосная моторная тележка для рельсового подвижного состава с диагональными тягами, связывающими соответствующие буксы (патент ФРГ № 3132153, 1983 г.).

В ФРГ предложена тележка (заявка ФРГ № 3042594-А1, 1982 г.), приспособленная для вписывания в кривые без применения диагональных тяг, благодаря чему её средняя часть свободна от деталей устройства радиальной установки колесных пар. Буксы каждой стороны тележки соединены между собой посредством внешнего и внутреннего угловых рычагов и тяги (рис. 3.1). Рычаги закреплены средней частью на кронштейнах рамы. Один конец каждого рычага связан с буксой, другой – с тягой. Элементы кинематической схемы и, в особенности, угол установки рычагов по отношению к продольной оси пути выбраны так, что обеспечивается взаимосвязанная подвижность колесных пар – поворот в положение,

близкое к радиальному, и смещение вдоль оси колесной пары. При входе в кривую происходит поворот передней колесной пары и вместе с ней задней. Оказывается, что данная кинематическая связь снижает колебания виляния: стабилизируется их частота, уменьшаются амплитуды.

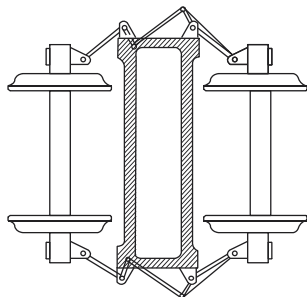


Рис. 3.1. Заявка ФРГ 3042594А1

Схема гидравлического устройства, предложенная в ФРГ (заявка ФРГ № 3331559, 1985 г.), которая обеспечивает связанный поворот колесных пар в кривых и отличается простотой и компактностью, приведена на рис. 3.2.

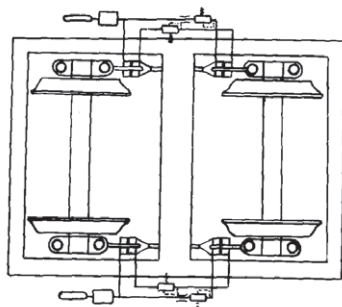


Рис. 3.2. Заявка ФРГ 3331559

Буксы, на которые через рессоры типа *Flexi coil* опирается рама тележки, шарнирно связываются с последней в продольном направлении при помощи гидроцилиндров. Поршень каждого из гидроцилиндров разделяет его объём на две камеры. Камера каждой пары цилиндров, находящихся с одной стороны тележки, соединяются между собой трубопроводами: камера со стороны буксы одного цилиндра с камерой со стороны поперечной балки другого. В результате перемещение поршня в одном из цилиндров, вызванное поворотом передней по ходу колесной пары при вписывании в кривую, приведет к такому перемещению поршня во втором гидроцилиндре, при котором задняя по ходу колесная пара будет поворачиваться в сторону, противоположную повороту передней колесной пары. В результате колесные пары при прохождении кривых занимают положение, близкое к радиальному. С целью демпфирования колебаний виляния колесных пар в трубопроводы включены дроссели.

В другом конструктивном варианте предлагаемого устройства, принципиально не отличающемся от описанного, дополнительно используется синхронизатор, обеспечивающий силовую связь обеих пар гидроцилиндров между собой и одновременность воздействия регулировочных усилий на все буксы.

Аналогичное исполнение имеет устройство управления для колесных пар рельсовых транспортных средств, предложенное во Франции (заявка Франции 2551412, 1985 г.).

Гидравлическая связь букс реализуется также в конструкциях тележек (заявка ФРГ № 3123858, 1981 г.; патент США № 4440094, 1984 г.).

Тележка локомотива с поворачивающимися колесами с целью их ориентировки при прохождении кривых участков пути разработана в ФРГ (заявка ФРГ № 3427723, 1986 г.). Ось колесной пары имеет фиксированное положение, не допускающее ни вращения, ни ее поворот в горизонтальной плоскости, и воспринимает массу кузова локомотива через упругие элементы рессорного подвешивания. Поворачиваются только колеса. Оба колеса каждой оси связаны поперечной тягой, обеспечивающей параллельность колес. На ось напрессовываются цапфы (рис. 3.3), относительно которых осуществляется поворот колес. Ось поворота располагается вертикально и проходит через точку контакта колеса с рельсом. Каждое колесо закрепляется относительно цапфы с помощью поворотной втулки. Тяговый привод фиксируется на оси с помощью полого вала и подшипников.

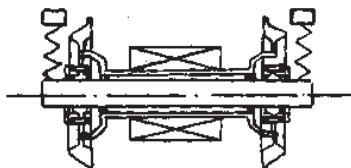


Рис. 3.3. Заявка ФРГ 3427723

Преимуществами предлагаемой конструкции поворачивающихся колес является снижение износа гребней и рельсов, шума при прохождении кривых, повышение комфортных показателей, исключение необходимости уширения рельсовой колеи в кривых, сокращение массы за счет облегчения условий работы.

В Швейцарии предложено устройство для изменения положения колесных пар в кривых участках пути, облегчающее вписывание и

снижающее силы взаимодействия колес с рельсами (патент Швейцарии № 630305, 1982 г.). Основу конструкции составляет пара взаимодействующих между собой элементов – буксовой направляющей и корпуса буксы. Для управления продольными перемещениям корпусов букс предназначены две рычажные передачи, имеющие одинаковое исполнение и установленные с каждой стороны тележки. Каждая рычажная передача (рис. 3.4) состоит из вертикально расположенного рычага, верхним концом прикрепленного к кузову, шарнирно связанного через прямоугольные тяги с корпусами букс. Вертикальный рычаг осью связан с рамой тележки. Перемещение рычага, вызванное соответствующим поворотом тележки относительно кузова, обуславливает взаимные перемещения букс, связанных данной шарнирно-рычажной системой, в направлении либо одна к другой (с внутренней стороны кривой), либо одна от другой (с внешней стороны кривой).

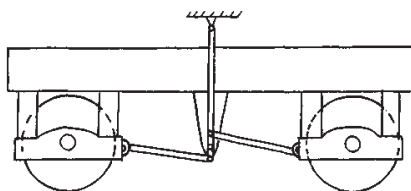


Рис. 3.4. Патент Швейцарии 630305

Тележка для железнодорожного состава, предложенная в Японии (заявка Японии № 57-7756, 1982 г.), содержит рычажную передачу с обратным рычагом, соединяющую буксы колесных пар одной стороны тележки, а также скобы, прикрепленные к буксам одной колесной пары и к кузову. В кривых колесные пары тележки



стремятся занять радиальное положение, вследствие сближения букс с одной стороны тележки и удаления с другой.

В Японии предложено устройство для поворота колес (заявка Японии № 5701468, 1982 г.), которое одновременно передаёт продольные силы (рис. 3.5). Так, связанные с буксой, прикрепленные к ней на равном уровне, благодаря чему при повороте вертикального рычага букса поворачивается и перемещается вдоль тележки. Нижний конец вертикального рычага присоединен к кронштейну кузова. Подобное же устройство расположено на другой стороне тележки. При прохождении кривой тележка поворачивается вокруг шкворня и шарнирно-рычажное устройство перемещает буксы, сдвигая их со стороны центра кривой и раздвигая с противоположной стороны, вследствие чего колесные пары устанавливаются в радиальное положение.

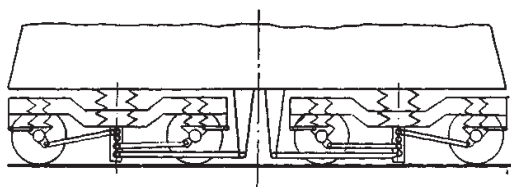


Рис. 3.5. Заявка Японии 5701468

Иначе представлена рычажная система поворота колесных пар в кривых в тележке (заявка Франции № 2510962, 1983 г.), предложенной в Швейцарии. Вертикальный рычаг, расположенный между колесами тележки, осью связан с кронштейном тележки. Верхний конец рычага поводком соединен с кузовом. В отличие от устройства, описанного в патенте Швейцарии № 630305, с каждой

стороны вертикального рычага к нему присоединяются горизонтальные тяги снизу и сверху от оси вращения. Противоположные концы тяг шарнирно связаны вертикальным стержнем, к середине которого крепится с возможностью поворота горизонтальная тяга, присоединенная другим концом к буксе.

На противоположной стороне тележки монтируется такое же устройство. Радиальная установка колесных пар достигается благодаря повороту тележки относительно кузова.

Моторная тележка (Заявка Франции № 2510962, 1983 г.), предложенная во Франции, с помощью подвески поддерживает кузов с возможностью его поворота вокруг вертикальной оси.

В Японии предложено устройство управления одной колесной парой двухосной тележки (патент Японии № 50-24488, 1975 г.). Поворот управляемой колесной пары осуществляется шарнирно-рычажной системой, состоящей из двух продольных стержней, связывающих буксы поворачивающейся колесной пары с угловыми поворотными рычагами, укрепленными на раме тележки. Ручные тяги поворотных рычагов соединяются поперечной тягой с пружинным амортизатором, корпус которого шарнирно связан с рамой тележки рычагом. При движении по кривой поворот тележки относительно кузова приводит к смещению поперечного стержня, а это вызывает изменение положения колесной пары. Амортизатор снижает динамические силы, действующие в шарнирно-рычажной системе.

Аналогичное устройство поворота одной колесной пары двухосной тележки, но без амортизатора предложено в патенте (патент Японии № 49-32-816, 1974 г.).

В Великобритании заявлена тележка локомотива (заявка Великобритании № 8139169, 1983 г.), имеющая H-образную раму,

опирающуюся на буксы через упругие резиновые элементы. С буксами каждой стороны тележки связаны продольные тяги, соединяющиеся посередине боковин с нижним и верхним плечами вертикального рычага, средней частью посаженного на ось, укрепленную в боковине. Вертикальный рычаг продолжен вверх, где поводком соединяется с кронштейном кузова.

Моторная радиальная тележка (патент США № 4542699, 1985 г.), предложенная в США, содержит раму и механизм для шарнирной связи с кузовом железнодорожного транспортного средства.

Вышеупомянутые устройства в большей или меньшей степени улучшают вписывание подвижного состава в кривые, но в них не предусмотрены приспособления, предотвращающие повышенные колебания виляния на прямых участках пути.

Радиальное положение колесные пары могут занимать и под действием центробежной силы. Так, в тележке, предложенной в Великобритании (заявка Великобритании № 2091660, 1982 г.), радиальная установка колесных пар возникает под действием крена наддресорного строения. Рама тележки опирается на листовые рессоры (из листов равной длины), расположенных между буксами под боковинами. Рессоры также выполняют функцию балансиров. Рама тележки соединяется с кузовом центральной пятой и роликовыми боковыми опорами. Однако при скорости по кривой ниже равновесной, то есть когда горизонтальная составляющая массы от возвышения наружного рельса больше центробежной силы, наддресорное строение наклонится во внутреннюю сторону, буксы внутренней стороны раздвинутся, а наружной – сойдутся. Увеличится угол набегания гребней на рельсы направляющих колесных пар, износ гребней и рельсов.

В ФРГ предложена тележка (заявка ФРГ № 2419989, 1980 г.), имеющая подвижные в горизонтальной плоскости колесные пары (рис. 3.6). При этом она также имеет листовые рессоры (не показаны).

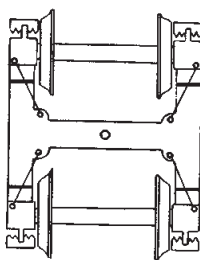


Рис. 3.6. Заявка ФРГ 2419989

Каждая букса связана с рамой одним шарнирным поводком. В среднем положении рамы относительно букс поводки расположены по сторонам равнобедренной трапеции. Сторона буксы, обращенная к концу тележки, связана с рамой посредством горизонтальных пружин, стремящихся вернуть буксу относительно рамы в среднее положение. Приложение горизонтальной поперечной силы к раме сдвигает её относительно букс. Буксы со стороны, к которой направлена сила, расходятся, с противоположной стороны – сходятся. Отсюда следует, что если центробежная сила в кривой преобладает над составляющей массы надрессорного строения от возвышения наружного рельса, то получается радиальная установка колесных пар или что-то приближенное к ней, если наоборот – установка, ухудшающая вписывание.

Существует и такое понятие как принудительная радиальная установка колесных пар. К этой группе относятся такие тележки,

конструкции которых содержат механизмы поворота, управляемые гидро-, пневмо- или электроприводом.

В Японии заявлено устройство для управления положением колесных пар подвижного состава (заявка Японии № 61-50825, 1983 г.). Устройство содержит: опорную раму, поворачивающуюся вокруг вертикальной оси кузова; колесные пары, которые в процессе управления могут занимать определенное положение в горизонтальной плоскости относительно опорной рамы; механизм управления, под действием которого колесные пары поворачиваются относительно опорной рамы; звуковые датчики, регистрирующие звуки определенной частоты, когда состав переходит криволинейные участки железнодорожного пути; контрольные балки, которые по сигналам датчиков посылают команды механизму управления, в результате чего колесные пары постоянно устанавливаются под прямым углом к криволинейным участкам пути, то есть радиально.

В Швейцарии (патент Швейцарии № 644555, 1984 г.) разработано устройство поворота колесной пары в кривых, которое воздействует на буксу, перемещая ее относительно рамы в продольном направлении. Рабочий цилиндр установлен на раме (рис. 3.7), его шток связи с верхним концом вертикального рычага, средней частью укрепленного на оси кронштейна рамы, а нижний конец связан с поводком буксы.

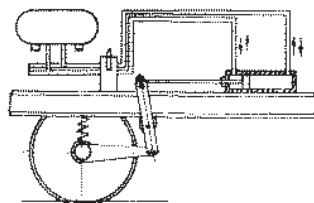


Рис. 3.7. Патент Швейцарии 644555

Обе полости цилиндра соединены трубопроводом с источником давления. Вертикальный рычаг имеет два крайних положения, ограниченные упорами на раме. Управление цилиндром осуществляется через вентиль, переключатель которого имеет положения, соответствующие положениям рычага. Подобным устройством оснащается и вторая букса рассматриваемой колесной пары, что допускает поворот колесной пары в обе стороны в зависимости от направления кривой.

Третьим видом конструкции тележек с радиальным расположением колесных пар при движении локомотива в кривых является тележки с самоустанавливающимися колесными парами.

Тележка (заявка Японии № 57-1469, 1982 г.), заявленная в Японии, содержит раму, опирающуюся на упругие элементы с возможностью перемещения относительно букс в горизонтальной плоскости (рис. 3.8).

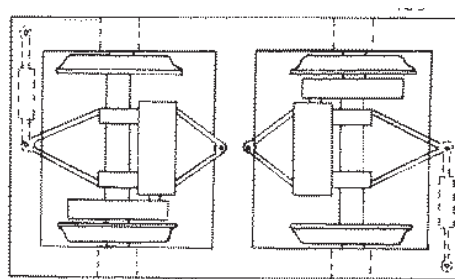


Рис. 3.8. Заявка Японии 57-1469

Колесно-моторный блок может поворачиваться вокруг шкворня в горизонтальной плоскости. При вписывании в кривую параллельность осей колесных пар нарушается вследствие стремления колесных пар к радиальной установке за счёт различия диаметров кругов катания

колес. При этом преодолевается сопротивление управляющего упругого элемента, пружины которого установлены с начальной силой для стабилизации положения колесных пар в прямых участках пути с целью предотвращения колебаний виляния. Отличительной особенностью тележки является передача тяговых и тормозных сил от колесной пары на раму тележки через моторно-осевые подшипники тягового двигателя.

В Японии предложено устройство, управляющее буксой колесной пары (заявка Японии № 49-47767, 1974 г.), включающее два упругих элемента, один из которых установлен между торцом буксы и рамой, а другой – в продольном направлении. Жесткость первого больше, чем второго, вследствие чего колесная пара тележки при входе в кривую в меньшей степени смещается относительно рамы в осевом направлении, чем в продольном.

Разновидностью описанного устройства является конструкция, предложенная в США (патент США № 4455946, 1986 г.). Схематически тележку проще всего представить следующим образом: буксы внутренней стороны (по отношению к середине кузова) связаны с кузовом гибкими элементами в продольном направлении, а между собой буксы тележки с каждой стороны тоже связаны гибкими элементами.

В США запатентовано устройство для радиальной установки колесных пар (патент США № 4417525, 1983 г.). Устройство устанавливается на трехосной тележке локомотива большой мощности и содержит гидравлические цилиндры, размещенные между проемом в боковинах рамы тележки и направляющими для корпусов букс крайних колесных пар. При движении локомотива по криволинейному участку пути перераспределяются нагрузки,

прикладываемые к цилиндрам, и колесные пары устанавливаются радиально.

Устанавливать в радиальное или близкое к нему положение можно не только отдельные колесные пары, а тележки в целом. Сюда относятся и различные системы сочленения тележек для улучшения их вписывания в кривые участки пути.

Устройство для уменьшения направляющих усилий набегающих колесных пар тележек локомотива (а. с. СССР № 1119899, 1984 г.) автоматически регулирует величину зазора между гребнем колеса и рельсом посредством разворота тележки пневмоцилиндрами.

Моторная тележка (патент США № 4485743, 1984 г.), предложенная в США образована двумя двухосными тележками, связанными устройством, обеспечивающим относительный поворот таких тележек в кривых. Устройство взаимосвязанного поворота тележки рельсового экипажа в кривых (патент Швейцарии № 646385, 1984 г.) предназначено для подвижного состава с большой длиной кузова. Для связи тележек используют трос, концы которого шарнирно закрепляются на консолях надрессорных шкворневых балок.

Во втором варианте предлагаемого устройства силовая связь между тележками обеспечивается системой тяг и рычагов, а для обеспечения необходимой упругости применен упругодемпфирующий элемент.

Тележка, предложенная в США (патент США № 4459919, 1984 г.), состоит из двух двухосных тележек, которые соединены продольными балками шарнирно с каждой из двух тележек. Это позволяет осуществлять их управление в кривых участках пути.

Экипаж рельсового транспортного средства с уменьшенным износом гребней бандажей колесных кар предложен во Франции



(заявка Франции № 2540451, 1984 г.). Суть устройства в том, что передача продольных сил от каждой тележки к кузову осуществляется горизонтальным тяговым стержнем, шарнирно присоединенным к концу главной рамы и к концевой балке тележки.

Несмотря на трудности в экономике, в России идут на кооперацию с иностранными фирмами при создании нового подвижного состава с повышенными скоростями движения для магистральных железных дорог и промышленности. Так, продуктом совместной работы специалистов ВЭЛИИ, НЭВЗ и фирмы «АДтранц» (Швейцария) по созданию магистральных электровозов двойного питания с асинхронными тяговыми двигателями стал электровоз ЭП1 для работы на стыках дорог России, электрифицированных на постоянном токе (3 кВ) и переменном токе (25 кВ, 50 Гц). Применение опорно-рамного привода позволяет повысить скорость движения до 140...160 км/ч [50].

Специалисты ВЭЛИИ, НЭВЗа и ОАО «Коломенский завод» разработали и изготовили два пассажирских электровоза переменного тока ЭП200 с вентильными двигателями и опорно-рамным подвешиванием, которые успешно прошли испытания и обеспечили максимальную скорость движения 200 км/ч. Принято решение о выпуске 8...10 аналогичных электровозов ЭП201 с конструкционной скоростью 160 км/ч [50].

Автор статьи [51] на примере локомотива типа 2ТЭ116 методами компьютерного моделирования провел исследования влияния различных конструкций экипажей на динамику локомотива, а также на износ бандажей колес. Сравнивались два варианта конструкции тележек. Первый вариант – с управляемыми связями кузова с тележкой, которые создают (с помощью силовых цилиндров)

«активные» моменты, действующие от кузова на тележку по направлению к центру кривой. Второй вариант – локомотив с устройствами радиальной установки колесных пар в кривой. Эти устройства поворачивают к центру кривой не всю тележку, а только ее колесные пары. В связи с относительной сложностью устройств первого типа и систем управления применение их на магистральных локомотивах ограничено.

В работе [52] автор описывает конструкцию тележки с активной следящей системой управления положением колесных пар в прямых и кривых участках пути (патент № 2168431). После проведения испытаний электровоза ВЛ60<sup>к</sup>-1699, оборудованного такими тележками, оказалось, что управляемая тележка со свободно вращающимися на оси колесами не имеет ограничения скорости по устойчивости автоколебательных процессов в горизонтальной плоскости (извилистое движение), благодаря чему она может быть использована для высокоскоростного рельсового подвижного состава. Следящая система управления движением тележки со свободно вращающимися на оси колесами в прямых и кривых участках пути обеспечивает необходимую установку колесных пар в кривых независимо от скорости и режима движения.

Специалисты ВНИИЖТа также считают, что на подвижном составе наиболее целесообразно применение колесных пар с независимо вращающимися на оси колесами [53], которые по сравнению с обычными колесными парами обладают рядом преимуществ. В частности, с увеличением скорости движения у колесных пар с независимо вращающимися на оси колесами не возникают автоколебания в горизонтальной плоскости.

Однако натурные испытания подвижного состава с колесными парами такой конструкции выявили их существенный недостаток: из-за недостаточного направляющего действия конусности бандажей происходит длительное взаимодействие гребней бандажей и головок рельсов, что в свою очередь вызывает повышенный износ гребней бандажей.

Специалисты ВЭлНИИ в содружестве с производителями НЭВЗа разработали унифицированную экипажную часть шестиосного пассажирского электровоза. Этот электровоз с бесколлекторными тяговыми двигателями обеспечивает движение с конструкционной скоростью 160...180 км/ч, а в перспективе, после применения тягового привода III класса, ожидается, что скорость движения возрастет до 200 км/ч. Особенностью данной тележки является: тяговый привод с опорно-рамным подвешиванием двигателей и системы связей тележек с кузовом [53]. Опираение кузова на крайние тележки здесь осуществляется с использованием пружин, установленных на боковине рамы и работающих на сжатие и сдвиг. Значительное снижение жесткости системы опирания кузова на тележки поперечному сдвигу кузова относительно них при движении в прямых и угловому повороту при входе в кривые и движении в круговых кривых заметно улучшает динамические характеристики экипажа и уменьшает его воздействие на путь.

Актуальность проблемы внедрения скоростного движения в международном сообщении на железных дорогах Украины возросла после разработки концепции развития транспорта Украины на 1997-2010 г.г. и одобренной Кабинетом Министров Украины «Программы создания и функционирования национальной сети международных транспортных коридоров в Украине» [54]. В этих документах

предусматриваются техническое перевооружение железнодорожных коридоров, а также повышение скорости движения поездов на существующих линиях международного значения и выполнение комплекса подготовительных работ для обеспечения развития высокоскоростного движения по всей территории Украины. Как известно, повышение скорости движения поездов – это сложная проблема. Она требует комплексного и гармоничного развития всех компонентов: вагонного и локомотивного парка, путевой инфраструктуры, систем централизации, автоблокировки, энергоснабжения. Все это в свою очередь влечет за собой большие капиталовложения.

Учитывая зарубежный и отечественный опыт, ученые и специалисты железнодорожного транспорта Украины определили концепцию организации скоростного и высокоскоростного движения пассажирских поездов, которая предусматривает поэтапное повышение скоростей движения до 160 км/ч на существующих линиях с последующим переходом к созданию специализированных высокоскоростных (до 250 км/ч) магистралей [55].

Ведутся работы по созданию нового и модернизации существующего подвижного состава с учетом все возрастающих требований к его скорости движения, комфорту и безопасности. В связи с этим постановлением Правительства было предусмотрено, в первую очередь, создание и освоение производства восьмиосного грузового электровоза постоянного тока типа ДЭ1, который по своим параметрам и эксплуатационным характеристикам должен не только заменить изношенный эксплуатируемый парк электровозов, но и удовлетворять требованиям эксплуатации, как минимум, в течение 30 лет. Работы в этом направлении ведутся с 1993 года, а в 2003 году

получено разрешение Межведомственной комиссии на выпуск опытной партии из 40 электровозов, из которых большая часть уже передана в эксплуатацию. Созданный электровоз превосходит своих предшественников мощностью, силой тяги, а следовательно и производительностью, обеспечивая при этом минимальные затраты энергии на единицу перевозочной работы. Принципиально новая экипажная часть электровоза обеспечивает высокие динамические качества при движении на всех участках пути и обеспечивает необходимую прочность при всех режимах работы электровоза. Тележки электровоза не содержат узлов трения, а все шарнирные соединения связей с кузовом выполнены герметическими со смазыванием, что позволяет снизить затраты на ремонт и обслуживание экипажной части электровоза. Для передачи силы тяги (торможения) от тележек к кузову применены наклонные тяги.

Созданию первого магистрального украинского электровоза предшествовала многолетняя работа не только промышленников, но и научного потенциала ДИИТа. Еще на стадии проектирования с учетом особенностей конструкции электровоза с помощью компьютерного моделирования выбирались рациональные значения различных его узлов [41, 56-59].

Конструкционная скорость первого отечественного грузового магистрального электровоза – 100 км/ч. Но работы по созданию нового подвижного состава, в том числе и скоростного, для железных дорог Украины продолжаются. В 1998 году были начаты работы по созданию четырехосного грузопассажирского электровоза переменного тока типа ДСЗ, на котором реализованы ряд принципиально новых технических решений. Электровоз ДСЗ является базовым электровозом с асинхронными тяговыми

двигателями. Расчетное значение конструкционной скорости движения электровоза ДС3-001 принято равным 160 км/ч [60].

Однако и эта новая модель, опытный образец которой проходит приемочные испытания, сможет в лучшем случае обеспечить в будущем движение со скоростью до 200 км/ч. Переход в Украине к высокоскоростному локомотивостроению приводит к необходимости искать новые технические решения, связанные с принудительным вписыванием в кривые колесных пар и тележек, использованием устройств наклона кузова или иные методы повышения скорости движения без ущерба для динамических качеств подвижного состава, безопасности его движения и комфорта для пассажиров.

### **3.2. Структурный анализ систем подвешивания локомотивов**

Начиная с 1994 года отечественные производители подвижного состава по заказам Укрзалізнични разработали и поставили на производство целый ряд новых грузовых и пассажирских вагонов, локомотивов, электропоездов и дизель-поездов [61]. Среди них – грузопассажирский электровоз переменного тока типа ДС3 с асинхронным приводом. Опытный образец электровоза был представлен для проведения приемочных испытаний в 2003 году. Отраслевая научно-исследовательская лаборатория динамики и прочности подвижного состава ДИИТа (ОНИЛ ДППС) провела ходовые прочностные испытания электровоза ДС3-001.

Поскольку электровоз представляет собой систему твердых тел, соединенных между собой связями, то его можно отнести к таким понятиям как механизм [62]. Вообще говоря, строением механизма определяются такие его важнейшие характеристик, как виды

осуществляемых движений, способы их преобразования, число степеней свободы. Формирование механизма сопровождается наложением связей, а правильное их распределение в строении механизма в значительной степени предопределяет надежность и безопасность его эксплуатации. Поэтому требования к механизму – выполнять заданные функции и сохранять заданные параметры в установленных пределах в течение всего периода эксплуатации – выдвигают задачу о проектировании механизмов оптимальной структуры.

В 1951 году профессор Л. Н. Решетов пришел к выводу, что за немногими исключениями следует применять только механизмы без избыточных связей. Исключения были вызваны тем, что не были найдены нужные структурные схемы. В настоящее время для большинства «исключений» такие схемы найдены. Принцип статической определимости позволяет научно обосновать, какие и где надо применять кинематические пары в механизме. А чтобы создать механизмы без избыточных связей необходимо разработать их структурные схемы. Такие механизмы позволяют уменьшить допуски на изготовление, уменьшить трудоемкость, удешевить производство и повысить надежность машин, а, следовательно, повысить безопасность движения на железных дорогах. В отдельных случаях упрощается конструкция и увеличивается прочность конструкции.

Рассмотрим соединения элементов электровоза ДСЗ с точки зрения структурного анализа системы его подвешивания на предмет наличия избыточных связей [63]. Электровоз имеет две двухосные тележки. Подвешивание кузова – люлечное, восьмиточечное (в тележке – четырехточечное) с параллельно расположенными гидроамортизаторами, работающими в вертикальном и

горизонтальной направлениях. Кузов через люлочные подвески подвешен к промежуточным балкам, которые соединены с жесткой рамой тележки в горизонтальном поперечном направлении при помощи шарнирно-стержневых связей с упруго-диссипативными элементами одностороннего действия, работающими только на сжатие. Между рамой тележки и промежуточными балками размещены пружины, которые воспринимают вертикальную нагрузку. В соединениях электровоза конструкторы предусмотрели шарнирные подшипники, которые имеют три угловых перемещения.

В связи с наличием линейных и угловых смещений в соединениях электровоза, неточностей изготовления звеньев структурной схемы нарушаются условия плоского движения механизма. Поэтому следует рассматривать систему (с точки зрения статики и динамики) как пространственную, поскольку она индифферентна к деформациям деталей и рессорного подвешивания [64, 65]. Как пространственный механизм соединения элементов электровоза не должны испытывать стеснений в движении, то есть при структурном синтезе вид кинематических пар необходимо подбирать так, чтобы детали соединения могли приспособливаться к изменениям положения опорных точек звеньев при изменении их взаимного расположения. Это возможно в случае создания статически определимого механизма, то есть создания (по возможности) соединений без избыточных связей.

Число избыточных связей  $q$  определим по формуле А. П. Мальшева (как для пространственной системы) [66]:

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5, \quad (3.1)$$



где  $W$  – число степеней подвижности системы;  $n$  – число подвижных звеньев;  $P_1, \dots, P_5$  – род кинематических пар.

Выбор системы координат, представленный на рис. 3.9, дает возможность рассматривать только одну параллельно расположенную сторону подвески. Это сделано для того, чтобы не загромождать рисунок. Здесь в верхней части показаны связи левой стороны соединения рамы тележки электровоза с рамой кузова, а в нижней части от оси  $x$  расположены связи между колесными парами и рамой тележки. В скобках в обеих частях рис. 3.9 рядом с цифрой подвижного звена приведена цифра параллельно расположенной стороны подвижных звеньев.

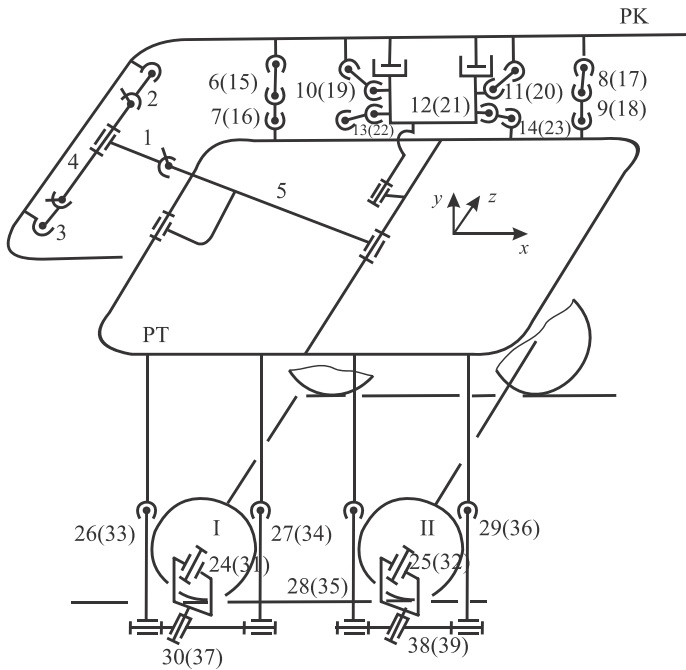


Рис. 3.9. Механическая система соединений электровоза типа ДСЗ

Как известно, кинематические соединения между рельсами и колесной парой могут быть двойками:

– если колесная пара не прижата гребнем к рельсу, то кинематическая связь будет пятого рода – наложено одно линейное условие связи по оси  $Z$ ;

– если колесная пара прижата гребнем к рельсу, то будет соединение четвертого рода – наложено одно линейное условие по оси  $Z$  и одно линейное условие по оси  $y$ .

Система должна обладать следующими подвижностями: игра рессор (линейные перемещения рамы кузова по оси  $Z$ , угловые перемещения вокруг оси  $x$  и  $y$ ); вращение рамы кузова относительно люльчатого подвешивания; угловые перемещения промежуточных балок вокруг оси  $x$  и  $y$  одновременно их линейные перемещения по оси  $y$  и  $Z$ . Всего система имеет  $W = 11 + 10 = 21$  подвижность.

Число подвижных звеньев в системе следующее:

$$n = PT + PK + I + II + 39 = 43.$$

$$p_1: 1-4, 5-PT, 5'-PT, 12-PT, 21-PT,$$

$$26-30, 33-37, I-24, I-31,$$

$$24-30, 31-37, 27-30, 34-37,$$

$$28-38, 35-39, II-25, II-32,$$

$$25-38, 32-39, 29-38, 36-39;$$

$$p_2: 6-7, 8-9, 15-16, 17-18, 3-4, 2-4, 1-5;$$

$$p_3: PK-2, PK-3, PK-6, PK-15, PK-10, PK-19, PK-11,$$

$$PK-20, PK-8, PK-17, 12-10, 21-19, 12-13, 21-22, 12-11,$$

$$21-20, 12-14, 21-23, PT-7, PT-16, PT-13, PT-22, PT-14,$$

$$PT-23, PT-9, PT-18, PT-26, PT-33, PT-27, PT-34,$$

$PT-28, PT-35, PT-29, PT-36;$

$p_4: PK-12, PK-12', PK-21, PK-21'.$

Следовательно,  $p_1 = 21, p_2 = 7, p_3 = 34, p_4 = 4$ . Подставив все значения в формулу (3.1), подсчитаем число избыточных связей  $q$ :

$$q = 21 - 6 \times 43 + 5 \times 21 + 4 \times 7 + 3 \times 34 + 2 \times 4 = 6.$$

То есть система соединений кузова с тележкой электровоза ДСЗ имеет шесть избыточных связей.

Вернемся к определению кинематических пар. Электровоз – единица подвижного состава, детали которой имеют угловые и линейные перемещения, и при вписывании в кривые участки пути, при различных динамических нагрузках, возможно защемление (выключение) соединений, то есть переход одной кинематической пары в другую. Конструкторы же для исключения защемлений в кинематических парах (особенно вращательных) предусмотрели систему их смазки. Так, букса на шейке оси колесной пары смонтирована из двух цилиндрических роликовых однорядных подшипников, что четко представляет собой вращательную кинематическую пару. Следовательно, кинематические пары  $I-24, I-31, II-25, II-32$  можно отнести к  $p_1$ . Кинематические пары  $26-30, 33-37, 27-30, 34-37, 24-30, 31-37$ , как и  $28-38, 35-39, 29-38, 36-39, 25-38, 32-39$ , также являются вращательными кинематическими парами.

Относительно кинематических пар люлечного подвешивания с участием пружин:  $PT-26, PT-33, PT-27, PT-34, PT-28, PT-35, PT-29, PT-36$  можно рассматривать одновременно и как  $p_3$ , и как  $p_4$ , у них положено только две связи.

Тогда количество кинематических пар соответствующего рода составляет  $p_1 = 21$ ,  $p_2 = 7$ ,  $p_3 = 26$ ,  $p_4 = 12$ , а число избыточных связей в этом случае

$$q = 21 - 6 \times 43 + 5 \times 21 + 4 \times 7 + 3 \times 26 + 2 \times 12 = -2.$$

Таким образом, можно отметить, что система подвешивания электровоза типа ДСЗ спроектирована без избыточных связей.

### **3.3. Структурный анализ системы подвешивания тягового привода электровоза ДСЗ-0001**

На электроподвижном составе, тепловозах, дизель-поездах и вагонах метрополитенов широкое распространение получила опорно-осевая подвеска тяговых двигателей (трамвайное подвешивание). Однако в связи с неуклонным повышением скоростей движения и увеличением мощностей тяговых двигателей необрессоренный вес последних и жесткая связь с осью колесной пары оказывает неблагоприятное динамическое воздействие на верхнее строение пути, колесные пары, зубчатые передачи и, кроме того, ухудшаются условия коммутации двигателей [67].

Эти недостатки вынуждают переходить от опорно-осевого подвешивания тягового электродвигателя к опорно-рамному. При этом необрессоренный вес тягового двигателя уменьшается на 2...3,5 т на ось, так как он воспринимается обрессоренной частью электровоза.

Конструкции приводов при опорно-рамном подвешивании, получившие распространение, еще профессор А. А. Шацилло, а затем И. В. Бирюков [67], подразделяли на четыре основные группы. Группа

первая характеризуется тем, что в ней подвижные элементы размещаются между дисками колесного центра и полого вала. Во второй группе подвижные элементы размещаются с двух сторон тягового двигателя и соединяются между собой торсионным валом или подвижные элементы размещаются между хвостовиками вала двигателя и ведущей шестерней. Группа третья отличается тем, что ведущее и ведомое зубчатые колеса сцепляются через промежуточное зубчатое колесо и расположены в одном кожухе; подвижные элементы размещаются между внутренней гранью кожуха редуктора и диском полого вала и между диском и центром противоположного колеса. Четвертая группа приводов подобна приводу с опорно-осевым подвешиванием двигателя. Разница лишь в том, что тяговый двигатель моторно-осевыми подшипниками опирается на полый вал, соединенный с колесом упруго.

В конструкциях первой, третьей и четвертой групп подвижные элементы передают наибольший вращающий момент, равный произведению касательной силы тяги на обод колеса на его радиус; в приводах второй группы момент, передаваемый подвижными элементами, меньше в отношении передаточного числа зубчатых колес.

Во второй группе приводов тяговый двигатель полностью обрессорен, а редуктор имеет опорно-осевое подвешивание.

Благодаря подвеске кожуха редуктора и остова тягового двигателя к раме тележки взаимные смещения подвижных элементов минимальны, зато частота перемещений их по отношению к элементам приводов первой группы больше в отношении передаточного числа зубчатых колес.

Поскольку зубчатые колеса находятся в кожухе, обеспечивающем сохранность централи, равномерность

распределения нагрузки по длине зуба и обильную смазку зубьев, то долговечность их возрастает. Вследствие того, что шестерня не насаживается на хвостовик вала тягового двигателя, она может быть изготовлена с минимальным числом зубьев; поэтому повышается скорость вращения двигателя и тем самым увеличивается мощность и уменьшается его вес.

Наиболее крупным недостатком второй группы приводов, по мнению ученых, является сокращение полезной длины для размещения двигателя, что значительно ухудшает возможности создания двигателя повышенной мощности. Кроме того, к подвижным элементам, размещенным между кожухом передачи и двигателем, сложнее доступ. Необрессоренный вес больше, чем в приводе первой группы, за счет большого зубчатого колеса, напрессованного на ось, и части веса кожуха.

Приводы с торсионным валом распространены в Швейцарии, Франции, Бельгии, Чехии, ФРГ на скоростных электровозах, а теперь и в Украине.

Как уже отмечалось, в конструкции электровоза ДСЗ есть ряд особенностей и конструкторских решений, от которых в значительной степени зависят его эксплуатационные характеристики. Одним из таких технических решений при создании магистрального электровоза ДСЗ является система подвешивания тягового привода. Крепление двигателя к раме тележки трехточечное, а редуктора – одноточечное (опорно-рамное подвешивание тягового двигателя и опорно-осевое подвешивание редуктора). К средней балке через резиновые прокладки тяговый электродвигатель закреплен в двух точках, а на торцевом бруске – в одной точке при помощи кронштейна,

укрепленного на корпусе тягового электродвигателя через подвески – с резинометаллической втулкой и валиком.

Тяговый электродвигатель закреплен на тележке с условием передачи вращения на ось через шарнирный механизм, который дает возможность локомотиву колебаться на пружинном подвешивании.

Проведем анализ структурной схемы подвешивания тягового двигателя электровоза ДСЗ на предмет наличия избыточных связей с целью возможной модернизация систем соединений элементов в тележке электровоза [68].

Пространственный механизм подвешивания тягового привода, монтируемого на раме тележки и замыкаемого колесной парой, индифферентен к перемещениям кузова, деформациям рамы тележки и пружинного подвешивания. Механизм должен удовлетворять условиям непринуждённой сборки, исключать возможности заклинивания в шарнирах.

Силы, возникающие в механической системе, действуют не в одной плоскости, что приводит к появлению распорных сил в шарнирах, во избежание которых посадки валиков соединений выполняют с большими зазорами. Все это можно объяснить рядом конструктивных несовершенств, наличием многих звеньев, шарниров, действием сил трения в шарнирах.

В связи с наличием линейных и угловых смещений мест закреплений механических систем, неточности изготовления звеньев нарушаются условия плавного движения механических систем, поэтому любой механизм следует рассматривать (с точки зрения статики и динамики) как пространственную систему [69].

В работе [69] рассмотрено соединение тягового двигателя в одномоторной тележке электровоза.

Рассмотрена двусторонняя зубчатая передача с косыми зубьями, примером которой может служить зубчатая шевронная передача тягового редуктора и зубчатого колеса, закрепленного на оси колесной пары [70]. В целом, здесь рассмотрен эффект самоустанавливаемости тяговых систем.

Электровозная тяговая передача с модулем  $m = 10$  мм с трудом передает мощность 800 кВт. На ее восстановление расходуются значительные затраты. В тяговой передаче есть большие неиспользованные резервы, а причина плохой работы заключается в неправильной конструкции привода.

Механизм должен передавать крутящий момент на ось колесной пары и оставлять свободными другие подвижности: перемещение по трем осям координат и вращение вокруг других двух осей, перпендикулярных к оси колесной пары, то есть механизм должен иметь такие же подвижности, как двойной универсальный шарнир Кардана, что вполне обеспечивает зубчатый двойной кардан.

В тяговом приводе электровоза ДСЗ использованы хорошие технические решения: двойной зубчатый кардан, который (как пространственный механизм) имеет пять степеней подвижности; редуктор имеет шевронные зубья, что способствует самоустановлению ведомого колеса по отношению к ведущему; в шарнирных соединениях использованы резинометаллические втулки и сферические подшипники.

Зубчатый кардан (торсионный вал), используемый в тяговом приводе, одним концом закреплен к якорю тягового электродвигателя через венец полумуфты, а другим концом передает вращение на зубчатую муфту, которая передает вращение на ведущую шестерню редуктора.



Зубья передачи по вершинам имеют закругления по ширине зуба, что позволяет кардану угловые перемещения на  $1^{\circ}30'$  (ГОСТ 5006-94).

Диаметр отверстия в роторе электродвигателя, в котором размещен зубчатый кардан, равен 140 мм, а наружный диаметр кардана составляет 84 мм. Следовательно, зазор на возможное линейное перемещение вала зубчатого кардана от оси в сторону составляет  $(140-84)/2=28$  мм (рис. 3.10). При длине кардана по осям зубчатых колес 925 мм и максимальном угле перемещения кардана в  $1^{\circ}30'$  линейное его перемещение составит  $925 \cdot \sin 1^{\circ}30' = 24,2$  мм. Значит, зазор в 28 мм вполне обеспечивает возможное перемещение в 24,2 мм даже с учетом наличия уплотнения.

Корпус редуктора подвешен к раме тележки с помощью подвески, имеющей пространственный шарнир. Отверстие на корпусе редуктора для закрепления подвески расположено ниже оси колесной пары на 85 мм и отстоит от центра оси колесной пары на 880 мм, что составляет угол по отношению к горизонтали с вершиной в центре оси колесной пары  $\alpha = \arcsin \frac{85}{880} = 5^{\circ}54'$ . Значит угол между центром подвески редуктора и центром ведомого колеса (тягового двигателя) при вершине на центре оси колесной пары составляет  $15^{\circ} + 5^{\circ}54' = 20^{\circ}54'$ .

Тяговый привод является наиболее сложным и ответственным узлом экипажной части локомотива. Не случайно при создании новых локомотивов и поиске новых решений по системам тяги одной из основных и сложных задач является выбор схемы и конструкции тягового привода как механизма.

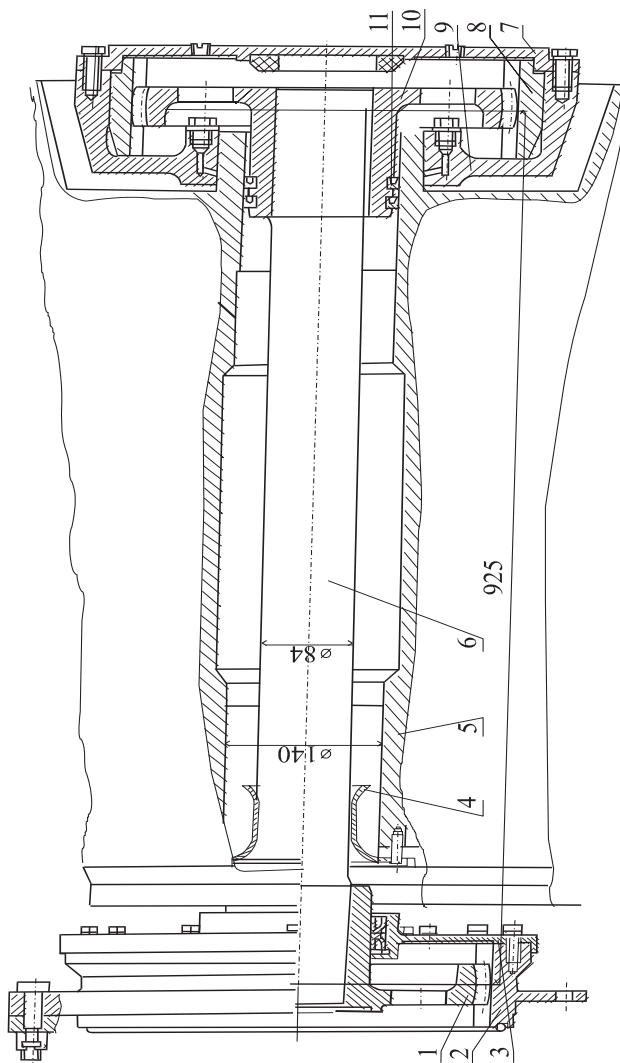


Рис. 3.10. Тяговый электродвигатель с зубчатым карданом: 1 – полумуфта; 2 – муфта; 3 – крышка; 4 – уплотнение; 5 – электродвигатель асинхронный АД-914; 6 – вал; 7 – крышка; 8 – венец полумуфты; 9 – ступица; 10 – полумуфта; 11 – амортизатор

Привод при его размещении в тележке должен обеспечивать минимальный момент инерции тележки относительно вертикальной оси, вокруг которой происходят угловые колебания в горизонтальной плоскости [67].

При конструировании тягового привода необходимо предусмотреть минимальную паразитную связь между относительными вертикальными перемещениями буксы и рамы тележки и угловыми колебаниями якоря двигателя. Паразитная связь порождает динамические нагрузки в приводе, повышает динамическую жесткость буксового узла при вертикальных перемещениях, ухудшает показатели по воздействию на путь, приводит к неравномерному нагружению рамы тележки и вызывает ее перекос.

Поэтому поиск возможных решений, способствующих уменьшению этих перекосов, а также усовершенствование конструкции с учетом самоустановки ее элементов – задача достаточно актуальная.

Существуют две схемы передачи нагрузок от двигателя на раму тележки: консольная и безмоментная. Консольная схема подвешивания двигателей используется на тележках электропоездов с двигателями мощностью до 250 кВт (электропоезда типов EP, E). Однако с ростом мощности двигателей увеличивается их масса, растут инерционные, а также реактивные силы, вызванные тяговым моментом, и становится необходимым применять более прогрессивную схему крепления тяговых двигателей – безмоментную. Особенность ее заключается в том, что двигатель опирается на две поперечные балки рамы тележки – центральную и концевую или специальную дополнительную балку, связанную с поперечными

балками рамы болтовыми соединениям (электровозы типов ЧС1, ЧС3, ЧС2).

Эффективным средством улучшения динамических свойств привода с опорно-осевыми редукторами является рациональный выбор угла наклона реактивной тяги подвески редуктора [67]. Если тяга горизонтальна, то вертикальные поступательные перемещения колесной пары (вследствие игры пружин) не вызывают дополнительного поворота якоря. При этом кардан должен быть рассчитан на полную игру пружин. При вертикальной или наклонной тяге условие хорошей динамики не выполняется. Однако имеются недостатки привода, которые при эксплуатации электровоза в значительной степени влияют на интенсивные износы в деталях привода.

Созданный в Украине на базе Научно-производственного комплекса «Днепропетровский электровозостроительный завод» магистральный электровоз типа ДС3 с асинхронным тяговым двигателем имеет тяговый привод класса II и безмоментную схему крепления тяговых двигателей [71].

Следует отметить, что связь между рамой тележки и кузовом не шкворневая, а выполнена при помощи шарнирных тяг. Однако ходовые динамические испытания электровоза ДС3 показали, что пружины тележки имеют неодинаковую нагруженность [72]. Это происходит потому, что редукторы (передаточного механизма) расположены в разных плоскостях по ширине тележки, а их окружные силы  $F$  имеют различные направления. Окружная сила, действующая в редукторе одного привода, направлены вверх под углом  $15^\circ$  к вертикали, а окружная сила редуктора другого привода действует вниз под тем же углом к вертикали (рис. 3.11).



кососимметричному нагружению, действующему на раму тележки. Величина этого нагружения зависит от расположения тяговых электродвигателей, расположения точек подвешивания редукторов относительно геометрического центра тяжести, от мощности двигателя, а также от передаточного числа редуктора.

Известно, что при структурном синтезе вид кинематических пар необходимо выбирать так, чтобы детали (звенья) могли приспособляться к изменениям исходных точек звеньев при изменении их взаимного расположения как замыкающих (закрепленей на раме тележки). Для создания рационального механизма необходимо ликвидировать избыточные связи, то есть получить статически определимую систему. Число избыточных связей  $q$  определяется по формуле (2.1).

Рассмотрим систему подвешивания тягового привода класса II магистрального грузо-пассажирского электровоза типа ДСЗ и составим структурную формулу подвешивания тягового двигателя (см. рис. 3.11).

Запишем кинематические пары рассматриваемого механизма:

$$p_1: 1-2, 4-6;$$

$$p_3: 1-0, (1)-0, (1)-0, 2-3, 3-4, 6-0;$$

$$p_4: 4-5;$$

$$\text{то есть } p_1 = 2, p_3 = 6, p_4 = 1, n = 5.$$

Подвижность ведомой шестерни, то есть между рельсами и колесной парой могут быть двойками: если колесная пара не прижата гребнем к рельсу, то кинематическая связь будет пятого рода – наложено одно линейное условие связи по оси  $z$ , если колесная пара

прижата гребнем к рельсу, то будет соединение по оси  $y$  и одно линейное условие по оси  $z$ .

Для механизма подвешивания тягового двигателя, который замыкается одной колесной парой, число степеней подвижностей должно быть равно  $W = 5$ .

За основу примем раму тележки, к которой прикреплена система подвешивания тягового двигателя (рис. 3.12).

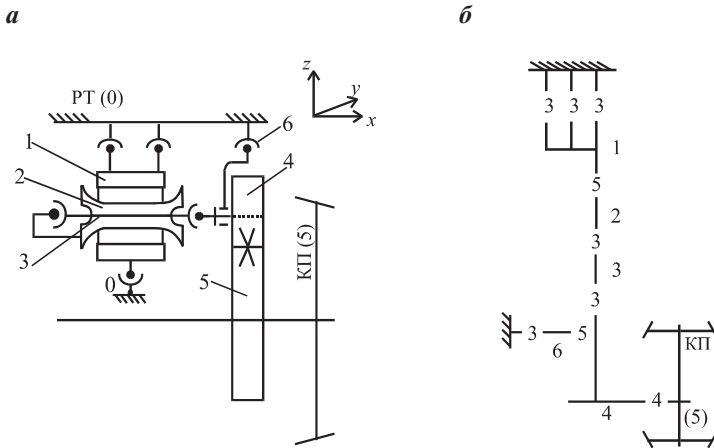


Рис. 3.12. Схема привода:

$a$  – механическая система подвешивания тягового двигателя;  $b$  – структурная формула его подвешивания: 1 – статор тягового электродвигателя; 2 – ротор; 3 – зубчатый кардан; 4 – ведущая шестерня редуктора; 5 – ведомая шестерня редуктора (ось колесной пары);  $b$  – подвеска редуктора

Следовательно, число избыточных связей

$$q = 5 - 6 \times 5 + 5 \times 2 + 3 \times 6 + 2 \times 1 = 5$$

Настоящий анализ представлен структурной формулой на рис. 3.12б, где цифрами обозначено количество вносимых кинематической

парой связей, а черточкой или фигурой – звено системы с их порядковыми номерами.

Данный механизм спроектирован с пятью избыточными связями, и его необходимо усовершенствовать.

Один из вариантов механизма скоростного тягового привода описан в книге Л. Н. Решетова [70], а также в а. с. СССР 1523441. Этот привод имеет электродвигатель, двухступенчатый редуктор, в котором между ведущей и ведомой шестернями дополнительно установлена промежуточная шестерня, конструкция которой обеспечивает самоустановление зубьев шестерен, находящихся в зацеплении.

Также заслуживает внимания и техническое решение, приведенное в а. с. СССР 1093585. Здесь оборудование подвески механизма привода локомотива имеет дополнительные реактивные тяги, которые шарнирно связаны с механизмом, между собой и рамой тележки, что обеспечивает дополнительную подвижность механизма привода и надежность его работы.

Однако недостатком этой конструкции тягового привода является то, что он может способствовать кососимметричному нагружению рамы тележки в случае ее шарнирного соединения с кузовом (что имеет место в конструкции электровоза ДС3).

На основе настоящих исследований относительно устранения крутильного момента, вызывающего кососимметричное нагружение пружин первой ступени рессорного подвешивания тележки локомотива, а также ликвидации перекоса рамы двухосной тележки при наличии двух кососимметрично расположенных тяговых приводов, в данной работе приведена новая конструкция тягового привода, подтвержденная декларационным патентом [74].



На рис. 3.13а представлен один тяговый привод локомотива. Он состоит из электродвигателя 1, его ротора 2, в середине которого находится торсионный вал 3, корпуса редуктора 4, в котором между ведущей 5 и ведомой 6 шестернями установлена промежуточная шестерня 7, конструкция которой способствует самоустановлению зубьев шестерен, соединенных между собой, вала промежуточной шестерни 8, реактивной тяги 9, длина которой регулируется, и дополнительных реактивных тяг 10 и 11, шарнирно закрепленных на раме тележки. Ведущая шестерня состоит из двух зубчатых колес, которые закреплены на оси колесной пары, имеют косые зубья и обуславливают шевронную передачу. Оси промежуточной и ведомой шестерни расположены на одной вертикальной оси (рис. 4.13б), что позволяет радиальным силам  $F$  находиться в одной, горизонтальной плоскости и при условии, что эти силы находятся на одинаковом расстоянии от продольной оси тележки, можно ликвидировать крутящий момент.

Запишем кинематические пары спроектированного механизма (см. рис. 3.13а):

$$\begin{aligned}
 p_1: & 1-2; p_2: 5-7, 9-10; \\
 p_3: & 1-0, (1)-0, (1)-0, 7-8, 9-8, 10-0, \\
 & 4-0, 2-3, 3-5, 5-4, 8-4, (5)-(4), \\
 & (8)-(4), 11-0, 10-11, 6-7, (6)-(7), \\
 \text{то есть } & p_1 = 1, p_2 = 2, p_3 = 17, n = 11.
 \end{aligned}$$

Подвижность ведомой шестерни 6, которая жестко закреплена на оси колесной пары, может быть двойкой: если колесная пара не прижата гребнем обода к рельсу, то кинематическая связь пятого рода, то есть



Для механизма подвешивания тягового двигателя, который замыкается одной колесной парой, число степеней подвижности должно равняться  $W = 5$ .

За основу примем раму тележки, к которой закреплена система подвешивания тягового двигателя. Тогда, число избыточных связей равно  $q = 5 - 6 \times 11 + 5 \times 1 + 4 \times 2 + 3 \times 17 = 3$ . Следовательно, спроектированный механизм тягового привода и система его подвешивания имеет на две избыточные связи меньше по сравнению с существующим приводом на электровозе типа ДСЗ. Противоположно направленные окружные силы за счет введения в конструкцию промежуточной шестерни лежат в одной горизонтальной плоскости и находятся на одинаковом расстоянии от продольной оси тележки, что может способствовать устранению крутящего момента, создающего кососимметричное нагружение пружин тележки, а, следовательно, и ее рамы.

Анализ механизма тягового привода представим структурной формулой (рис. 3.13б).

Таким образом, спроектированный механизм тягового привода и система его подвешивания имеет на две лишние связи меньше по сравнению с существующим приводом на электровозе типа ДСЗ. Противоположно направленные окружные силы за счет введения в конструкцию промежуточной шестерни лежат в одной горизонтальной плоскости и находятся на одинаковом расстоянии от продольной оси тележки, что может способствовать устранению крутящего момента, создающего кососимметричное нагружение пружин тележки, а, следовательно, и ее рамы [68].

### 3.4. Анализ структурной схемы тягового устройства электровоза ДСЗ

Для передачи продольных сил (торможения) между каждой тележкой и кузовом установлена наклонная тяга, шарнирно соединенная с тяговым устройством тележки и с равноплечим балансиrom, концы которого связаны со стержнями, закрепленными на раме кузова.

Ходовые динамические испытания электровоза ДСЗ показали, что наклонная тяга в режиме выбега не является связью, а в режиме тяги – является (в ней появляется напряжение) [75]. Испытания также показали, что в режиме тяги (наличии напряжения в наклонной тяге) электровоз вписывается в кривой участок пути без дополнительных усилий, а когда наклонная тяга не является связью (отсутствие в ней нагрузки на выбеге), коэффициент вертикальной динамики превышает допусаемые значения.

Стержни тягового устройства взаимодействуют с помощью гаек, шайб, резиновых шайб с кронштейнами на торцевом брусе рамы кузова. Соединение наклонной тяги с тележкой и балансиrom выполнено через резиновую втулку, а со стержнями – с помощью шарнирных подшипников. Схема соединения наклонной тяги представлена на рис. 3.14.

В данном механизме:

– число кинематических пар первого рода:

$p_1$ : 1–0, 1–2, 2–3, 2–0, (2)–0;

– число звеньев в системе:  $n = 3$ ;

– число степеней подвижностей:  $W = 2$ . Наклонная тяга должна иметь одну линейную и одну угловую подвижность.

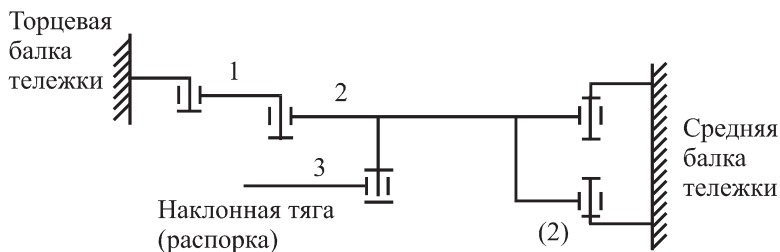


Рис. 3.14. Кинематические связи тягового устройства

Таким образом, число избыточных связей равно:

$$q = 2 - 6 \times 3 + 5 \times 5 = 9.$$

Из рис. 3.14. видно, что связь (2)–0 – избыточная. В этом случае количество избыточных связей будет равно:

$$q = 2 - 6 \times 3 + 5 \times 4 = 4.$$

Анализ кинематических связей тягового устройства электровоза ДСЗ показал, что система имеет 4 избыточных связей.

Если вращательные кинематические пары 1–0 и 2–0 заменить пространственными путем постановки резиновых втулок, то в этом случае число избыточных связей станет равным:

$$q = 2 - 6 \times 3 + 5 \times 2 + 3 \times 2 = 0.$$

А это значит, что получается рациональный механизм, то есть без избыточных связей.

Для численного анализа системы с избыточными связями и без них была при помощи программного комплекса *Scad* составлена расчетная схема и проведен расчет для определения значения сил и моментов реакций при данном режиме нагружения. Результаты расчета приведены на рис. 3.15.

Из рис. 3.15 видно, что суммарные силы и моменты в схеме с избыточными связями больше, чем в схеме без избыточных связей, что дает основание для дальнейшего исследования кинематических связей в соединениях электровоза ДСЗ.

### **3.5. Особенности модернизации тормозной рычажной передачи электровоза ДСЗ**

Скоростной электровоз ДСЗ имеет механическую тормозную систему, расположенную на раме тележки и обеспечивающую передачу усилия от тормозного цилиндра (ТЦ) к тормозным колодкам. Она выполнена с двусторонним нажатием чугунных гребневых колодок на каждое колесо.

На среднем брусе рамы тележки закреплены два тормозных цилиндра и два – на концевых брусках, каждый из которых передает тормозное усилие колодкам соответствующей стороны тележки с помощью тормозной рычажной передачи (ТРП).

Особенностью конструкции ТРП электровоза ДСЗ является то, что на каждое колесо имеется свой тормозной цилиндр и своя ТРП, однако, в пределах одной колесной пары обе ТРП соединены поперечиной. Вышеуказанная конструкция ТРП является сложной механической системой, которая не обеспечивает равномерное распределение силы нажатия колодок на колеса.

В рычажной передаче силы действуют не в одной плоскости, что приводит к появлению распорных сил в шарнирах, во избежание которых посадка валиков рычажной передачи выполнена с большими зазорами. Все это можно объяснить рядом конструктивных несовершенств ТРП.

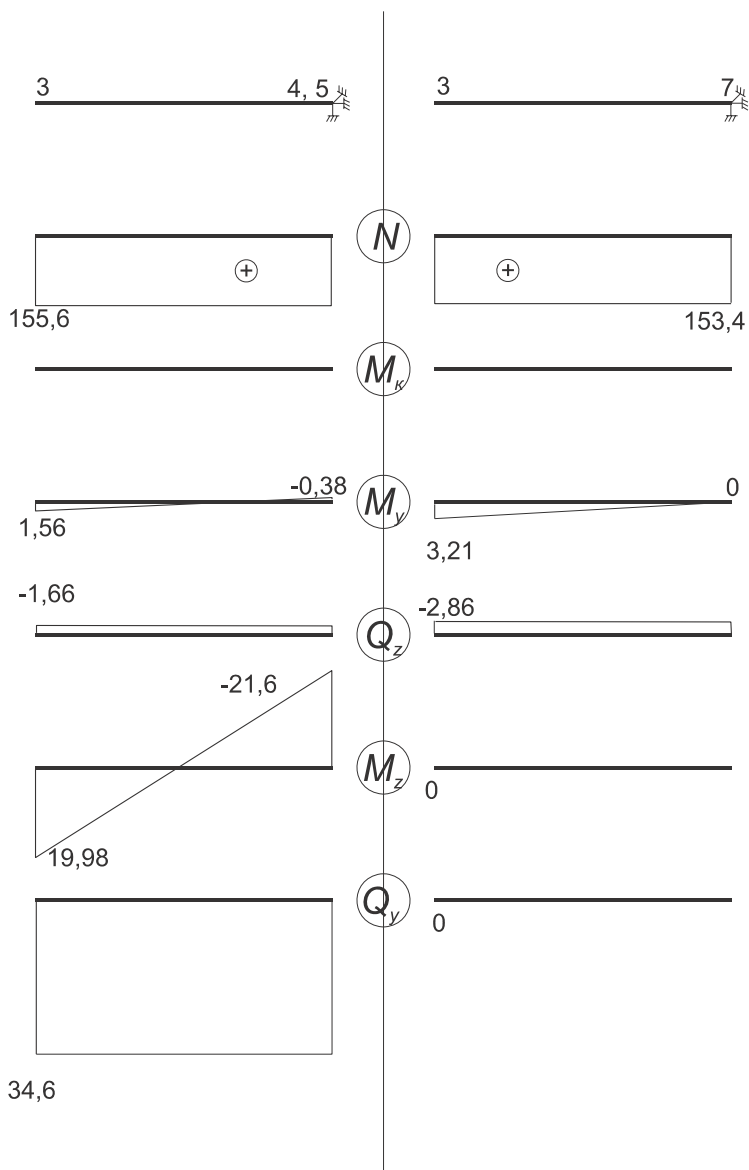


Рис. 3.15. Эпюры моментов и поперечных сил в стержнях наклонной тяги

Положительным в работе ТРП является то, что она подвешена своими опорными (мертвыми) точками к жесткой раме тележки. Однако возможная несоосность крепления тормозных цилиндров в пределах колесной пары и наличие поперечины усложняют работу ТРП, снижают эффективность торможения. При торможении происходит замыкание колесной парой двух тормозных колодок, соединенных между собой поперечиной, при этом колесные пары меняют свое взаимное расположение при вписывании тележки в кривые участки пути.

Как пространственный механизм детали ТРП, монтируемые на неподвижной раме тележки, не должны испытывать стеснений в движении, то есть при структурном синтезе вид кинематических пар необходимо выбирать таким образом, чтобы детали могли приспособляться к изменениям положения колесной пары. Тем более что колесная пара находится и в другой, замыкающей ее, системе: к среднему брусу, как и торцевым, подвешены тяговые электродвигатели через зубчатую муфту, редуктор и в последующем шевронную зубчатую передачу.

Шарнирные соединения (вращательные пары) выполнены с помощью валиков, контактирующих с втулками, запрессованными в отверстия тяг, кронштейнов рамы тележки.

Однако эти две системы одновременно на колесной паре не замыкаются, так как при включении тормоза тяговый двигатель выключен (не замыкает свою систему) и наоборот. Это позволяет рассматривать системы отдельно, независимо одну от другой.

Определим число степеней подвижности ТРП. Самоустанавливание гребневых тормозных колодок будет в том



случае, если число степеней подвижности их будет соответствовать числу степеней подвижности колесных пар [76-78].

Кинематические соединения между рельсами и колесной парой могут быть двоякими: если колесная пара не прижата гребнем к рельсу, то кинематическая связь будет пятого рода – наложено одно линейное условие связи по оси  $y$ ; если колесная пара прижата гребнем к рельсу, то будет соединение четвертого рода – наложено одно линейное условие по оси  $y$  и одно линейное условие по оси  $x$ .

Число избыточных связей  $q$  определим по формуле (3.1) рассматривая систему как систему пространственных механизмов:

Для рычажной передачи одной колесной пары тележки число степеней подвижности должно быть  $W = 5$ , так как ТРП не замыкается на обе колесные пары (в этом случае  $W = 10$ ).

За основу примем раму тележки, к которой прикреплена тяговая рычажная передача.

Рассмотрим ТРП, взаимодействующую с первой колесной парой [ТРП I]. На рис. 3.16 показана схема ТРП только одной стороны колеса, чтобы не загромождать его, так как система симметрична относительно оси  $x$ . Симметрично расположенным звеньям присвоены повторные номера в скобках. В тележке действует поколесное торможение, что и позволяет рассматривать ТРП по отдельным колесам (I), (II).

Кинематические пары первого рода  $p_1$ :

ТЦ–0, (ТЦ)–0, 1–2, (1)–(2), 2–0, (2)–0, 2–3, (2)–(3), 3–4, (3)–4,  
4–6, 4–(6), 4–7, 4–(7), 7–0, (7)–0, 4–5, 4–(5), 5–8, (5)–(8),  
8–9, (8)–(9), 8–0, (8)–0, 6–КП, (6)–КП, 9–КП, (9)–КП.



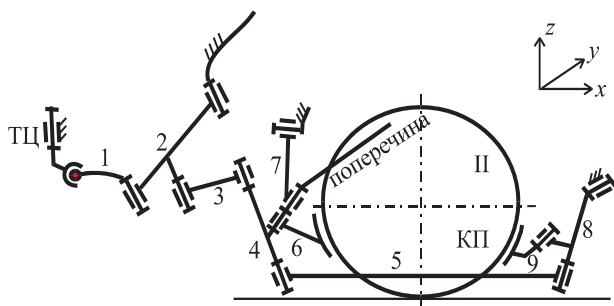


Рис. 3.17. Кинематические связи ТРП (ТРП) II второго колеса

По аналогии с выше изложенным, для второго колеса имеем кинематические пары первого рода  $p_1$ :

ТЦ–0, (ТЦ)–0, 1–2, (1)–(2), 2–0, (2)–0, 2–3, (2)–(3), 3–4, (3)–4,  
 4–7, 4–(7), 7–0, (7)–0, 4–5, 4–(5), 4–6, 4–(6), 5–8, (5)–(8),  
 8–0, (8)–0, 8–9, (8)–(9), 9–КП, (9)–КП, 5–КП, (5)–КП.

Всего  $p_1 = 28$  пар,  $p_3 = 2$ : ТЦ–1, (ТЦ)–(1). Число подвижных звеньев  $n = 20$ . Связь к ручному тормозу не рассматривается. Следовательно, система ТРП–(ТРП) второго колеса имеет

$$q = 5 - 6 \times 20 + 5 \times 8 + 3 \times 2 = 31$$

избыточную связь.

Анализ позволяет сделать вывод: расположение ТРП (ТРП) II на втором колесе отличается от расположения на первом, однако по структуре они идентичны.

Анализ представим структурной формулой (рис.3.18а), где цифрами обозначены число вносимых кинематической парой связей, а черточкой или фигурой – звено передачи либо тележки с их порядковыми номерами.

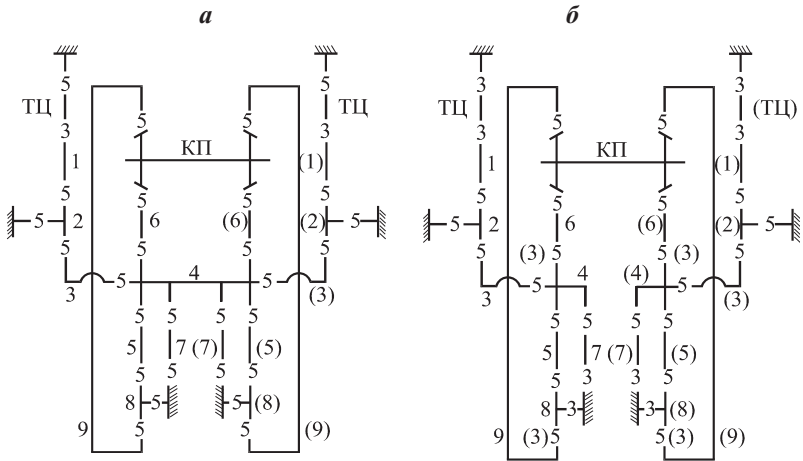


Рис. 3.18. Структурные формулы ТРП электровоза ДС3: а) существующей; б) рекомендуемой

Рассмотрим пути модернизации ТРП, которые позволят свести к нулю или хотя бы уменьшить число избыточных связей.

Прежде всего, необходимо ликвидировать поперечину между ТРП и (ТРП). В пользу ликвидации поперечины свидетельствует то, что тормозные колодки – гребневые. Они выемкой под гребень будут фиксироваться на поверхности катания колеса и не будут сползать по ней в сторону наружной грани колеса (рис. 3.18б).

В местах присоединения звеньев к раме тележки возможно и необходимо вращательные кинематические пары заменить сферическими соединениями путем постановки резиновых втулок. При малых возможных углах поворота они могут играть роль сферических соединений. Толщину стенки резиновых втулок и величину их деформаций необходимо рассчитывать в зависимости от

возможных перемещений валиков подвесок. Такая модернизация уже выполнена в тележках грузовых вагонов ЦНИИ-ХЗ. В этом случае:

$p_1$ : 1-2, 2-3, 3-4, 4-6, 4-7, (4)-(5), 4-5, (4)-(6), (4)-(7), (5)-(8),  
(8)-(9), 5-8, 8-9, 6-КП, 9-КП, (1)-(2), (2)-(3),  
(3)-(4), (6)-КП, (9)-КП;

$p_3$ : ТЦ-0, 2-0, 7-0, 8-0, ТЦ-1, (ТЦ)-0, (2)-0, (7)-0, (8)-0, (ТЦ)-(1).

Всего  $p_1 = 20$ ,  $p_3 = 10$ . Число подвижных звеньев

$$n = 9 + (9) + \text{ТЦ} + (\text{ТЦ}) + \text{КП} = 21.$$

Следовательно, имеем

$$q = 5 - 6 \times 21 + 5 \times 20 + 3 \times 10 = 9 \text{ (избыточных связей)}.$$

С учетом полезности ребордных тормозных колодок можно связи 4-6, 8-9, (4)-(6), (8)-(9) заменить сферическими. Тогда  $p_1 = 16$ ,  $p_3 = 14$  и, в целом, получаем

$$q = 5 - 6 \times 21 + 5 \times 16 + 3 \times 14 = 1 \text{ (избыточную связь)}.$$

Используем ранее предложенную модернизацию, при которой  $q = 1$ . Как уже отмечалось, модернизация вполне целесообразна.

Таким образом, чтобы уменьшить число избыточных связей в тормозной рычажной передаче, необходимо: ликвидировать поперечину между колесами одной колесной пары; в местах присоединения звеньев к раме тележки возможно и необходимо вращательные кинематические пары заменить сферическими соединениями путем постановки резиновых втулок.

Такая модернизация ТРП позволит: уменьшить износы в шарнирах; облегчить ремонт тележек и уменьшить его стоимость; повысить эффективность торможения в кривых участках пути, что в свою очередь позволит повысить безопасность движения на железных дорогах Украины.

## **Глава 4**

### **Совершенствования конструкции ходовых частей вагонов**

#### **4.1. Факторы, влияющие на износ пары «колесо–рельс»**

Во многих странах мира в целях повышения экономичности и эффективности перевозок грузов разработчики увеличили значения осевых нагрузок вагонов. При этом нагрузки на рельс и износ пары «колесо – рельс» тоже возросли.

Без сомнения, проблема износа пары «колесо – рельс» является актуально, несмотря на совершенствование элементов ходовых частей рельсовых экипажей и верхнего строения пути [79-82]. Однако с течением времени изменилась не только конструкция тележек и пути, но и нормативная база по их техническому содержанию. Несмотря на наличие более ста факторов, влияющих на износ колес и рельсов, некоторые из них играют определяющую роль. Остановимся подробно на некоторых аспектах этой сложной проблемы.

Несколько лет назад в открытой печати появилось множество статей, посвященных проблеме «колесо – рельс». В них интенсивный боковой износ рельсов и подрез гребней колес ряд ученых объясняют исчезновением самопроизвольной смазки в контакте рельса и гребня колеса за счет перевода подвижного состава на подшипники качения. Однако авторы, по нашему мнению, не в полной мере рассматривают расположение колеса относительно рельса (рис. 4.1). Даже при условии вытекания смазки из корпуса буксы подшипника скольжения, она не может попасть в место контакта гребня колеса и внутренней грани рельса. Данная конструкция буксы не предусматривает

подобное техническое решение. Авторы не одиноки в своих утверждениях о том, что наличие букс с подшипниками скольжения смазка попадала в место контакта гребня колеса с рельсом.

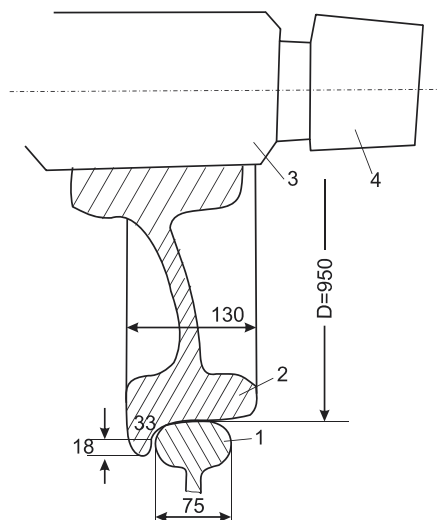


Рис. 4.1. Расположение колеса на рельсе:  
1 – рельс, 2 – колесо, 3 – ось, 4 – букса

Автор статьи [83], на наш взгляд, близок к разрешению загадки интенсивного износа пары «колесо – рельс».

Возьмем на себя смелость изложить свой взгляд на причину износа гребня колеса и внутренней грани рельса, рассмотрев конструкцию тележки грузового вагона ЦНИИ-ХЗ [84]. Прототипом этой тележки была тележка МТ-50, в которой надрессорная балка опиралась на пружины и эллиптическую рессору, что позволяло воспринимать не только радиальную (вертикальную) нагрузку, но и за счет разбега, то есть возможности скольжения в продольном (осевом)

направлении на шейке оси подшипников скольжения, гасить осевую нагрузку.

Как известно, тележка ЦНИИ-ХЗ хорошо воспринимает вертикальные нагрузки, однако клинья инженера А. Г. Ханина (а. с. 46958 от 4.05.1935 г.) за счет трения об фрикционные планки не позволяют боковые перемещения при движении вагона в кривых участках пути.

Мировой опыт показывает, что одной из причин интенсивного износа (подреза) гребня является недостаточная радиальная самоустанавливаемость колесных пар в кривых участках пути и прижатое состояние гребней колес к одному из рельсов после выхода тележки на прямолинейный участок. Отсутствие возможности вливания колесной пары относительно оси пути тоже провоцирует износ гребней [85]. Указанные выше модернизации тележки модели 18-100 радиальному самоустанавливанию колесных пар не способствуют.

Доказывать значимость подшипников качения нет смысла, поскольку ликвидированы загрязнения от мазута в парках отправления поездов на станциях, осевая смазка не выливается из букс и не «обогащает» груз на вагоноопрокидывателях. Повысилась надежность вагонов в эксплуатации, отцепки их и задержки поездов из-за нагрева букс (известно, что на роликовых подшипниках задержки вагонов в несколько раз меньше, чем на подшипниках скольжения).

Надо сказать, что подобные вспышки (интенсивный износ гребней колес) наблюдались и раньше. Предыдущая вспышка была связана с переходом от паровозов к тепловозам и электровозам,



которые хуже вписывались в кривые [86]. Однако авторы не дают пояснений – почему, а только констатируют сам факт.

Авторы работы [86] правильно делают вывод о том, что необходимо улучшать конструкцию и состояние тележек вагонов, что позволит колесам лучше вписываться в кривые, а также поддерживать согласованные профили рельсов и колес.

В настоящее время в качестве частичного решения проблемы износа колес предлагается так называемая лубрикация (смазывание) внутренних граней рельсов. В результате лубрикации смазка попадает на поверхность катания, значительно падает сила сцепления колеса с рельсом и во много раз возрастает юз колес при торможении и буксование при тяге. Лубрикация – это действительно «...борьба с последствием, а не с причинами катастрофического износа. Мы также ходим более 50 лет по железнодорожному пути. Однако «замазученные» с внутренней стороны рельсы не видим...».

Автор в статье [87] пишет, что создан проект вагонной тележки, в которой нет ни одной кинематической пары с поверхностным трением, где кузов опирается на резинометаллические опоры, и внедрено ряд новшеств.

Авторы работы [86] предлагают уменьшить износ гребней колесных пар тележек модели 18-100, создав дополнительную подвижность боковых рам относительно колесных пар, что должно дать возможность колесным парам самоустанавливаться в кривых участках пути [52].

Ученые ВНИИЖТа утверждают, что в большинстве случаев углы поворота двухосных тележек относительно кузова вагона не превышают соответственно 31 мрад в кривой радиусом 600 м и 22 мрад в кривых радиусами от 576 до 2500 м [88]. Следовательно, чтобы

колесная пара заняла радиальное положение в кривом участке пути, ей необходимо повернуться на соответствующий угол и по отношению к раме тележки.

Однако в буксовом узле с подшипниками качения шейка оси с закрепленными на ней подшипниками имеет малый осевой и радиальный разбег. Согласно [89] осевой разбег для двух цилиндрических подшипников с наружным диаметром 250 мм обеспечивается конструкцией и может составить 0,68...1,38 мм. Из-за такого малого разбега в буксовом узле колесная пара не имеет возможности самоустанавливаться, то есть принимать первоначальное положение после выхода вагона на прямолинейный участок пути после прохода кривой, а это значит, что она остается прижатой гребнем колеса к внутренней грани головки «наружного» рельса пути.

Оценим возможные зазоры в буксе при наличии цилиндрических роликовых подшипников, используя анализ размерных цепей в буксе [90, 91].

Размер замыкающего звена  $A_{\Delta}$  определяется выражением

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n (\xi_i + A_i) \quad , \quad (4.1)$$

где  $\xi_i$  – размер  $i$ -го звена;  $n$  – число составляющих звеньев;  $A_i$  – предельное отклонение, которое принимается положительным для увеличивающего и отрицательным для уменьшающего размера звена.

Для определения замыкающего звена разработана и использована программа для ПЭВМ, блок-схема которой приведена на рис. 4.2.

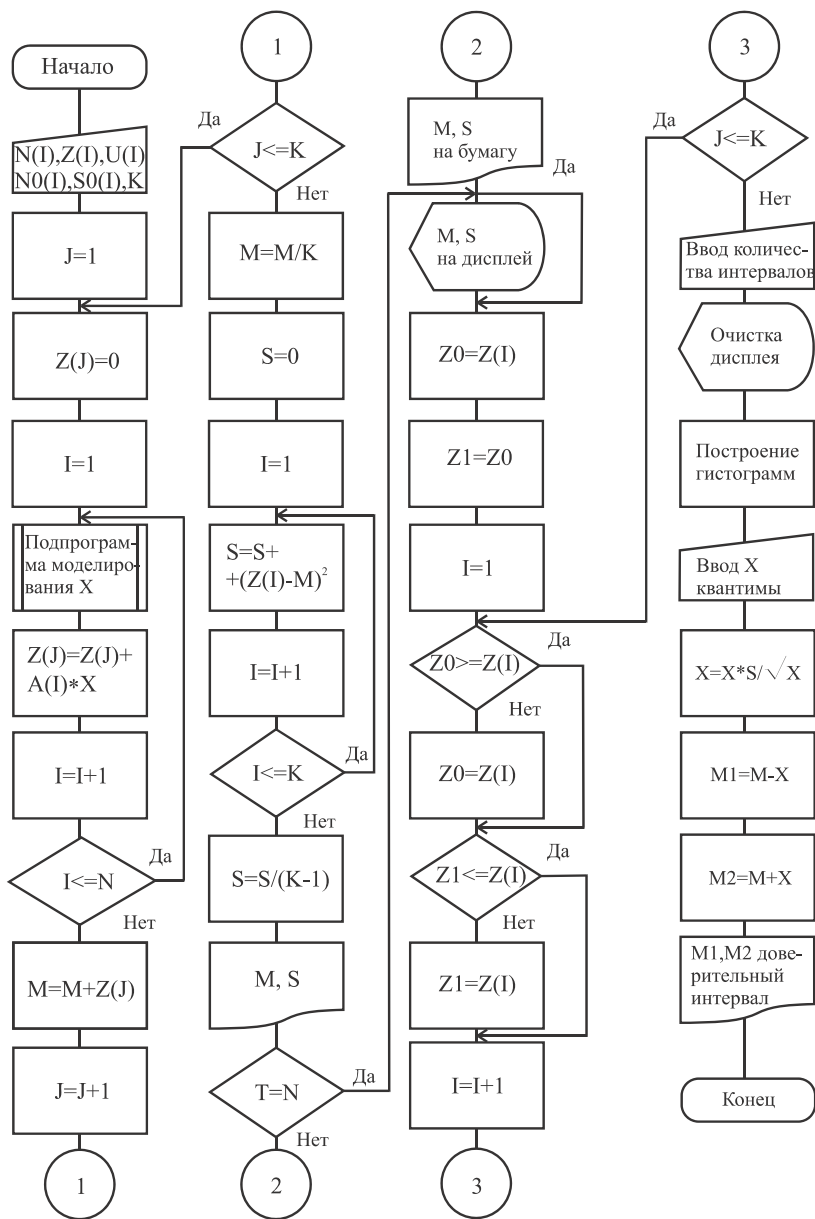


Рис. 4.2. Блок-схема расчета размерной цепи

Диаметр внутренней цилиндрической части буксы из стального литья составляет: при новом изготовлении  $250_{+0,015}^{+0,061}$  мм, при ремонте  $250_{+0,015}^{+0,200}$  мм. Радиальный зазор в самих подшипниках составляет 0,115...0,170 мм.

Внутреннее кольцо подшипника закрепляется на шейке оси горячей посадкой.

Указанные выше модернизации тележки модели 18-100 радиальному самоустанавливанию колесных пар не способствуют.

Наружный диаметр радиального роликового подшипника равен  $250_{-0,038}^{+0,008}$  мм [92]. Максимальный и минимальный радиальные зазоры между подшипником и корпусом буксы составят

$$A_{\Delta\max} = 0,061 - (-0,038) = 0,099 \text{ мм};$$

$$A_{\Delta\min} = 0,015 - 0,008 = 0,007 \text{ мм}.$$

Следует отметить, что зазор между внутренней поверхностью буксы и наружным кольцом подшипника настолько мал, что при демонтаже буксового узла наружное кольцо подшипника часто приходится выталкивать из буксы на прессе.

Общая величина радиального разбега с учетом зазоров в самом подшипнике составляет:

$$A_{\Delta\max} = 0,099 + 0,170 = 0,269 \text{ мм};$$

$$A_{\Delta\min} = 0,007 + 0,115 = 0,122 \text{ мм}.$$

Считают, что осевой разбег двух цилиндрических подшипников наружным диаметром 250 мм, установленных на одну шейку оси, обеспечивается конструкцией подшипника. Как уже отмечалось, осевой разбег составляет 0,68...1,38 мм.

Таким образом, между шейкой и корпусом буксы при использовании цилиндрических роликовых подшипников фактически существует только одноподвижная (вращательная) кинематическая пара, а не кинематическая пара третьего рода, которая была при наличии подшипников скольжения или сферических подшипниках [66].

#### **4.2. Структурный анализ тележки ЦНИИ-ХЗ модели 18-100**

Коническая форма поверхности катания колес колесной пары обеспечивает самоустановление ее в радиальном положении при движении в кривой лишь в том случае, когда ее движению не препятствуют избыточные связи в тележке, нарушающие постоянный контакт поверхности катания колес с рельсами, что, в конечном счете, приводит к интенсивному износу гребней колес.

Техническая документация [93] обуславливает монтаж буксового узла с величиной осевого зазора (разбега) 0,68...1,38 мм, а радиального – 0,122...0,269 мм. Из-за такого малого осевого разбега колесная пара не может самоустанавливаться. Целесообразно напомнить, что подшипники скольжения на шейках оси колесной пары ранее имели осевой разбег 6...12 (20) мм, и основным браком на поверхности катания колес был прокат, а не износ гребня.

Эксперименты по обследованию подшипников скольжения с увеличенным углом обхвата шейки оси, проведенные в свое время сотрудниками ДИИТа, свидетельствуют о том, что под подшипником скольжения создается масляный клин толщиной более 0,1 мм. В поток масла, захватываемого вращающейся шейкой, вбрасывали бритвенное лезвие толщиной 0,1 мм, которое затягивалось под подшипник и

мгновенно выбрасывалось с другой стороны подшипника (подшипники скольжения испытывались под нагрузкой груженого вагона). Следовательно, масляный клин под подшипником скольжения исполнял роль амортизатора и одновременно позволял тележке проходить кривые с малым углом набегания [94]. Колесная пара при этом могла самоустанавливаться на рельсах.

Железнодорожная тележка – это пространственный механизм, состоящий из жестких деталей (звеньев), подвижно связанных между собой. Детали тележки не должны испытывать стеснений в движении, то есть при структурном синтезе вид кинематических пар необходимо подбирать таким образом, чтобы детали тормозной передачи могли приспособляться к изменениям положения опорных точек звеньев при изменении их взаимного расположения и положения колесных пар. Этого можно достичь, создав статически определимый механизм рычажной передачи, то есть ликвидировав в тележке избыточные связи.

Тележка ЦНИИ-ХЗ состоит из нескольких звеньев, подвижно соединенных между собой: двух продольных балок (боковин), соединенных с колесными парами через буксы, и поперечной (надрессорной балкой), опирающейся на боковины через комплект пружин. Особенностью трехэлементной тележки грузового вагона является отсутствие жесткой рамы, которую имеют тележки пассажирских вагонов.

Конструкция существующей тележки ЦНИИ-ХЗ является сложной механической системой, которая не обеспечивает равномерное распределение силы нажатия колодок тормозной рычажной передачи на колеса. В рычажной передаче силы действуют не в одной плоскости, что приводит к появлению распорных сил в шарнирах, во избежание которых посадка валиков рычажной

передачи выполняется с большими зазорами. Это все можно объяснить рядом конструктивных несовершенств рычажной передачи, наличием в ней многих звеньев и шарниров, действием сил трения в шарнирах.

Работа рычажной передачи грузового вагона усугубляется тем, что она подвешена своими опорными (мертвыми) точками к необрессоренным (боковинам) и обрессоренным (надрессорной балке) частям тележки, а тормозной цилиндр чаще всего крепится к раме вагона. Такое крепление дает возможность менять свое относительное линейное и угловое расположение при движении вагона и в силу его различной загруженности.

При торможении происходит замыкание колесных пар тормозными колодками, закрепленными на триангеле, которые меняют свое взаимное расположение при вписывании вагона в кривые участки пути.

При структурном анализе всякую тормозную передачу относят к плоским механизмам, руководствуясь тем, что такой она становится при отпуске тормозов.

В связи с наличием линейных и угловых смещений мест закреплений передачи, а также в связи с неточностью изготовления звеньев нарушаются условия плоского движения механизма. Очевидно, «плоскую» тормозную рычажную передачу (с точки зрения кинематики) следует рассматривать как пространственную (с точки зрения статики и динамики). Структурный анализ тележки грузового вагона как пространственной системы рассмотрел Л. Н. Решетов [66].

Самоустанавливание тормозных колодок будет в том случае, если их число степеней подвижности будет соответствовать числу степеней подвижности колесных пар.

Кинематические соединения между рельсами и колесной парой могут быть двоякими: если колесная пара не прижата гребнями к рельсу, будет соединение пятого рода – наложено одно линейное условие связи по осиз; если колесная пара прижата гребнем к рельсу, будет соединение четвертого рода – наложено одно линейное условие по оси  $z$  и одно линейное по оси  $y$ . Для тележки число степеней подвижности должно быть равным  $W = 10$  (то есть на каждую колесную пару наложена одна связь – связь с рельсом).

Число избыточных связей  $q$  определим по формуле А. П. Малышева (как для пространственных механизмов) (2.1).

Профессор Л. Н. Решетов, рассматривая соединение в тележке грузового вагона, оценил соединение колесной пары и буксы с подшипником скольжения и сферическими роликовыми подшипниками как кинематическую пару третьего рода  $p_3$  [66].

Как определено выше, между шейкой оси и корпусом буксы с подшипниками качения существует вращательная кинематическая пара  $p_1$ .

Считается, что осевое перемещение колесной пары происходит за счет перемещения буксы в буксовом пространстве боковины тележки (корпус буксы и боковина образуют плоскую кинематическую пару). Однако между корпусом буксы и боковиной тележки существует сухое трение, а силы трения влияют на самоустановление звеньев механизма, и происходит следующее [66]:

– силы трения могут устранять часть подвижностей кинематических пар механизма, который, будучи выполненным по структурной схеме без избыточных связей, в действительности может оказаться статически неопределимым;



– силы трения влияют на точность самоустановления звеньев, что иногда является решающим фактором.

Проведем структурный анализ тележки ЦНИИ-ХЗ [95-97]. Между буксой и боковиной связь жесткая (за счет трения). На рис. 4.3 представлен структурный анализ тележки ЦНИИ-ХЗ.

Кинематические пары при этом:

1) без учета ТРП (рис. 4.3а):

$$p_1 = 6: (I-V, I-VI, VII-V, VII-VI, IV-VI, IV-V);$$

$$p_3 = 0; \quad p_4 = 0; \quad p_5 = 0.$$

Тогда число избыточных связей, согласно (2.1), будет:

$$q = 10 - 6 \times 5 + 5 \times 6 = 10.$$

2) в процессе торможения тележки (рис. 4.3б):

$$p_1 = 12: (I-V, I-VI, VII-V, VII-VI, IV-VI, IV-V, IV-7, 7-6, 6-8, 6-2, 2-1, 1-3);$$

$$p_2 = 8: (8-9, 8-10, 3-4, 3-5, 10-V, 4-V, 5-VI, 9-VI);$$

$$p_3 = 0;$$

$$p_4 = 0;$$

$$p_5 = 4: (8-II.1, 8-II.2, 3-I.1, 3-I.2).$$

Число подвижных звеньев  $n = 5 + 10 = 15$  (на рис. 4.3а: колесные пары I и VII, наддресорная балка IV, боковины V и VI; на рис. 4.2б: рычаги 1 и 6, подосная тяга 2, серьга 7, триангели 3 и 8, подвески 4, 5, 9, 10).

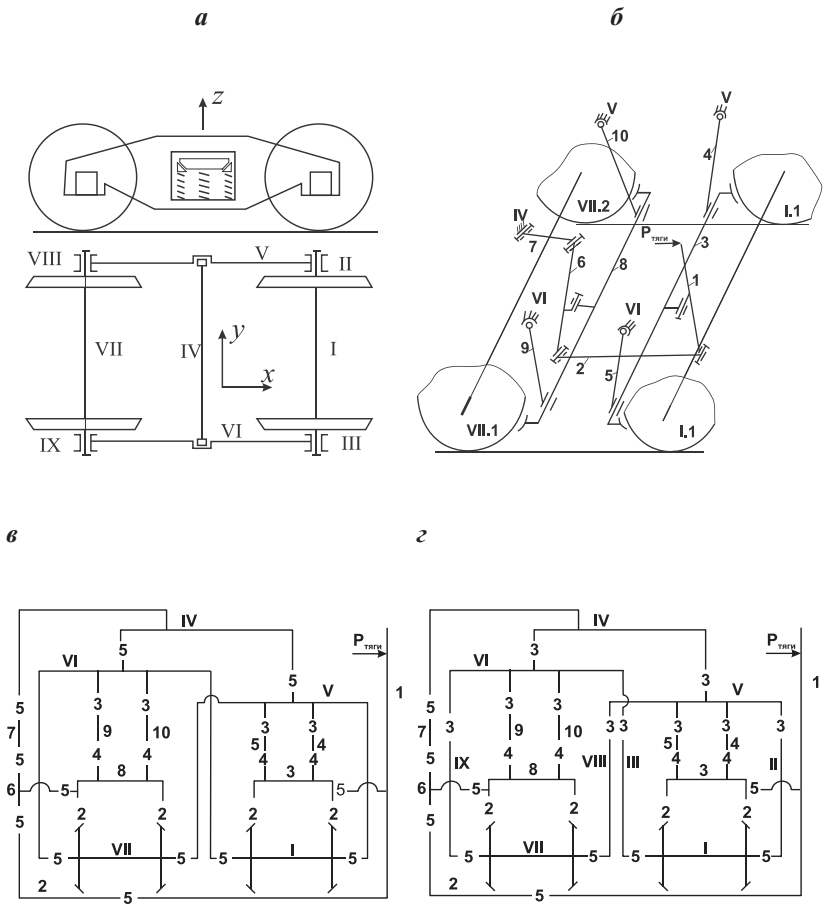


Рис. 4.3. Структурный анализ тележки ЦНИИ-ХЗ модели 18-100:  
*а)* кинематические пары в конструкции тележки; *б)* кинематические пары в тормозной рычажной передаче; *в)* структурная формула существующей тележки; *г)* структурная формула с учетом модернизации вагонной тележки.

Здесь количество избыточных связей:

$$q = 10 - 6 \times 15 + 5 \times 12 + 4 \times 8 + 4 = 16.$$

Необходимо конструктивно гарантировать работу цилиндрических кинематических пар  $p_2$  (соединение подвески и башмака), поскольку место их соединения не обрабатывается механически, а с учетом агрессивной среды, в которой они работают на вагоне, данные пары могут перерождаться во вращательные  $p_1$ . В этом случае число избыточных связей будет равно 20.

Согласно [89] у грузовых вагонов при сборке тележек ЦНИИ-ХЗ необходимо учитывать ряд требований (рис. 4.4).

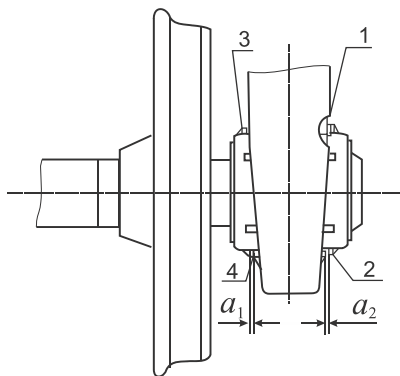


Рис. 4.4. Соединение буксы с боковиной тележки ЦНИИ-ХЗ

Основные требования таковы:

– не допускается отсутствие зазора в точках 1 и 2, или в сумме меньше 5 мм (аналогично в точке 3 и 4);

– размер  $a = a_1 + a_2$  при выпуске из ремонта должен быть 6... 12 мм, где  $a_1$  и  $a_2$  – зазоры между корпусом буксы и боковиной тележки;

– при отсутствии зазора  $a_2$  зазор  $a_1$  должен составлять не менее 5 мм по всей длине направляющих корпуса буксы и боковины тележки.

Однако эти предусмотренные зазоры, способствующие продольному смещению колесной пары, что исключало бы подрез гребня колес и головки рельса, не действуют.

Профессор А. А. Попов вычислил усилие прижатия переднего колеса передней тележки при вписывании груженого полувагона в кривую. Это усилие составляет более 6-ти тонн, а при установившемся движении тележки в кривой на это колесо действует более 9-ти тонн [98].

Таким образом, центробежные силы при вписывании вагона в кривую прижимают колеса к наружному рельсу с усилием в 6...9 тонн, а при выходе на прямолинейный участок силы трения между буксами и боковинами составляют:

$$F = P \cdot \mu = 245 \cdot 0,15 = 36,7 \text{ кН}, \quad (4.2)$$

где  $P$  – нагрузка на колесную пару,  $P=245$  кН;  $\mu$  – коэффициент трения (для сухого трения – сталь по стали – следует принять  $\mu = 0,15$ ).

Сила трения удерживает колесную пару, прижатой к внутренней грани рельса, который в кривой был наружным, даже после выхода вагона на прямолинейный участок. По этой причине зазоры в соединении «боковина – букса» не выбираются, о чем говорилось ранее.

В русле сказанного выше отметим следующий факт: при испытаниях полувагонов обнаружилось, что зазоры между буксой и боковиной подолгу остаются неизменными, выбираются случайным образом после некоторых ударов в стыках и торможении поезда [99].

В результате обследования технического состояния боковин и букс тележек на многих боковых рамах зафиксирован износ верхней полки над буксовым проемом глубиной 1...8 мм, что свидетельствует о больших силах трения в сопряжении «букса – боковина» [100].

На рис. 4.3в приведена структурная формула рычажной передачи тележки, где цифрами обозначено число вносимых кинематической парой связей, а черточкой или фигурой – звено передачи или тележки с их порядковыми номерами, а на рис. 4.3г – структурная формула с учетом предложенной авторами модернизации, о чем будет сказано далее.

Как было отмечено выше, типовая вагонная тележка имеет 16 избыточных связей, препятствующих самоустанавливанию тормозной колодки относительно поверхности катания колесной пары при изменении положения колесной пары, а также при перемещениях боковин и надрессорной балки. Это правомерно при условии исключения всех поддерживающих и предохранительных устройств, которые не нарушают закона движения звеньев и в расчете величины  $q$  не участвуют. Учет их значительно ухудшит самоустанавливаемость колесных пар.

Подшипники скольжения на шейке оси в эксплуатации, согласно [101], имели осевой разбег 6...12 (20) мм, и основным браком на поверхности катания колес был прокат, а не подрез гребня.

Надо полагать, что за счет разбега подшипника скольжения на шейке оси колесная пара имела возможность перемещаться (самоустанавливаться) в своем осевом направлении во время вписывания вагона в кривые участки пути, а по выходе из него занимать свое первоначальное положение. Этому способствовало наличие уклонов на поверхности катания колес, вкладыши

подшипников, а также масляный клин, который имел место под подшипником скольжения при вращении колесной пары. Опыты показали, что толщина масляного клина под подшипником скольжения создавалась более 0,1 мм [94].

В тележках с буксами, оборудованными подшипниками скольжения, соединение шейки оси с корпусом буксы образует кинематическую пару третьего рода  $p_3$ . Следовательно, число избыточных связей  $q = 4$ .

Существенно меньше избыточных связей было наложено и в деталях тележки. Тяга 2 жестко связывает между собой вертикальные рычаги 1, 6 и по этой причине триангели 3, 8 не могут без деформации своих деталей занимать положение колесных пар при торможении. Для устранения дефектов передачи представляется возможным (с учетом того, что распорка работает на сжатие) вращательные соединения распорки и соединения серьги заменить на сферические  $p_3$  и сферические с пальцем  $p_2$ .

По мнению авторов, для облегчения радиальной самоустановки колесных пар необходимо уменьшить силу трения в соединении «боквина – букса» за счет создания в этом соединении кинематической пары третьего рода, что имело место между колесной парой и буксой при подшипниках скольжения [102]. В этом случае число степеней подвижности  $W = 10$ , число подвижных звеньев  $n = 15 + 4 = 19$ , а кинематические пары:

$$p_1 = 10 \text{ (I-II, I-III; VII-VIII; VII-IX; IV-7; 7-6, 6-2, 2-1, 6-8, 1-3);}$$

$$p_2 = 4 \text{ (9-8, 10-8, 4-3, 5-3);}$$

$$p_3 = 10 \text{ (II-V, V-VIII, VI-IX, III-VI, IV-V, IV-VI, V-10, 4-V, 9-VI, VI-5);}$$

$$p_4 = 4 \text{ (VII-8, (VII-8), I-3, (I-3)).}$$

Тогда число избыточных связей будет равно:

$$q = 10 - 6 \times 19 + 5 \times 10 + 4 \times 4 + 3 \times 10 + 2 \times 4 = 0,$$

то есть установка подвижности буксы относительно боковины позволит создать механизм без избыточных связей.

Данные предложения подкреплены патентами [103, 104].

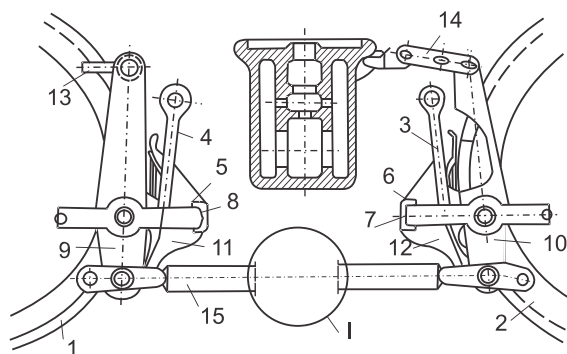
Правоту этих выводов подтверждает тот факт, что в пассажирских вагонах подрез гребня колес наблюдается значительно реже. По данным пассажирского вагонного депо Днепропетровска Приднепровской железной дороги только треть колесных пар за год обтачивается по причине тонкого гребня. Этому способствует наличие люльки и то, что букса опирается на пружины, то есть имеет относительную, по отношению к раме, подвижность, что можно оценить как кинематическую пару третьего рода.

Рычажная передача должна быть индифферентной к деформации рамы и деформации рессорного подвешивания, тем более, что подвески триангелей крепятся к кронштейнам на подрессоренных частях рамы тележки, из-за чего при движении вагона колодки и триангели непрерывно перемещаются относительно колес вследствие вертикальных колебаний, а также при изменении загрузки вагона.

Объединенные между собой пластины вертикального рычага 1 (распределительного) тормозной рычажной передачи тележки (см. рис. 4.3б) с шириной между ними, равной толщине головки подосной тяги 2 (распорки), как и второго вертикального рычага 6 (ведомого), нижние концы которых связаны этой распоркой с достаточно большой жесткостью, не способствуют самоустановлению колесной пары в радиальном положении в кривом участке пути. До модернизации рычагов за счет зазоров в отверстиях и возможного углового перемещения каждой в отдельности пластины между собой и

на валиках шарнирных соединений препятствий самоустановлению колесной пары было значительно меньше.

В подобной ситуации необходимо изменить конструкцию подосной распорки, что предложено в а. с. СССР № 1463599 [94] (рис. 4.5). Эта конструкция будет способствовать не только самоустановлению колесной пары, но и повысит эффективность торможения при прохождении вагоном кривых участков пути.



Узел I.

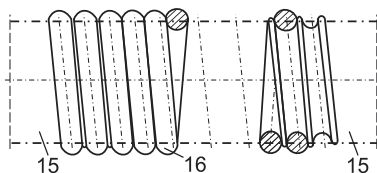


Рис. 4.5. Совершенствование подосной распорки рычажной передачи тележки ЦНИИ-ХЗ

Отметим особенности конструкции рассматриваемой тормозной рычажной передачи. Вертикальные рычаги 9 и 10 посредством нижних отверстий шарнирно соединены распорной тягой 15, средняя часть которой выполнена в виде цилиндрической пружины с



сомкнутыми витками. При этом торцы пружины 16 жестко зацементированы в головках распорной тяги.

Во время торможения распорная тяга 15 воспринимает сжимающую нагрузку и возможен ее изгиб в пределах упругой деформации.

При вписывании вагона в кривой участок пути колесные пары 1 и 2 тележки занимают непараллельное между собой положение. Триангели 5 и 6 за счет угловой податливости распорной тяги занимают положение, параллельное осям колесных пар, а рычаги 9 и 10 поворачиваются в вертикальной плоскости взаимно на угол поворота колесных пар относительно друг друга.

Этим обеспечивается равномерное нажатие колодок на поверхности катания колес при любом их положении и, следовательно, повышается эффективность тормозной силы.

Поскольку угол поворота колесных пар в раме тележки будет равен ранее указанной величине, изгиб распорной тяги не будет превышать 30 мм, что обеспечивается устойчивостью пружины 16.

В результате анализа не претендующих на полноту факторов, которые могут оказывать влияние на износ пары «колесо – рельс», можно сделать вывод о целесообразности создания в узле «боковина – букса» кинематической пары третьего рода [91].

Это можно осуществить за счет постановки податливого элемента или уменьшения силы трения в узле. Необходимо также продолжать совершенствовать тормозную рычажную передачу тележки [105].

### **4.3. Некоторые конструктивные предложения по улучшению ходовых качеств подвижного состава**

#### **4.3.1. Скользун тележки грузового вагона**

В соответствии с техническими требованиями и назначением тележек они должны иметь необходимые ходовые качества для обеспечения безопасности движения: устойчивость против схода с рельсов, плавность при вписывании в кривые участки пути, минимальную величину вертикальных и горизонтальных динамических сил и ускорений при конструкционной скорости движения, требуемые показатели плавности хода вагона, гарантированную прочность и надежность в эксплуатации.

Тележка ЦНИИ-ХЗ модели 18-115 имеет скользун, который обеспечивает скорость движения до 140 км/г и улучшенные динамические характеристики вагона. Одной из конструктивных особенностей этой тележки является использование более совершенной схемы опирания кузова – часть нагрузки от кузова вагона передается на подпятник, а часть – черезупруго-пружинный скользун. Однако элементы фрикционной пары скользунов интенсивно изнашиваются, что приводит к увеличению расходов при их восстановлении.

Существует еще один фрикционный клиновой гаситель колебаний экипажной тележки транспортного средства, описанный в патенте на полезную модель № 20777. Он состоит из клина, установленного на упругом элементе рессорного подвешивания, и контактирующего своей поверхностью с соответствующей частью тележки, а вертикальной поверхностью через жестко закрепленную платину с нанесением на нее износоустойчивых элементов в виде

металлокерамических вставок. Но это техническое решение относится к паре трения в клиновом амортизаторе рессорного подвешивания тележки, а не их скользунов.

Чтобы усовершенствовать конструкцию скользунов с целью улучшения динамического качества транспортного средства и уменьшения их изнашивания авторами была предложена конструкция скользуна тележки железнодорожного вагона [106]. Отличие предлагаемой конструкции скользуна от предыдущих в том, что износостойчивые элементы выполнены в виде сменных металлокерамических пластинок, жестко закрепленных на плоскостях трения. Такая конструкция скользуна будет способствовать уменьшению износа элементов соединения тележки и рамы грузового вагона, улучшению его динамических качеств, а также уменьшению расходов на восстановление изношенных трением скользунов.

На рис. 4.6*а* представлен общий вид скользуна; на рис. 4.6*б* – вид по стрелке «А».

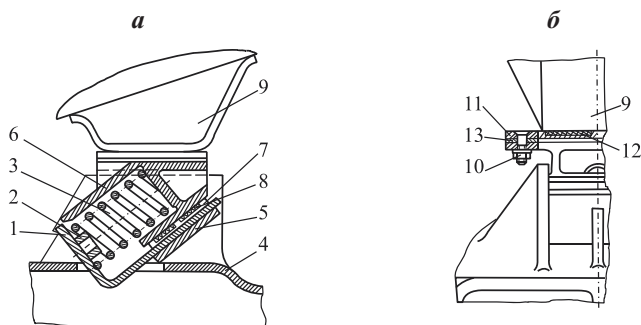


Рис. 4.6. Общий вид скользуна (*а*) и вид по стрелке А (*б*)

Скользун тележки железнодорожного вагона состоит с Г-образной плиты 1 с жестко закрепленным на ней приливом 2 для

фиксации пружины 3. Плита установленная на верхнем поясе наддресорной балки 4 и опирается на ребра 5. На пружина установлена фрикционный клин 6, наклонная поверхность которого взаимодействует с опорной наклонной площадкой плиты через пластинку 7 с нанесенной на нее износостойчивыми элементами в виде металлокерамических вставок 8.

Между верхней поверхностью опорной части клина и скользяном 9, закрепленным на раме вагона, к клину жестким соединением 10 закреплена также пластинка 11 с износостойчивыми элементами в виде металлокерамических вставок 12 через площадку 13, с помощью которой регулируется величина начального натяжения между скользянами.

Во время движения транспортного средства по железнодорожному пути возникают вертикальные колебания необдресоренной части 9 кузова вагона относительно наддресорной балки 4 тележки. При этом действуют значительные силы трения в парах 9-12 и 8-6, основную часть которых воспринимают металлокерамические вставки 12 и 8, что приводит к гашению этих сил и обеспечивает уменьшение динамических нагрузок, которые возникают при колебаниях тележки во время движения по прямым и вписывании тележки в кривые участки пути.

#### **4.3.2. Тормозная рычажная передача тележки железнодорожного транспортного средства (патенты Украины № 78951, 78953)**

Тормозная рычажная передача (ТРП) тележки транспортного средства используется для увеличения усилия от штока тормозного

цилиндра и для передачи этого усилия на тормозные колодки. Традиционно ТРП состоит из рычагов, соединенных между собой шарнирами, то есть вращающимися кинематическими парами в виде валиков. Однако торможение при такой передаче не эффективно, потому что вращающиеся кинематические пары приводят к избыточным связям в тормозной передаче, что отрицательно влияет на работу деталей, вызывая их интенсивный износ. Такая передача также снижает эффективность торможения во время прохождения криволинейных участков пути.

Тормозная рычажная передача тележки транспортного средства, описанная в а. с. СССР 1463599 [74], распорная тяга, которая связывает распределительный и ведомый вертикальные рычаги, имеет две части, соединенные между собой кинематической парой четвертого класса в виде цилиндрической пружины с сомкнутыми витками. Недостатком такой конструкции является то, что она сложна с технической точки зрения при изготовлении, а также имеет недостаточное закрепление пружины на концах распорной тяги.

Поэтому с целью повышения эффективности работы тормозной рычажной передачи при помощи использованных в ней технических решений, технологически обоснованных, а также повышения надежности функционирования тормозной рычажной передачи, особенно при прохождении кривых участков пути, что в свою очередь положительно повлияет на безопасность движения на железных дорогах, предлагается модернизированная конструкция тормозной рычажной передачи [107].

Предлагаемая конструкция тормозной рычажной передачи тележки железнодорожного транспортного средства имеет закрепленные на надрессорной балке и боковинах рычаги, триангели

и закрепленные на них тормозные колодки, которые передают усилие на поверхность катания колеса колесной пары. Отличие от вышеуказанных аналогов состоит в том, что вертикальные рычаги в своей нижней части соединены с распорной тягой кинематическими парами четвертого класса в виде шарикового подшипника.

На рис. 4.7а представлена схема тормозной рычажной передачи тележки железнодорожного транспортного средства (вид сбоку с частичным вырезом), на рис. 4.7б – узел I с шаровым подшипником; на рис. 4.7в – узел I с резиновой втулкой.

Предлагаемая конструкция тормозной рычажной передачи тележки железнодорожного транспортного средства с колесными парами 1 и 2 состоит из подвесок 3 и 4, триангелей 5 и 6, которые при помощи распор 7 и 8 соединены со средними отверстиями вертикального 9 и ведомого 10 рычагов. Подвески с закрепленными башмаками 11, 12 и колодками подвешены к боковине тележки (на рис. не показано). Верхнее отверстие распределительного рычага закреплено шарнирно к тяги 13, а ведомого, при помощи сережки 14, – к мертвой точке, закрепленной на надрессорной балке. Вертикальные рычаги нижними отверстиями соединены с распорной тягой 15 кинематическими парами четвертого класса в виде шарикового подшипника 16, который своим внутренним кольцом закреплен на валике 17, а внешне – в отверстии вертикальных рычагов.

Работает тормозная рычажная передача следующим образом. Во время вписывания подвижного состава в кривые участки пути колесные пары 1 и 2 тележки вагона занимают не параллельное друг другу положение, а триангели 5 и 6 за счет кинематических пар (шариковых подшипников) занимают положение, параллельное осям колесных пар.

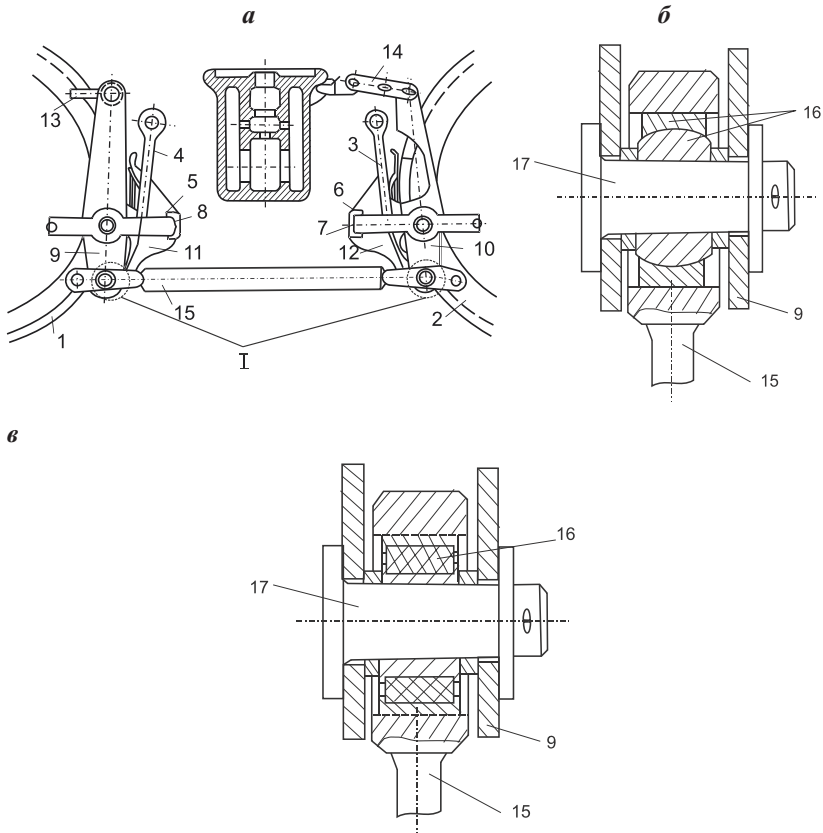


Рис. 4.7. Тормозная рычажная передача тележки железнодорожного транспортного средства: а) общий вид; б) узел I с шаровым подшипником; в) узел I с резиновой втулкой

Рычаги 9, 10 взаимно поворачиваются на угол поворота колесных пар относительно друг друга (главная тяга 13 и сережка 14 содействуют этому).

Растроможение проходит в обратном порядке.

Предложенная конструкция тормозной рычажной передачи способствует повышению надежности и эффективности ее работы, а также безопасности движения поездов.

Во втором варианте конструкции тормозной рычажной передачи [107] вместо шарикового подшипника вертикальные рычаги в своей нижней части соединены с распорной тягой кинематической пары четвертого класса в виде резиновой втулки, которая показана на рис. 4.7в. Резиновая втулка своим внутренним кольцом закреплена на валике шарнира 17, а внешним – в отверстии вертикальных рычагов.

#### **4.3.3. Фрикционный клиновый гаситель колебаний**

Фрикционный клиновой гаситель колебаний тележки ЦНИИ-ХЗ изготовлен из литейной стали, а вертикальная его стенка толщиной 16 мм контактирует со стальной пластинкой, которая прошла термическую обработку [108].

Но вертикальная стенка клина от контакта с пластиной твердости 350 НВ имеет интенсивный износ. В ремонт поступают полувагоны, в которых толщина этой стенки клина достигает 4 мм, а Правила ремонта вагонов позволяют использовать клин без его восстановления с толщиной стенки 8 мм. Для восстановления клина необходимо наплавить объем металла, с учетом дальнейшей механической обработки, где-то около 250 см<sup>3</sup>.

Существует также фрикционный гаситель колебаний экипажной тележки транспортного средства, описанный в а. с. СССР № 846363. Он состоит из клина, установленного на пружинах рессорного подвешивания, и контактирующего наклоненной поверхностью с соответствующей поверхностью наддресорной балки тележки, а



вертикальной поверхностью – со сменным вкладышем, который установлен между клином и фрикционной планкой, закрепленной на необрессоренной части тележки с возможностью взаимного относительного перемещения вкладыша и клина. Однако такой гаситель колебаний имеет дополнительные контактирующие поверхности между клином и вкладышем, которые снашиваются и нуждаются в ремонте, а также гаситель содержит между контактирующими поверхностями смазочную жидкость, которая может попадать между фрикционной планкой и вкладышем, который ухудшает работу гасителя.

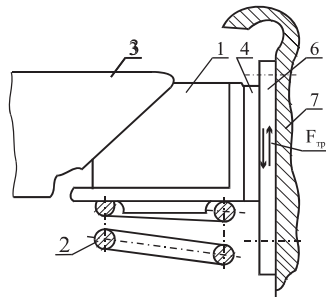
Для усовершенствования конструкции фрикционного гасителя колебаний с целью улучшения динамических его качеств условий ремонта предложена конструкция фрикционного клинового гасителя колебаний вагонной тележки [109, 110].

Суть предлагаемой конструкции заключается в следующем.

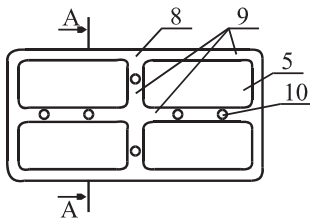
Фрикционный клиновой гаситель колебаний тележки транспортного средства имеет клин, установленный на пружинах рессорного подвешивания и контактирующий наклонной поверхностью с соответствующей поверхностью надрессорной балки тележки, а вертикальной поверхностью при помощи жестко закрепленной на клине сменной пластины, которая содержит износоустойчивые элементы, размещенные среди разгрузочных выступов, – с фрикционной планкой, которая закреплена на боковой раме тележки. Новым в предлагаемой конструкции является то, что износоустойчивые элементы выполнены в виде сменных металлокерамических пластинок. Каждая металлокерамическая пластинка имеет разгрузочные выступы, ширина которых выбирается из расчета размещения отверстия под электрозаклепки [111].

На рис. 4.8а представлен общий вид фрикционного гасителя колебаний; на рис. 4.8б – пластина с металлокерамическими вставками; на рис. 4.8в – сечение А-А.

*a*



*б)*



*в)*

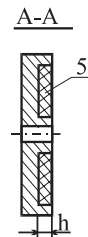


Рис. 4.8. Фрикционный клиновый гаситель колебаний: *a*) общий вид; *б)* пластина с металлокерамическими вставками; *в)* сечение А-А

Фрикционный клиновой гаситель колебаний состоит из клина 1, установленного на упругом элементе 2 рессорного подвешивания и контактирующего наклоненной своей поверхностью с соответствующей обрессоренной частью 3 тележки, а вертикальной поверхностью при помощи жестко закрепленной пластины 4 с нанесенными на ней износостойчивыми элементами в виде

металлокерамических вставок 5 – с фрикционной планкой 6, которая закреплена на необрессоренной части 7 тележки.

Пластина по периметру 8 приварена к вертикальной поверхности клина. На пластине есть разгрузочные выступы 9, размещенные параллельно и перпендикулярно перемещению клина. Для дополнительного упрочения пластина приваривается электрозаклепками 10, отверстия которых содержатся в разгрузочных выступах.

Во время движения транспортного средства возникают вертикальные колебания обрессоренной части 3 тележки относительно необрессоренной части 7. Самые большие взаимные перемещения, а, следовательно, и износы, возникают между контактирующими поверхностями 4 и 7. Во время работы гасителя колебаний на пластину 4 действуют значительные силы трения, основную часть которых воспринимают металлокерамические вставки 5, что приводит к уменьшению этих сил.

#### **4.3.4. Фрикционный клиновый гаситель колебаний (патент Украины №78952)**

На тележке ЦНИИ-ХЗ используется фрикционный клиновый гаситель колебаний, (а. с. СССР 46958 инж.А. Г. Ханина от 04.05.1935) изготовленный с литейной стали путем сварки. Вертикальная его стенка толщиной 16 мм контактирует со стальной пластинкой, прошедшей термическую обработку. Но вертикальная стенка клина от контакта с пластиной твердости 350 НВ интенсивно снашивается. В ремонт поступают полувагоны, в которых толщина этой стенки клина достигает 4 мм, а Правила ремонта вагонов

позволяют использовать клин без него восстановления с толщиной стенки 8 мм. Для восстановления клина необходимо наваривать до 250 куб. см металла с учетом дальнейшей механической обработки клина.

Конструкция фрикционного гасителя колебаний тележки транспортного средства, описанная в патенте на полезную модель № 20777, состоит из клина, установленного на пружинах рессорного подвешивания и контактирующего наклоненной поверхностью с соответствующей поверхностью надрессорной балки тележки, а вертикальной поверхностью через жестко закрепленную пластину, содержащую износоустойчивые элементы в виде сменных металлокерамических пластинок, каждая из которых имеет разгрузочные выступы шириной, которая выбирается из расчета размещения отверстия под электрозаклепки, – с фрикционной планкой, которая закреплена на боковой раме тележки. Однако такой гаситель колебаний, который закрепляется на клине с помощью электросварки, после удаления пластин с изношенной металлокерамикой попадает в металлолом.

Поэтому предложена усовершенствованная конструкция фрикционного гасителя колебаний, позволяющая улучшить динамические качества транспортного средства, уменьшить износ поверхностей трения и улучшить условия ремонта [112].

От предыдущих аналогов предложенный фрикционный клиновый гаситель колебаний экипажной тележки транспортного средства отличается тем, что износоустойчивые элементы выполнены в виде сменных пластинок с бейнитного чугуна со сфероидальным графитом, а стальная пластина, на которой закреплён износоустойчивый материал, вставляется в усики клина, размещенные на клине со

стороны направления движения клина, то есть перпендикулярно к направлению его движения.

На рис. 4.9а представлен общий вид гасителя; на рис. 4.9б – клин со стороны поверхности трения; на рис. 4.9в – вставленная в клин пластина с фрикционным материалом; на рис. 4.9г – сечение А-А.

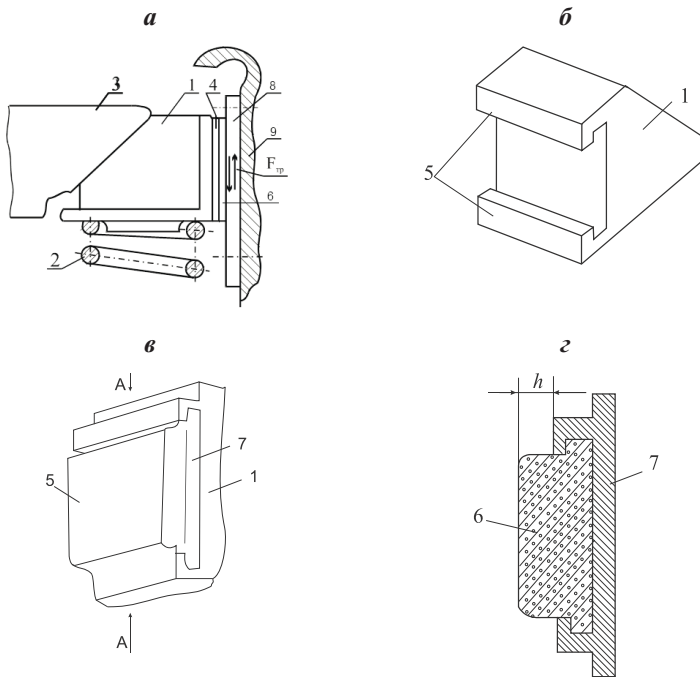


Рис. 4.9. Фрикционный гаситель колебаний: а) общий вид; б) клин со стороны поверхности трения; в) пластина, вставленная в клин, изготовленная из фрикционного материала; г) сечение А-А

Фрикционный клиновой гаситель колебаний экипажной тележки транспортного средства состоит из клина 1, установленного над пружиной 2 рессорного подвешивания и контактирующего наклонной своей поверхностью с соответствующей обрессоренной частью 3

тележки, а вертикальной поверхностью через закрепленную усовиками 4 пластину 5 с нанесенными на нее износоустойчивыми элементами в виде металлокерамических или чугунных со сфероидальным графитом вставок 6 – с планкой 7, фрикционной планки 8, закрепленной на необрессоренной части 9 тележки. Пластина заведена в усовики клина. На пластине закреплен фрикционный материал. Усовики на клине размещены перпендикулярно перемещению клина.

Во время движения транспортного средства возникают вертикальные колебания обрессоренной части 3 тележки относительно необрессоренной части. Пластина 7 с закрепленным на ней фрикционным материалом заведена в клин и удерживается с помощью усовиков 4. Поскольку усовики размещены перпендикулярно движению клина, планка 7 остается на своем месте во время движения вагона. Величина  $h$  определяет величину износа фрикционного материала. Аналогично конструкцию можно закрепить и на второй – наклонной плоскости клина, которая контактирует с плоскостями наддресорной балки 3.

Таким образом, совершенствуется конструкция фрикционного гасителя колебаний, улучшаются динамические качества транспортного средства и улучшаются условия его ремонта.

#### **4.4. Сравнение структурных схем некоторых тележек**

##### **4.4.1. Тележка ZK1 полувагонов, построенных в КНП для Казахских железных дорог**

Цицикарской железнодорожной компанией с ограниченной ответственностью (QRRS, КНП) для Казахского акционерного

общества Казтеміртранс (АО «КТТ») изготовлены полувагоны [113] на тележках ZK1 [113].

Тележки ZK1 по сравнению с традиционными трехэлементными грузовыми тележками имеют ряд конструктивных особенностей. Тележка ZK1 рассчитана на осевую нагрузку 25 тс и скорость движения в порожнем и груженом состоянии 120 км/ч. Для облегчения вписывания в кривые эти тележки имеют одиннадцатимиллиметровый поперечный ход колесной пары относительно боковины. Между буксой и боковиной расположен резиновый адаптер, облегчающий (как указано в [52]) радиальную установку колесной пары в кривой. Тележка ZK1 снабжена диагональными связями. На рис. 4.10 видны два перекрещивающиеся стержня диагональных связей, проходящие через полость наддрессорной балки и упруго соединяющие боковины. Диагональные связи «устраняют неустойчивость движения тележки связыванием в горизонтальной плоскости двух колесных пар, которое способствует вписыванию в кривые и направлению в прямых» [85]. Кроме того, тележки ZK1 снабжены износостойким вкладышем между пятником и подпятником, упруго-катковыми скользунами постоянного контакта, непривычным для отечественного вагоностроения клином в амортизаторе центрального подвешивания и т.п.

Ниже рассмотрено, почему тележка ZK1 характеризуется высокой критической скоростью, а также низким износом колес и амортизационных устройств.

Поперечный ход колесных пар относительно боковин позволяет уменьшить угол набегания ведущего наружного колеса в криволинейных участках пути. В результате на этом колесе в кривой уменьшается подрез гребня.

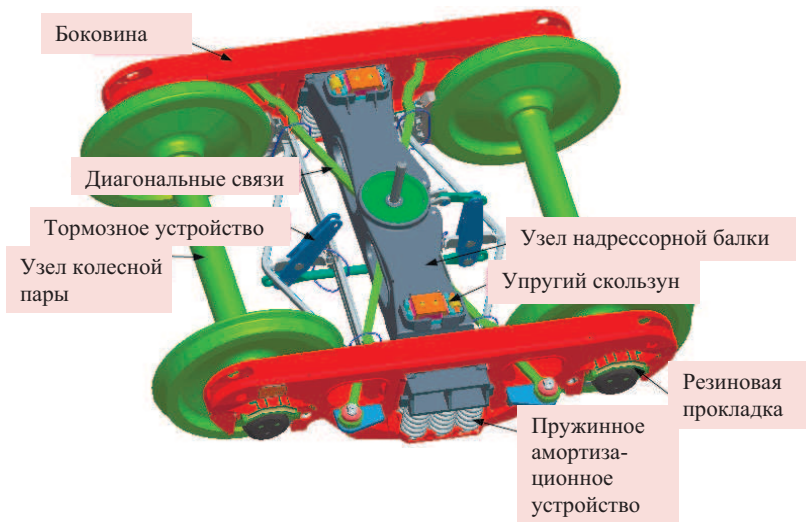


Рис. 4.10. Тележка ZK1

Резиновая прокладка между буксой и боковиной даже при скользунгах постоянного контакта разрешает радиальную самоустановку колесных пар в кривой. Износ гребней колес на самоустанавливающихся колесных парах значительно меньше, чем при отсутствии радиальной самоустановки. Но самоустанавливающиеся колесные пары на прямой после достижения критической скорости начинают интенсивно вилять. Чтобы поднять критическую скорость, нужно несколько затруднить самоустановку, что и достигается скользунгами постоянного контакта при работе диагональных связей [85].

Кроме свойств, перечисленных выше, скользунги постоянного контакта стабилизируют динамику вагона (препятствуют перевалке кузова на пяте).



Износу пятника и подпятника препятствуют износостойкие вкладыши между пятником и подпятником.

Таким образом, в конструкции тележки ZK1 учтены все перечисленные в книге [114] атрибуты прогрессивной конструкции тележки. Рассмотрим подробнее остальные особенности конструкции тележки.

В центральном подвешивании тележки ZK1 используется пружинное амортизационное устройство (рис. 4.11), в котором применен износостойкий чугунный клин. На наклонной плоскости желоба клинового устройства надрессорной балки приварен наличник (планка) с наклонной поверхностью из нержавеющей стали, а на стойке боковой рамы с помощью болтов закреплены металлические планки.

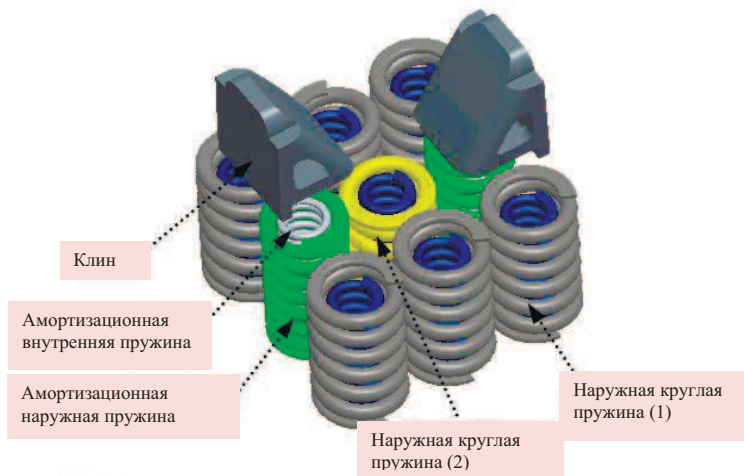


Рис. 4.11. Пружинное амортизационное устройство

Пружинный амортизатор состоит из девяти двухрядных пружин, на две средние из которых опираются клинья. Все наружные пружины по высоте выше, чем внутренние пружины, что позволяет в порожнем вагоне работать только фрикционным клиньям и наружным пружинам. Фрикционный клин имеет такую же форму, как и в изобретении А. Г. Ханина, которое используется в тележке ЦНИИ-ХЗ (модели 18-100). Однако клин в тележке ZK1 значительно заострен по сравнению с отечественным аналогом (рис. 4.12). Клинья А. Г. Ханина изнашиваются по вертикальной поверхности, соприкасаясь с закрепленной на боковине «планкой твердостью 350 НВ» [113]. Увеличение угла наклона китайского клина позволяет работать двум клиновым поверхностям.

Представляет интерес тот факт, что фрикционный клин тележки ZK1 изготовлен из бейничного чугуна со сфероидальным графитом (!). Очень удобно в обслуживании, что на китайский клин нанесен знак предела износа фрикционной поверхности. Нельзя не отметить разумность требований китайской инструкции [113] к обслуживанию и замене клиньев (особенно по сравнению с установившейся практикой обслуживания отечественных клиньев).



Рис. 4.12. Клин амортизатора: а) тележки ЦНИИ-ХЗ; б) тележки ZK1-E

Отметим, что в буксе колесной пары китайской тележки используют двухрядные конусные роликовые подшипники FAG TAROL150, которые насажены на шейку оси прессовой посадкой, а букса заполняется морозостойким маслом.

Оригинальное конструктивное исполнение в тележке ZK1 имеет подвеска триангеля тормозной рычажной передачи (рис. 4.13.). Подвеска триангелей осуществлена на шатуны необрессоренной части, которые, в свою очередь, опираются на конусные втулки через резину. В китайской тормозной рычажной передаче активно используются предохранительные тросы (рис. 4.13, рис. 4.14).

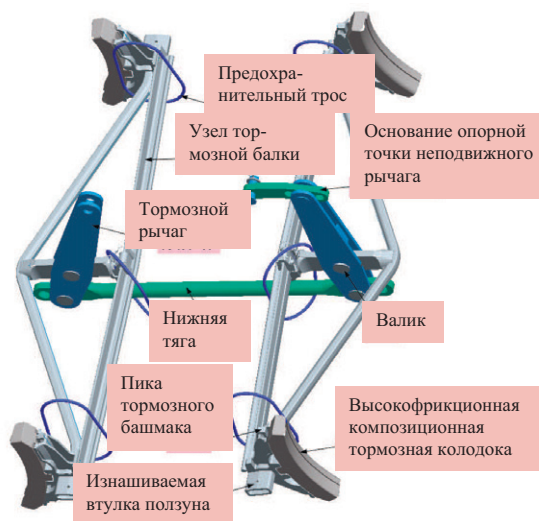


Рис. 4.13. Тормозная рычажная передача тележки

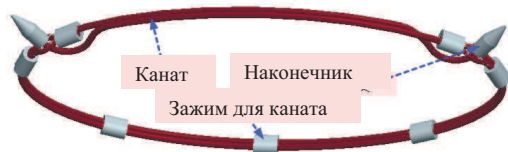


Рис. 4.14. Предохранительный трос

Отметим также, что стержни диагональных связей крепятся к боковинам посредством резиновых конусных втулок. Предусмотрен зазор между резиновой втулкой и конусной колонкой и соответственно между конусной втулкой и стержнем, что уменьшает трение в узле.

В тележке ZK1 применяются скользящие двойного действия DWJC китайского производства (рис. 4.15). Скользящий состоит из основания, тела, наличника и ролика. Отметим, что в данном скользящем предусмотрено место течи (деформации) резины.

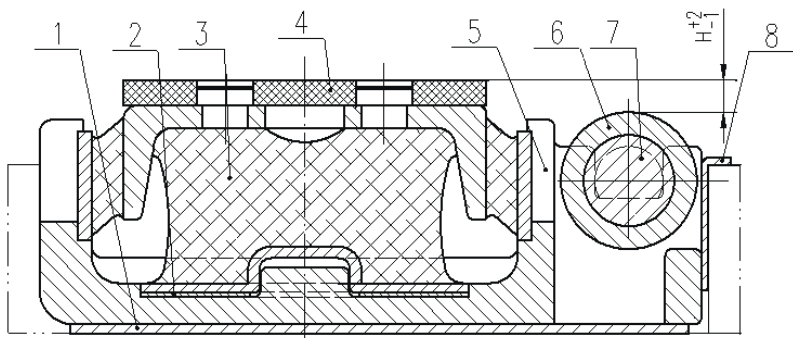


Рис. 4.15. Упругий скользящий модели DWJC:

1 – регулировочная нижняя плита; 2 – нижняя плита; 3 – упругий скользящий; 4 – наличник скользящего; 5 – основание скользящего; 6 – ролик; 7 – ось ролика; 8 – прокладка.

Следует особо отметить продуманность конструкции каждого узла тележки ZK1 с точки зрения особенностей их эксплуатации, обусловленность твердости трущихся поверхностей и подбор материала фрикционного клина с учетом условий его работы.

#### 4.4.2. Сравнение структурных схем тележки ZK1-E (КНР) и тележки модели 18-100 ЦНИИ-ХЗ для грузовых вагонов

Составим структурную схему тележки ZK1-E полувагона, построенного КНР для Казахских железных дорог и проанализируем ее на предмет наличия избыточных связей.

Рассмотрим наличие кинематических пар в конструкции тележки ZK1-E в двух вариантах:

- без учета тормозной рычажной передачи (ТРП);
- с учетом ТРП – в процессе торможения (худший вариант).

Согласно рис. 4.16а в тележке ZK1-E число подвижных звеньев  $n = 7 + 6 = 13$  (колесные пары I и II, надрессорная балка III, боковины IV и V, диагональные связи VI и VII; на рис. 4.16б: рычаги 1 и 3, подосная тяга 2, серьга 4, триангели 5 и 6).

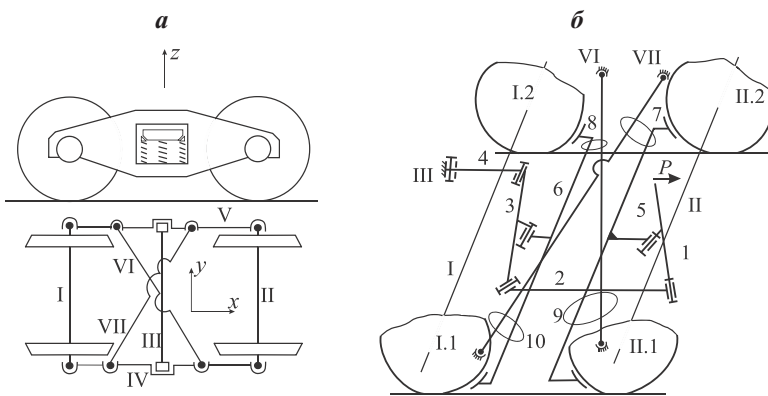


Рис. 4.16. Структурный анализ тележки ZK1-E: а) кинематические пары в конструкции тележки; б) кинематические пары в тормозной рычажной передаче.

Кинематические пары:

1) без учета ТРП (см. рис. 4.16а):

$$p_1 = 2: (\text{III-V}, \text{III-IV});$$

$$p_2 = 0;$$

$$p_3 = 8: (\text{I-V}, \text{I-IV}, \text{V-VI}, \text{V-VII}, \text{VI-IV}, \text{IV-VII}, \text{II-V}, \text{II-IV});$$

$$p_4 = 0;$$

$$p_5 = 0.$$

Тогда количество избыточных связей, согласно (2.1), будет:

$$q = 10 - 6 \times 7 + 5 \times 2 + 3 \times 8 = 2.$$

Учитывая, что клинья подвешивания надрессорной балки данной тележки имеют две работающие поверхности и изготовлены с использованием графита [115], то эти две избыточные связи могут практически отсутствовать;

2) в процессе торможения тележки (см. рис. 4.16б)

$$p_1 = 8: (\text{III-4}, 4-3, 3-2, 3-6, 2-1, 1-5, \text{III-V}, \text{III-IV});$$

$$p_2 = 0;$$

$$p_3 = 8: (\text{I-V}, \text{I-IV}, \text{V-VI}, \text{V-VII}, \text{VI-IV}, \text{IV-VII}, \text{II-V}, \text{II-IV});$$

$$p_4 = 0;$$

$$p_5 = 4 (6\text{-I.1}; 6\text{-I.2}, 5\text{-II.1}, 5\text{-II.2}).$$

Детали 7, 8, 9, 10 в расчете не используются, поскольку они являются гибкими телами и перемещению не препятствуют [116].

Тогда количество избыточных связей, согласно (2.1), будет:

$$q = 10 - 6 \times 13 + 5 \times 8 + 3 \times 8 + 4 = 0.$$

Таким образом, тележка ZK1-E представляет собой идеальный самоустанавливающийся механизм, то есть без избыточных связей.

Ранее отмечалось [115], что тележки ZK1-E имеют ряд конструктивных особенностей. По сравнению с традиционными стальными литыми тележками из трех основных деталей она имеет упругий шатунный механизм и другие дополнительные элементы для улучшения динамических свойств вагонов. По данным изготовителя тележки она характеризуется: высокой критической скоростью, стабильной эксплуатацией, высокой безопасностью, низким износом поверхности катания колес и амортизационных устройств, низкими расходами по обслуживанию и т. д.

Диагональные связи между боковинами исключают потерю связи между собой некоторой степени свободы перемещений [85]. Возникает вопрос: влияют ли эти диагональные связи на самоустановление колес?

Исключив эти диагональные связи из структурной схемы, получим:

– число подвижных звеньев  $n = 13 - 2 = 11$ ;

– кинематических пар:

$$p_1 = 8; p_2 = 0; p_3 = 8 - 4 = 4; p_4 = 0; p_5 = 4;$$

– число избыточных связей:

$$q = 10 - 6 \times 11 + 5 \times 8 + 3 \times 4 + 4 = 0.$$

Значит, диагональные связи выполняют своё конкретное предназначение и не ухудшают конструкцию тележки.

Наличие резиновой прокладки приравняется к пространственному соединению между корпусом буксы и боковиной, а значит, создает условие осевого смещения колесной пары, что уменьшает интенсивный износ поверхности катания колес, в том числе и подрез гребней.

При ходовых испытаниях тележек ZK1 установлено, что в их диагональных связях (шатунах) (рис. 4.17) возникают усилия порядка:

- в кривых среднего радиуса – 20 кН;
- при движении на боковой путь по стрелочным переводам со скоростью 40 км/ч – 30 кН, а со скоростью 20 км/ч – 40 кН.

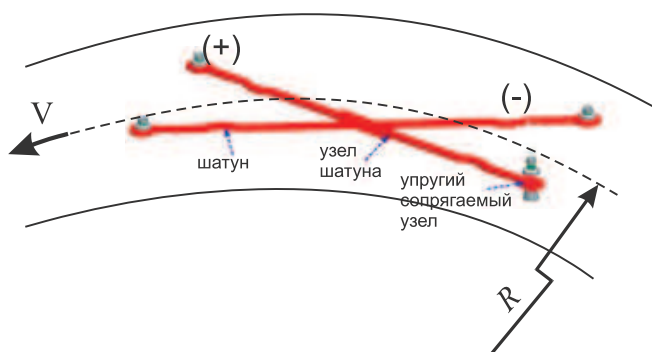


Рис. 4.17. Схема нагрузки диагональных связей (шатунов):

«+» – сжимающие усилия, «-» – растягивающие усилия.

Анализируя данные усилий в шатунах, обращает на себя внимание тот факт, что они соизмеримы с данными расчетов А. А. Попова. Следует отметить, что при прохождении тележки по кривой в одном из шатунов возникают растягивающие усилия, а в другом – сжимающие.

Необходимо отметить особенности конструкции шатунов: они закреплены к боковинам посредством резиновых втулок и по своей длине имеют изгибы в виде неполных полуокружностей, то есть они хорошо работают как на изгиб, так и на растяжение за счет своей податливости (имитируя эффект пружины).



На наш взгляд, необходимо произвести модернизацию тележки ЦНИИ-ХЗ. Для этого следует изменить пружинно-фрикционный комплект, а также материал его изготовления. Необходимо также изменить конструкцию подвесок триангелей 5 и 6 (см. рис. 4.16б), подосной тяги 2, то есть в местах соединения корпуса букс с боковиной необходимо создать соединение третьего рода.

## Глава 5

### Определение момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова

#### 5.1. Необходимость определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона

Система диагностирования грузовых вагонов должна наиболее полно охватывать те параметры, от которых зависят показатели их динамических качеств. В этом случае нужно учитывать силовые показатели, которые зависят от перемещения тележки относительно кузова. Колебания грузовых вагонов на тележках ЦНИИ-ХЗ модели 18-100 существенно зависят от момента сил сопротивления повороту наддрессорной балки относительно кузова в плане. С одной стороны, этот момент стабилизирует влияние тележки на прямых участках пути, а с другого – мешает вписыванию тележки в кривые участки пути.

Для обычных, типовых тележек, которые имеют определенные зазоры между скользунами (согласно ПТЕ суммарный зазор между скользунами с обеих сторон тележки у всех типов 4-осных вагонов должен быть не больше 20 мм и не меньше 4 мм.), этот момент сравнительно мал. Однако в зависимости от состояния пятникового узла он может существенно меняться. Особенно важна роль этого момента в том случае, когда в тележках используют колеса, обточенные поресурсосберегающим криволинейным профилем, поскольку в этих случаях используют упругие фрикционные скользуны, которые дают необходимую величину сил сопротивления. При этом и возникает необходимость контролировать эту величину.

Существуют тележки, где в боковых опорах установлены податливые элементы (тележка модели 18-115, 18-7020), где зазоров нет, а при контакте у них заранее обусловлена определенная сила натяжения. Кроме того, в системе Укрзализныци идет модернизация грузовых вагонов с применением упругих скользунов постоянного контакта.

Сила трения между скользунами используется как дополнительная сила, которая стабилизирует динамику движения вагона и определяет его допустимую скорость. Поэтому для исследования приведенных технических величин в тележках необходимо иметь испытательный стенд для определения упомянутого параметра.

Среди параметров, существенно влияющих на динамические качества вагонов, является момент сопротивления повороту тележки относительно кузова в плане. Для грузовых вагонов при использовании стандартной тележки типа 18-100 углы поворота в плане отдельных ее элементов – боковых рам и надрессорной балки отличаются. Поэтому в этом случае приходится рассматривать отдельно  $M_n$  – момент сил сопротивления повороту надрессорной балки относительно кузова и  $M_b$  – момент сил сопротивления при повороте боковых рам относительно надрессорной балки (при забегании боковин).

Для определения момента сил сопротивления при забегании боковин известен стенд, реализованный на Уральском вагоностроительном заводе, при помощи которого получен ряд результатов. Необходимо отметить, что определение момента сил сопротивления при забегании боковин можно производить на отдельно взятой тележке, а определение сил сопротивления при повороте надрессорной балки относительно кузова для получения

практически значимой величины необходимо производить испытания на полностью собранном вагоне в рабочем состоянии.

Стоит задача: разработать конструкции стенда для определения момента сопротивления повороту надрессорной балки относительно кузова вагона. Для того чтобы определить величину этого момента, в процессе измерения силы сопротивления повороту тележки со стороны рельсовой колеи должны быть исключены. Для этого можно использовать два пути. Первый – это поднять тележку над рельсами при помощи подъемной поворотной платформы, которая, с одной стороны, осуществляет подъем тележки так, что теряется контакт между колесами и рельсами, а с другой стороны не препятствуют повороту тележки относительно вертикальной оси пятникового устройства.

Второй способ связан с тем, что рельсы, на которые опираются колесные пары, укладываются на поворотной платформе, которая поворачивается вместе с тележкой в процессе испытаний.

По второму способу выполнен стенд для определения момента сопротивления повороту тележек тепловозов, имеющийся во ВНИТИ (г.Коломна, Россия). Стенд этот предназначен для испытания четырехосных тележек тепловозов, в связи, с чем он имеет достаточно сложную и громоздкую конструкцию. Две поворотные платформы с рельсами, на которые опираются колесные пары двух двухосных тележек тепловоза, опираются на третью тоже поворотную платформу. Для обеспечения малого трения при повороте платформ в системе их опирания используются крановые упорные подшипники качения. Несмотря на то, что стенд предназначен для испытаний тепловозных тележек, на нем производились испытания по определению сопротивления повороту тележек грузовых вагонов. При этом были получены достаточно интересные результаты, которые

показывают, что в эксплуатации при повороте двухосной тележки под нагрузкой при разомкнутых скользунах и отсутствии смазки сверхнормативный износ в подпятниковом узле может привести к возрастанию момента сопротивления по сравнению с обезжиренными и смазанными подпятниками соответственно в 2,1 и 10 раз.

Для проектирования стенда была избрана конструкция, в основу которой был использован стенд по патенту [117]. Однако при разработке эскизного проекта оказалось, что конструкция имеет некоторые сложные узлы, которые нуждаются в регулировании в процессе подготовки к испытаниям. Это явным образом будет усложнять эксплуатацию стенда. Поэтому были рассмотрены разные технические решения по упрощению конструкции и эксплуатации стенда. На основе этих решений предлагается три варианта конструкции стенда.

## **5.2. Стенды для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона**

### **5.2.1. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение № 87752)**

В типовых тележках грузовых вагонов типа 18-100 ЦНИИ-ХЗ между скользунами системы опирания кузова на надрессорные балки имеются зазоры. Их суммарная величина, согласно Техническим требованиям, составляет 6...12 мм.

Однако сейчас существуют тележки, где в боковых опорах установлены податливые элементы (тележка модели 18-115), в которых зазоров нет, а при контакте у них заранее обусловленная сила

натяжения 14...20 кН (максимальное значение 40...46 кН). Момент сил трения в этих скользунах составляет 10...16,7 кН/м.

Сила трения между скользунами используется как дополнительная сила, которая стабилизирует динамику движения вагона и определяет его допустимые скорости. Допустимая скорость движения вагона существенно зависит от величины указанного момента, поэтому для исследования указанных технических величин в тележках необходимо иметь испытательный стенд.

Существует стенд для статических исследований тележек вагонов, описанный в а. с. СССР 243225. Он имеет неподвижную основу, оборудованную на ней раму, где смонтирован орган горизонтального нагружения, и П-образную стойку со смонтированным на ней органом вертикального нагружения. Недостатком такого стенда является то, что он не имеет оборудования, с помощью которого можно замерять силу трения в скользунах и момент силы при повороте рамы тележки относительно своей вертикальной оси.

Стенд, описанный в а. с. СССР 583379. имеет неподвижную основу, смонтированную на ней раму с органами горизонтального нагружки, П-образную стойку со смонтированным на ней органом вертикального нагружения. С последним соединена вращающаяся вокруг вертикальной оси опора качения, которая имеет неподвижную и подвижную по отношению к этому органу части, между которыми размещен опорный подшипник. Однако стенд не имеет условий для того, чтобы выявить силу трения в скользунах и замерять ее величину.

Предлагается усовершенствовать конструкцию испытательного стенда с предоставлением ему возможности выявления силы трения в

скользунах и определения величины силы трения и момента этой силы при вращении тележки относительно кузова [117].

Отличие предлагаемого стенда от предыдущих аналогов заключается в том, что на неподвижной основе, размещенной ниже уровня головок рельсов, по вертикальной оси стенда смонтирован орган вертикального нагружки, на подвижной части которого жестко зафиксирована основа опорной подшипник качения.

В центре ее находится второй подшипник качения, который служит центром поворота подвижной части опорного подшипника, имеющий балку и захваты за среднюю часть осей колесных пар тележки, а поперечная балка П-образной стойки имитирует конструкцию шкворневой балки кузова вагона с пятником и скользунами. Верхняя часть опорного подшипника выполнена с возможностью возвращения вокруг вертикальной оси органом горизонтального нагружения двойного действия, закрепленного к неповоротной части опорного подшипника, а его шток шарнирно закреплен к поворотной части опорного подшипника.

При этом к недвижимой части закреплен упор для контакта с выступом подвижной части подшипника, положение которого определяет угол с вершиной на оси шкворня тележки, определенный плоскостью контакта между скользунами, и концевой выключатель органа горизонтального нагружки. Кроме того, стенд оборудован устройством центрирование и фиксации тележки относительно вертикальной оси стенда и устройством выталкивания тележки со стенда, а в качестве П-образной стойки используют грузовой вагон с тележками.

На рис. 5.1а представлена схема стенда для исследования силы трения в скользунах тележки грузового вагона; на рис. 5.1б – сечение по А-А (повернуто); на рис. 5.1в – вид по стрелке «Б» на рис. 5.1а; на

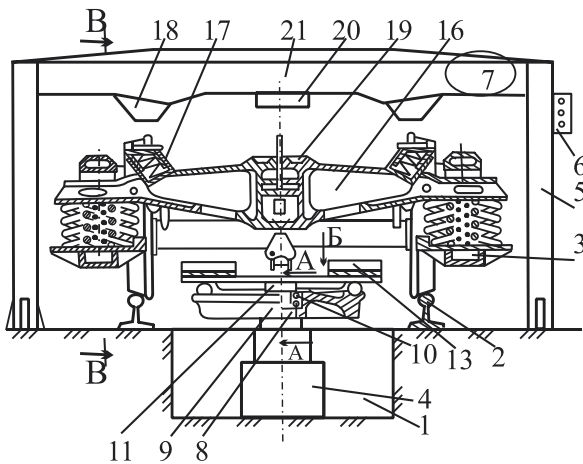
рис. 5.1г – сечение по «В-В»; на рис. 5.1д – узел I на рис. 5.1г; на рис. 5.1е – узел II на рис. 5.1г.

Стенд для исследования силы трения в скользящих тележках грузового вагона имеет неподвижную опору 1, углубленную ниже уровня рельсов 2 для перемещения тележки 3, на которой смонтирован орган вертикального нагружения 4, П-образную стойку 5, на которой смонтирован пульт управления 6, записывающее устройство 7, в том числе и измеритель нажимного усилия вертикальной и горизонтальной нагрузок, на штоку 8 которого жестко закреплена неподвижная часть опорного подшипника 9, по оси которого смонтировано с помощью подшипника качения 10 поворотная часть опорного подшипника.

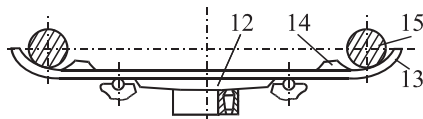
В свою очередь на подвижную часть опорного подшипника 11 жестко закреплена балка 12 (рис. 5.1б), которая имеет захваты 13 и ребра жесткости 14 для поднятия тележки за среднюю часть осей 15 колесных пар. Надрессорная балка 16 через скользуны (боковые опоры) 17 вступает в контакт со скользуном 18, смонтированным на П-образной стойке, а потом через подпятник 19 с пятником 20, также закрепленным на П-образной стойке (поперечная балка 21 стойки полностью имитирует шкворневую балку кузова грузового вагона). Оси шкворня подпятника подвижной части подшипника, органа вертикального нагружения и железнодорожного пути совпадают. Это центрирует тележку по отношению к пятнику и позволяет тележке при конкретных условиях поворачиваться на опорном подшипнике вокруг вертикальной оси стенда.



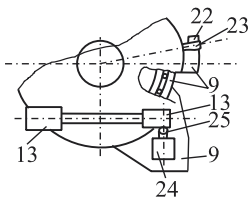
*a*



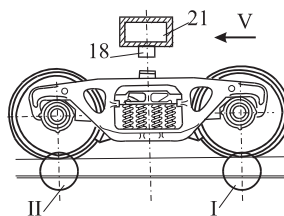
*б*



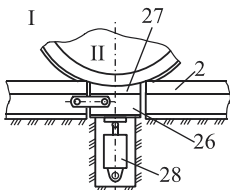
*в*



*г*



*д*



*е*

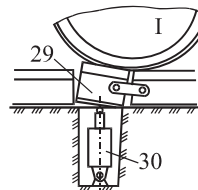


Рис. 5.1. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона: а) схема стенда; б) сечение по А-А (повернуто); в) вид по стрелке «В»; г) сечение по «В-В»; д) узел I; е) узел II

К неподвижной части опорного подшипника скользуна жестко закреплен упор 22, для контакта с выступом 23 подвижной частью подшипника (см. рис. 5.1в), положение которого определяет угол с вершиной по оси шкворня тележки, величину поворота тележки при условии, что площадь контактирующих поверхностей скользунов будет не меньше 30%. На упоре также закреплен концевой выключатель, который обесточивает двигатель гидронасоса цилиндра 24 органа горизонтального нагружения (поворота тележки), также жестко закрепленного на неподвижной части опорного подшипника на уровне балки, шток 25 которого через шарнир упирается в балку.

Тележка вагона, который подается на стенд, фиксируется с помощью вставки 26 (см. рис. 5.1д) рельса, которая имеет выемку 27 в головке рельса, под которой размещен пневмоцилиндр 28, где останавливается вторая по ходу движения колесная пара (стрелкой на рис. 5.1г указано направление движения), а первую колесную пару останавливает вставка 29 рельса, который поднят штоком пневмоцилиндра 30.

Стенд работает следующим образом. Стенд устанавливается на линии транспортировки или ремонта тележек или на линии транспортировки вагона в случае отсутствия П-образной стойки. Место фиксации позволяет устанавливать тележку на стенде. В этом случае первая колесная пара тележки останавливается выступающей по высоте вставкой 29 рельса 2, которую поднимает шток поршня силового цилиндра 30, а вторая по ходу колесная пара входит в выемку 27. Включается орган вертикального нагружения 4, захватами 13 за середину осей 15 колесных пар поднимается тележка, гребни колесных пар выводятся из зацепления с головками рельсов, и дальнейшим подъемом скользуны 17 (боковые сопротивления) входят

в контакт со скользящими 18, размещенными на поперечной балке 21 стэнда, а потом подпятник 19 вступает в контакт с пятником 20.

Контролируя величину сжатия комплекта пружин подвешивания надрессорной балки благодаря смене режима органа вертикального нагружения, можно регулировать степень загрузки тележки, а затем и загрузка вагона.

При вписывании вагона в кривой участок пути тележка вращается вокруг шворня на пятнике 20, а скользящие тормозят этот поворот трением между скользящим, закрепленными на балке стэнда (в нашем случае), и скользящим (боковой опорой) на надрессорной балке тележки.

При конкретном нагружении тележки включается гидравлический привод органа горизонтального нагружения (поворота тележки), поднимается давление смазочного масла для поворота тележки вокруг вертикальной его оси. После поворота тележки на угол с вершиной по оси шворня тележки концевой выключатель обесточивает насос механизма поворота тележки. Все усилия и перемещения при повороте тележки контролируются и записываются устройством 7.

Усилие сдвига тележки вокруг вертикальной его оси будет характеризовать силу трения в скользящих и пятника с подпятником.

Следует отметить, что согласно условиям ремонта грузовых вагонов, пятник смазывается консистентным смазочным маслом так, что сила трения в этой кинематической паре будет значительно меньше, чем сила трения в скользящих, которые надо учитывать во время определения момента сил трения в скользящих.

После завершения исследований, согласно разработанной программе, тележка органом вертикального нагружения разгружается,

обратным действием органа горизонтального нагружения поворачивается в начальное положение и за счет отключения органа вертикального нагружения опускается на рельсы 2, включается силовой цилиндр 27 механизма выталкивания тележки (вагона), расположенного под второй по ходу колесной парой, и тележка выталкивается со станда.

### **5.2.2. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение № 92398)**

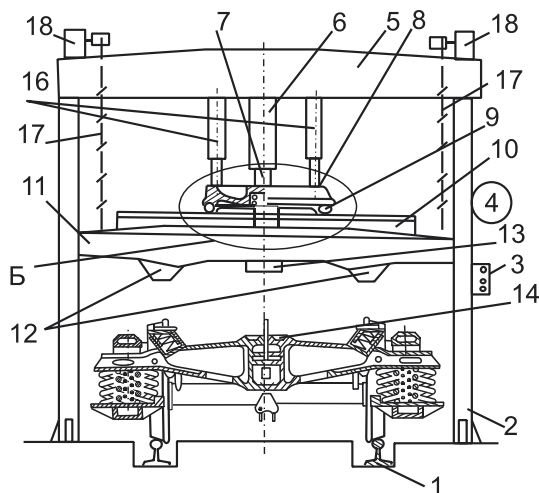
Стенд, описанный в 5.2.1, имеет громоздкую конструкцию, сложный в изготовлении и имеет значительную металлоемкость.

Поэтому на следующей модели станда авторы попытались усовершенствовать его конструкцию с целью упрощения при изготовлении.

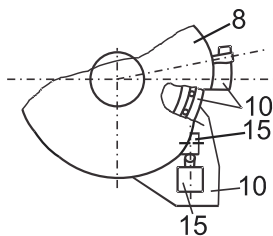
Особенность данной конструкции станда в том, что на поперечной балке П-образной стойки жестко закреплен орган вертикального нагружения двойного действия, по оси подвижной части которого через опорный и центровальный подшипники закреплена подвижная, за счет размещенного между неподвижной и подвижной частями опорного подшипника механизма поворотного действия горизонтального нагружения, балка, которая имитирует шкворневую балку полувагона, и дополнительно она подвешена к упомянутой выше поперечной балке с помощью податливых элементов, а неподвижная часть опорного подшипника имеет связь с этой поперечной балкой с помощью направляющих в виде шлицевых соединений.

На рис. 5.2а представлена схема стэнда для исследования силы трения в скользянах тележки грузового вагона; на рис. 5.2б – вид по стрелке «А»; на рис. 5.2в – узел «Б» с разрезами на рис. 5.2а [114].

а



б



в

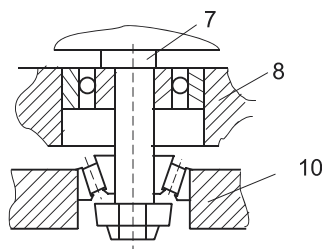


Рис. 5.2. Схема стэнда для определения момента сопротивления повороту тележки: а) общий вид; б) вид по стрелке «А»; в) узел «Б» с разрезами

Стэнд для исследования силы трения в скользянах тележки грузового вагона имеет рельсы 1, головки которых находятся на

уровне подлоги помещения, П-образную стойку 2, закрепленный на фундаменте, на котором смонтирован пульт управления 3, записывающее устройство 4, в том числе и измеритель нажимного усилия вертикального и горизонтального нагружения, на поперечные балке 5 П-образной стойки жестко закреплен орган вертикального нагружения 6, на штоке 7 которого жестко закреплен неподвижная в горизонтальном направлении часть опорного подшипника 8. Через шарики 9 нагрузка передается на подвижную (нижнюю) в горизонтальной плоскости часть опорного подшипника 10, которая соединяется со штоком через центрируемый опорно-радиальный роликоподшипник.

К нижней части опорного подшипника жестко закрепленная балка 11, которая имитирует шкворневую балку полувагона, то есть она имеет боковые скользуны 12, пятники 13, которые входят во взаимодействие с соответствующими элементами надрессорной балки тележки 14 в рабочем состоянии.

К неподвижной части опорного подшипника жестко закреплен орган горизонтального нагружения двойного действия для поворота шкворневой балки на опорном подшипнике относительно шкворневой балки тележки, которая имеет контакт с выступом 15 подвижной части. На выступе закреплен концевой выключатель, который перекрывает подачу смазочного масла гидросистемы на обратное действие органа горизонтального нагружения.

Неподвижная часть опорного подшипника для фиксации ее положения имеет связь с балкой с помощью стояков 16, которые в свою очередь имеют шлицевые соединения.

Подвижная балка кроме соединения с балкой через орган вертикального нагружения дополнительно соединена с ней через

податливые элементы 17 (это может быть металлический трос или цепь), что наматывается на барабан механического привода 18.

Работает стенд следующим образом. Стенд устанавливается на линии транспортировки или ремонта тележек. Устройства фиксации тележек на стенде позволяют установить тележку на стенде по его оси. Включают орган вертикального нагружения 6. Шток 7 нажимает на части опорного подшипника с усилием, которое определяют заранее согласно программе испытаний и контролируется датчиками тензометрии. Наличие П-образного стойка 2 позволяет имитировать загрузки тележки 14 весом как порожнего кузова полувагона, так и загруженного. Одновременно с включением органа вертикального нагружения 6 включается привод 18 барабана. Это не предотвращает опускание подвижной балки.

Наличие стойка 16 центрирует и в дальнейшем фиксирует (то есть не позволяет поворачиваться) неподвижную часть опорного подшипника 8.

При определенной нагрузке тележки включается гидравлический привод органа горизонтального нагружения (поворот шворневой балки относительно тележки вокруг шкворня на пятнику 13). Это имитирует вписывание вагона в кривой участок пути, а трение между скользунами 12 тележки 14 и шворневой балкой 11 тормозит этот поворот.

Давление смазочного масла в механизме горизонтального нагружения поднимается до такой величины, чтобы повернуть шкворневую балку вокруг ее вертикальной оси относительно надрессорной балки тележки. После поворота тележки на угол с вершиной по оси шкворня тележки концевой выключатель

обесточивает насос механизма горизонтального нагружения или включает обратный от штока механизм горизонтального нагружения.

Все усилия и перемещения во время поворота шкворневой балки контролируются и регистрируются устройством 4.

Усилие сдвига шкворневой балки вокруг вертикальной ее оси будет характеризовать силу трения в скользунах 12 и пятника 13 с подпятником. Следует отметить, что согласно условиям ремонта грузовых вагонов пятник смазывается консистентным смазочным маслом так, что сила трения в этой кинематической паре будет значительно меньшей, чем сила трения между скользунами, что необходимо учитывать при определении момента сил трения в скользунах.

После завершения исследований согласно разработанной программе тележка органом вертикального нагружения разгружается. Подвижная балка органом горизонтального нагружения поворачивается в начальную позицию с помощью усилия на штоке 7 органа вертикального нагружения и привода 18 подвижной и неподвижной части опорного подшипника поворачиваются в свое крайнее верхнее положение.

Тележка выталкивается со стенда.

### **5.2.3. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение № 95829)**

Известный стенд для статических исследований рам железнодорожного подвижного состава, описанный в а. с. СССР 583379. Он имеет неподвижную основу, смонтированную на ней раму



с органами горизонтального нагружения, П-образную стойку с органом вертикального нагружения. С последним соединена поворотная вокруг вертикальной оси опора качения, которая имеет неподвижную и подвижную по отношению к этому органу части, между которыми размещен опорный подшипник.

Недостатком такого стенда является то, что он не приспособлен для того, чтобы выявить силу трения в скользунах при повороте рамы тележки относительно кузова в плане и замерять величину этой силы.

Существует также стенд, описанный в патенте на полезную модель Украины № 31842. Он имеет подъемную поворотную в плане платформу, которая передает подъемные вертикальные усилия на оси колесных пар и поднимает колеса над рельсами так, что исследуемая тележка может поворачиваться в плане без действия сил сопротивления со стороны рельсового пути. При этом орган горизонтального нагружения, который создает вращательный момент относительно вертикальной оси, действующий на исследуемую тележку, поворачивает в плане исследуемую тележку относительно кузова вагона и дает возможность определить величину соответствующего момента сопротивления. Однако такая конструкция громоздкая, сложна в изготовлении, имеет мощный подъемный механизм и значительную металлоемкость.

Предлагаемая конструкция стенда позволит уменьшить нагруженность поворотной платформы, что приведет к уменьшению ее инерционности и расходов материала [118, 119]. Стенд для исследования силы трения в скользунах тележки грузового вагона имеет рельсы, закрепленные на поворотной вокруг вертикальной оси платформе, в центре которой размещен центрующий подшипник, органы горизонтального нагружения. Его отличие от предыдущих

аналогов заключается в том, что четыре опоры расположены в вертикальных плоскостях, в которых на платформу передается нагрузка от колес тележки, а несущая конструкция платформы выполнена в виде двух продольных балок, при этом катки имеют возможность перекатываться по кругу относительно центра подшипника по фундаментным плитам.

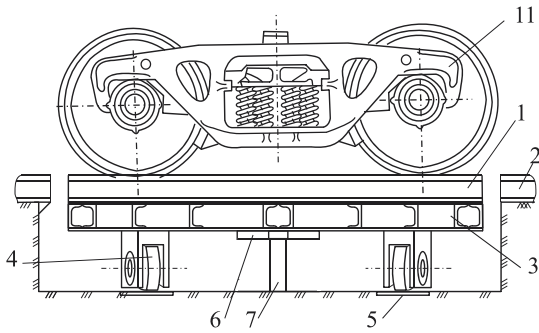
На рис. 5.3а представлена схема стенда для исследования силы трения в скользящих тележки грузового вагона, вид сбоку; рис. 5.3б – вид стенда в плане; рис. 5.3в – вид по стрелке «А».

Стенд для исследования силы трения в скользящих тележки грузового вагона имеет рельсы 1, отсоединенные от основного пути 2, поворотную платформу 3, которая опирается на катки 4, которые перекачиваются по фундаментным плитам 5, центрирующий подшипник 6 и центрирующий стержень 7, предохранительную шайбу 8, домкраты 9, мисдозы 10, исследуемую тележку 11.

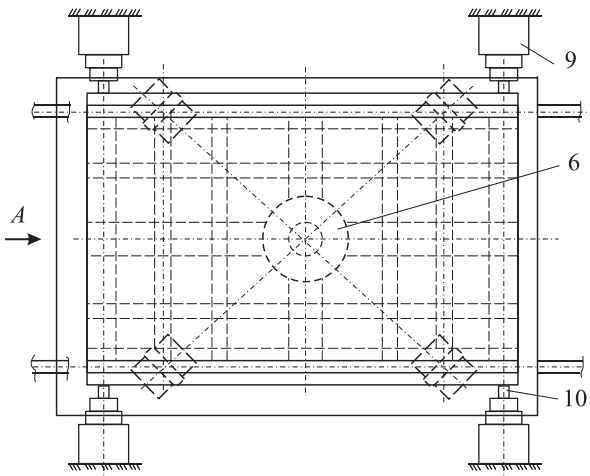
Работает стенд следующим образом. Исследовательский вагон, порожний или груженный, накатывается на стенд таким образом, чтобы исследуемая тележка 11 заняла положение по рельсам на рельсах поворотной плиты 3, а вторая тележка осталась на рельсах неподвижной части 2 стенда.

Колеса исследуемой тележки и другой тележки вагона закрепляются от сдвига с места специальными башмаками. Снимаются рельсовые накладки, которые скрепляют рельсы подвижной 1 и неподвижной 2 части стенда.

*a*



*б*



*в*

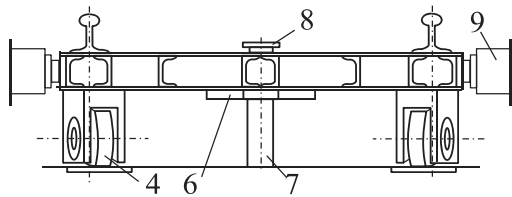


Рис. 5.3. Стенд для исследования силы трения в скользящих тележках грузового вагона: а) вид сбоку; б) вид стенда в плане; в) вид по стрелке «А»

При помощи домкратов горизонтального нагружения 9 поворотная платформа стенда получает циклическую нагрузку. Это

имитирует вписывание вагона в кривой участок пути, а трение между скользунами тележки и шкворневой балкой тормозит этот поворот. Рабочая жидкость подается в цилиндры домкратов, расположенных по диагонали платформы, и давление повышается до той границы, когда угол поворота надрессорной балки достигнет определенной величины, указанной в программе испытаний. После этого работа домкратов переключается так, что давление жидкости в одной паре домкратов снижается, а во второй повышается пока угол поворота надрессорной балки исследуемой тележки 11 не достигнет противоположного наибольшего значения.

Все усилия и перемещения во время поворота шкворневой балки контролируются и регистрируются.

Усилие сдвига надрессорной балки вокруг вертикальной ее оси будет характеризовать силу трения в скользунах и пятника с подпятником. Следует отметить, что согласно условиям ремонта грузовых вагонов пятник смазывается консистентным смазочным маслом так, что сила трения в этой кинематической паре будет значительно меньшей, чем сила трения между скользунами, которые нужно учитывать во время определения момента сил трения в скользунах.

По завершению испытаний устанавливаются рельсовые накладки, снимаются башмаки от колес исследуемого и другого тележек и исследуемый вагон вытаскивается со стенда.

Наличие катков 4 и их характерное расположение по кругу, а также наличие центрующего подшипника 6 уменьшают погрешность в замерах силы трения в скользунах.

На основании сравнения рассмотренных вариантов конструкции стенда следует указать, что более целесообразным для реализации является третий вариант конструкции стенда.

Необходимо иметь испытательную базу для определения момента сил сопротивления повороту надрессорной балки относительно кузова, которая связана с особенностями конструкции вагона грузового парка. В стандартных вагонах, имеющих зазоры между скользунами, измерение момента сопротивления повороту надрессорной балки относительно кузова необходимо для контроля состояния пятникового узла, наличие износов в котором и отсутствие смазки могут привести к чрезмерному увеличению этого момента [120]. Особенно важны эти измерения для модернизированных вагонов со скользунами постоянного контакта. В этом случае расчетная величина этого момента соответствует рациональному сочетанию показателей динамических качеств вагона, и контроль этой величины крайне необходим.

## Глава 6

### Некоторые прикладные задачи

#### 6.1. Устойчивость движения вагона при изменении высоты центра тяжести кузова над плоскостью опирания на упругие элементы

В ряде конструкций высокоскоростного подвижного состава центральное подвешивание осуществляется при помощи винтовых пружин с плавающей подвеской («флексикойл»). При этом пружины имеют значительную длину и частично вводятся в кузов вагона, что приводит к уменьшению высоты центра тяжести кузова над плоскостью его опирания на упругие элементы центрального подвешивания. Рассмотрим влияние этой особенности конструкции на устойчивость движения вагона [121].

В качестве объекта исследования взят пассажирский вагон, по своим параметрам соответствующий типовому, но имеющий в системе опирания кузова на тележки упругие элементы, создающие восстанавливающий момент при вилении тележек относительно кузова (с жесткостью  $k_3$ ) и параллельно включенные им демпферы вязкого трения (с параметрами демпфирования  $\beta_3$ ). Высота центра тяжести кузова  $H$  над плоскостью его опирания на упругие элементы рессорного подвешивания, имеющая место для этого вагона  $H = H_1 = 1,5$  м, принята в качестве номинальной.

Для того чтобы установить влияние на устойчивость движения вагона и высоты  $H$  центра тяжести кузова, были выполнены расчеты при трех значениях  $H$ : номинальном  $H_1 = 1,5$  м; уменьшенном

вдвое  $H_2 = 0,75$  м и равном нулю  $H_3 = 0$  м. При проведении расчетов рассматривалось влияние какого-либо из параметров ходовой части вагона на величину критической скорости с точки зрения устойчивости движения и запаса устойчивости, для чего определялись значения  $h_{max}$  наибольшей вещественной части собственных чисел матрицы коэффициентов уравнений возмущенного движения.

В первом цикле расчетов рассматривалось влияние высоты центра тяжести  $H$  на устойчивость движения вагона при варьировании скорости  $V$ . В этом цикле было проведено три варианта расчета при значениях уклона поверхности катания колес  $\mu$ , равных соответственно  $\mu_1 = 0,025$ ;  $\mu_2 = 0,05$ ;  $\mu_3 = 0,1$ .

Результаты расчетов показали, что при  $\mu_1 = 0,025$  критическая скорость мало зависит от величины  $H$  и составляет соответственно при  $H_1, H_2, H_3 - V_{кр1} = 103$  м/с,  $V_{кр2} = V_{кр3} = 105$  м/с. Однако запас устойчивости движения  $\eta = |h_{max}|$  при  $h_{max} < 0$  существенно зависит от величины  $H$ . В диапазоне скоростей от нуля до 90 м/с он в каждом случае практически постоянен, но при  $H_2 = 0,75$  м он практически в два раза выше, чем при других значениях  $H$ . Результаты, полученные при других значениях  $\mu$ , отличаются от приведенных выше только величиной критической скорости (во втором случае  $V_{кр2} = 66...67$  м/с, а в третьем –  $V_{кр2} = 44...45$  м/с), а по запасу устойчивости они совпадают с полученными в первом варианте.

Во втором цикле расчетов варьировалась величина  $k_2$  жесткости упругих элементов, связывающих кузов и тележку в горизонтальном

поперечном направлении. Диапазон изменения  $k_2$  был принят от 50 до 450 кН/м. Рассматривалось три варианта при скоростях движения  $V_1 = 50$  м/с,  $V_2 = 70$  м/с,  $V_3 = 90$  м/с. Результаты расчетов показали, что наибольшее значение  $\eta_1 = 1,74$  запас устойчивости имеет при  $H_1 = 1,5$  м, при  $k_2 = 50$  кН/м. При увеличении  $k_2$  эта величина резко падает и достигает наименьшего значения при  $k_2 = 450$  кН/м –  $\eta_1 = 0,34$ . При жесткости  $k_2 > 130$  кН/м наибольшее из остальных значений  $\eta$  имеет  $\eta_2$  (при  $H_2 = 0,75$  м). Максимальное значение  $\eta_2 = 1,2$  принимает при  $k_2 = 200$  кН/м. Результаты, полученные при  $V = 70$  м/с, качественно совпадают с полученными при скорости 50 м/с. Результаты расчетов для скорости 90 м/с показывают, что для всех значений  $k_2$  наибольшее значение имеет  $\eta_2$ , который принимает максимальную величину  $\eta_2 = 0,9$  при  $k_2 = 300$  кН/м. Общим для всех вариантов этого цикла является то, что величина  $\eta_3$  не зависит ни от скорости, ни от изменения жесткости  $k_2$  в указанном диапазоне и имеет во всех случаях стабильное значение  $\eta_3 = 0,52$ .

Расчеты, проведенные во втором цикле, показывают, что в достаточно широком диапазоне значений жесткости  $k_2$  наибольшее значение запаса устойчивости движения соответствует величине  $H_2 = 0,75$  м.

В третьем цикле расчетов варьировалась величина  $\beta_2$  коэффициентов вязкого трения элементов, установленных между кузовом и рамой тележки в горизонтальном поперечном направлении.



Диапазон изменения  $\beta_2$  принят от 10 до 90 кН·с/м. Результаты расчетов, проведенных для скоростей движения 50, 70 и 90 м/с, показали, что большие значения коэффициента запаса  $\eta$  во всем диапазоне изменения  $\beta_2$  при всех рассмотренных скоростях соответствуют значению  $H_2 = 0,75$  м. Максимальное значение  $\eta_2$  принимает при  $\beta_2 = 70$  кН·с/м и имеет величину для скоростей 50, 70, 90 м/с соответственно 1,7; 1,9; 1,35, тогда как значения  $\eta_1$  и  $\eta_3$  не превышают величины 0,8.

В четвертом цикле варьировалась величина жесткости  $k_3$ , препятствующая влиянию тележки относительно кузова. Диапазон изменения  $k_3$  был принят от 0 до 2000 кН/м. Расчеты проводились для скоростей 50, 70, 90 м/с. Результаты расчетов показали, что при скоростях 50 и 70 м/с запасы устойчивости не изменяются при варьировании  $k_3$ . В обоих случаях коэффициент запаса при  $H_2 = 0,75$  м примерно в два раза выше, чем при других значениях высоты  $H$ . При скоростях движения 90 и 100 м/с можно разграничить две области. В первой значения  $h_{\max}$  (коэффициента запаса  $\eta = |h_{\max}|$ ) возрастают с увеличением  $k_3$ , а во втором – остаются постоянными. Однако и в этих случаях величина коэффициента запаса при  $H_2 = 0,75$  м существенно выше, чем при других значениях  $H$ .

В пятом цикле расчетов варьировалась величина  $\beta_3$  коэффициента вязкого трения демпфера, гасящего энергию при колебаниях влияния тележки относительно кузова. Диапазон изменения  $\beta_3$  был принят от 0 до 80 кН·с/м. Расчеты проводились для

скоростей движения 50, 70, 90, 100 м/с. Результаты расчетов показывают, что закон изменения величины  $h_{\max}$  при варьировании  $\beta_3$  качественно совпадает с тем, который был получен при варьировании  $k_3$ .

В шестом цикле расчетов варьировалась величина  $k_5$  жесткости упругих элементов, установленных между буксой и рамой тележки в горизонтальном поперечном направлении. Диапазон изменения  $k_5$  был принят от 500 до 4500 кН/м. Расчеты производились для скоростей 50, 70, 90, 100 м/с. Результаты расчетов показали, что при скоростях 50 и 70 м/с величины  $h_{\max}$  или, что то же, запасов устойчивости  $\eta$  мало зависят от изменения жесткости  $k_5$  в принятом диапазоне. Как и в предыдущих случаях, запас устойчивости при  $H_2 = 0,75$  м существенно выше, чем при других значениях  $H$ . При скорости 90 м/с можно отметить две области. Первая, соответствующая значениям  $k_5$  в диапазоне от 500 до 1500 кН/м, в которой значения резко уменьшаются с увеличением  $h_{\max}$  и для всех значений высоты  $H$  близки по величине, и вторая (при  $k_5 > 1500$ ), в которой значения  $h_{\max}$  мало меняются с увеличением жесткости  $k_5$ . В этой области значение запаса устойчивости при  $H_2 = 0,75$  м также превышают те, которые соответствуют остальным значениям высоты  $H$ . При скорости 100 м/с в диапазоне значения  $k_5$  от 500 до 3500 кН/м величины  $h_{\max}$  резко уменьшаются с увеличением скорости, а при больших значениях  $k_5$  темп их изменения

замедляется. При  $k_5 > 2500$  кН/м запас устойчивости при  $H_2 = 0,75$  м больше, чем для других значений высоты  $H$ .

В седьмом цикле расчетов варьировалась величина  $k_6$  жесткости упругих элементов между буксой и рамой тележки в горизонтальном продольном направлении. Диапазон изменения  $k_6$  был принят такой же, как и для  $k_5$ . Расчеты проводились для тех же скоростей, как и в предыдущем цикле. Результаты расчетов показывают, что при  $k_6 < 1500$  кН/м значения  $h_{\max}$  близки для всех рассмотренных величин  $H$  и уменьшаются с увеличением  $k_6$ . При  $k_6 > 2000$  кН/м значения  $h_{\max}$  практически не зависят от величины  $k_6$ . Запас устойчивости при  $H_2 = 0,75$  м примерно в два раза больше, чем при других значениях высоты центра тяжести кузова.

Результаты проведенных расчетов показывают, что при изменении ряда параметров ходовой части вагона запас устойчивости движения при уменьшении высоты центра тяжести кузова  $H$  до величины  $H_2 = 0,75$  м, равной половине номинальной, в большинстве случаев увеличивается или, по крайней мере, не уменьшается. Это свидетельствует о том, что и с точки зрения устойчивости движения вагонов, конструктивное решение подвески кузова, при котором высота центра тяжести кузова над его плоскостью опирания на упругие элементы уменьшена в рассмотренных пределах, является целесообразным.

## **6.2. Влияние характеристик связи кузова и тележек электровоза на динамическую нагруженность и воздействие на путь**

Для оценки рациональных значений жесткости связи наклонной тяги тележки с кузовом электровоза можно ограничиться рассмотрением колебаний в вертикальной плоскости. Результаты исследования динамики электровоза в пространственной постановке показали, что влияние горизонтальных сил на усилия, возникающие в наклонных тягах, невелико, как и малы горизонтальные поперечные составляющие сил (такие колебания могут быть получены, если в исходной расчетной схеме не задавать горизонтальные неровности рельсов, а вертикальные неровности считать одинаковыми на обеих рельсовых нитях). Полученные при этом результаты сравнивались с результатами расчета плоских колебаний по расчетной схеме и математической модели, составленной независимо. При этом появляется возможность провести расчет не только в режиме выбега, как это сделано в пространственной постановке, но и в режиме тяги и торможения [122].

Составлена математическая модель и разработана программа вычислений на ПЭВМ для исследования колебаний электровоза в плоской постановке с разным числом тележек. В частности, для локомотива с параметрами электровоза типа ВЛ85 с тремя двухосными тележками выполнены теоретические исследования, которые позволяют сопоставить полученные результаты с данными натурных испытаний в режиме выбега.

Сопоставление результатов расчетов (диапазон жесткости от 5000 до 50000 кН/м) с данными натурных испытаний дало удовлетворительные результаты: продольное усилие в наклонной тяге

$S_{Тх}$  в теоретических расчетах отличается на 16 %, коэффициент вертикальной динамики в первой ступени подвешивания  $K_{ВБ}$  – на 20 %, а колебания коэффициента вертикальной динамики во второй ступени  $K_{ВЦ}$  – в пределах 10 %. Коэффициент  $K_{ВБ}$  более заметно зависит от жесткости  $K_{Тх}$ : с ростом жесткости в указанном диапазоне этот коэффициент увеличивается на 74 % (от 0,23 до 0,40). Еще более существенно возрастает сила  $S_{Тх}$  при том же увеличении жесткости, от 30 до 92,9 кН, то есть в 3,1 раза. Таким образом, проведенные исследования показали, что для уменьшения коэффициента  $K_{ВБ}$  и силы  $S_{Тх}$  в режиме выбега следует стремиться к уменьшению жесткости  $K_{Тх}$ . Особенно резкий скачок изучаемых динамических показателей  $K_{ВБ}$  и  $S_{Тх}$  наблюдается при изменении жесткости от 10 000 до 20 000 кН/м. Поэтому, по результатам теоретического исследования, можно сделать вывод, что указанная жесткость не должна превышать 10 000 кН/м.

В режиме тяги возникают большие продольные силы, которые зависят от скорости движения и тяговой характеристики электровоза. Наибольшая сила  $S_{Тх0}$  возникает в режиме пуска при  $V = 5$  км/ч и с учетом ограничения по сцеплению она равна 140 кН. Второе значение силы 119 кН взято с учетом ограничения по сцеплению при  $V = 46,1$  км/ч, третье значение 111 кН на стыке ограничения по сцеплению и по ослаблению поля при скорости  $V = 65,2$  км/ч. Далее на стыке ограничения по максимальной скорости  $V = 100$  км/ч и по ослаблению поля сила взята 42,2 кН. И пятое значение силы равно 38,5 кН при максимальной скорости и при ослаблении поля.

Для выполнения расчетов в режиме тяги предполагается, что на кузов и рамы тележек действуют дополнительные стационарные

силы, создающие моменты, которые вызывают галопирование тележек. Величину моментов определим по формулам:

$$M = S_{Tx} h_{N1} + \frac{S_{Tx}}{2} \operatorname{tg} \alpha L_{T1}, \quad (6.1)$$

$$M_1 = - \left[ \frac{S_{Tx}}{2} \cdot 0,37 + \frac{S_{Tx}}{2} \operatorname{tg} \alpha (0,015 + a_1) \right], \quad (6.2)$$

где  $h_{T1}$  – высота между точками крепления наклонной тяги к кузову и приложения силы тяги к кузову;  $L_{T1}$  – расстояние от центра кузова до точки крепления наклонной тяги к кузову;  $\alpha$  – угол наклона к горизонту продольной связи тележек с кузовом.

Выпишем из системы дифференциальных уравнений, описывающей плоские колебания электровоза, уравнения для продольной качки ( $\varphi$ ) кузова и ( $\varphi_i$ ) тележек в линейной постановке без учета сил инерции и трения:

$$\begin{cases} C_{\varphi} \varphi + C_{\varphi\varphi_1} \varphi + C_{\varphi\varphi_2} \varphi_2 = M; \\ C_{\varphi\varphi_1} \varphi + C_{\varphi_1} \varphi_1 = M_1; \\ C_{\varphi\varphi_1} \varphi + C_{\varphi_1} \varphi_2 = M_1, \end{cases} \quad (6.3)$$

где  $C_{\varphi}$ ,  $C_{\varphi_1}$ ,  $C_{\varphi\varphi_1}$  – соответствующие квазиупругие коэффициенты.

Из этой системы нетрудно определить

$$\varphi = \frac{MC_{\varphi_1} - 2MC_{\varphi\varphi_1}}{C_{\varphi}C_{\varphi_1} - 2C_{\varphi\varphi_1}^2}, \quad (6.4)$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{M_1 \left[ C_{\varphi} C_{\varphi_1} - 2C_{\varphi\varphi_1}^2 \right] - C_{\varphi} C_{\varphi_1} \left[ MC_{\varphi_1} - 2M_1 C_{\varphi\varphi_1} \right]}{C_{\varphi_1} \left[ C_{\varphi} C_{\varphi_1} - 2C_{\varphi\varphi_1}^2 \right]}. \quad (6.5)$$

Значения углов галопирования задавались в расчете в качестве начальных при интегрировании системы дифференциальных уравнений под действием продольных сил в стационарном режиме. В результате интегрирования определялись динамические добавки сил  $S_{Тх}$ , а также сжатий упругих элементов  $\Delta_{Тх}$  и коэффициенты  $K_{ВБ}$  и  $K_{ВЦ}$ . Необходимо отметить, что характеристики упругих элементов, установленных между наклонной тягой и кузовом, являются нелинейными. Для электровоза ДЭ1 эти характеристики являются билинейными, как это видно из рис. 6.1.

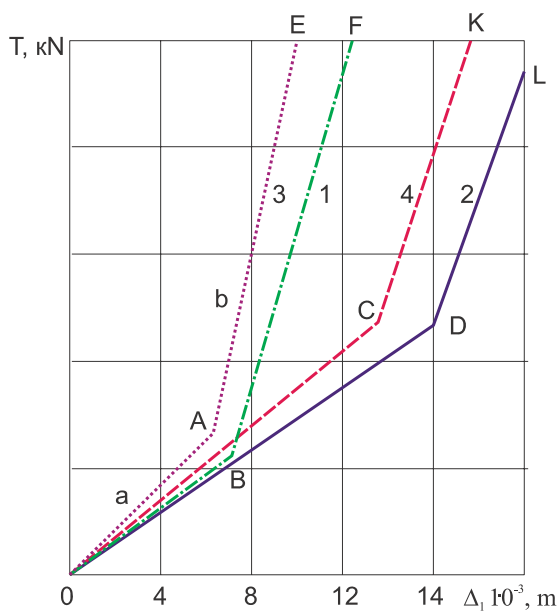


Рис. 6.1. Характеристика упругих элементов между наклонной тягой и кузовом электровоза ДЭ1

Рассмотрены пять вариантов характеристик. В стационарном режиме при силах 140, 119, 111 кН работает верхняя ветвь характеристики, имеющая большую жесткость, а при силах 42,2; 38,5 кН работает нижняя ветвь характеристики.

Результаты расчета показали, что коэффициент  $K_{ВЦ}$  практически не зависит от характеристики упругих элементов. Коэффициент  $K_{ВБ}$  при больших силах тяги также не зависит от характеристики, а при малых силах тяги с ростом жесткости увеличивается, также как и в режиме выбега. Продольные силы в тягах и сжатия пружин упругих элементов тяг также увеличиваются с ростом жесткости во всех рассматриваемых режимах. Отметим, что при одинаковой скорости  $V = 100$  км/ч и несколько отличающихся стационарных силах тяги 42,2 кН и 38,5 кН усилия в тяге и сжатия упругих элементов  $\Delta_{Тх}$  совершенно не отличаются. По мере увеличения скорости движения (при уменьшении стационарных сил  $S_{Тх0}$ ) усилия  $S_{Тх}$  и сжатия пружин  $\Delta_{Тх}$  растут. На участке большой жесткости при скорости  $V = 65,2$  км/ч получаются наибольшие значения сил. Это свидетельствует о том, что точку излома характеристики желательно изменить в сторону увеличения граничных значений сил и перемещений, то есть удлинить участок с малой жесткостью. Наименьшие значения сил  $S_{Тх}$  и  $K_{ВБ}$  получаются при характеристике с наименьшей жесткостью. Такая характеристика и может быть рекомендована для электровоза. Его конструкция спроектирована таким образом, что имеет место удвоенная жесткость. При такой удвоенной жесткости силы в наиболее неблагоприятном режиме при  $V = 65,2$  км/ч возрастают на 11 %, а  $K_{ВБ}$  при  $V = 100$  км/ч увеличивается более чем в 1,6 раза.



Приведем некоторые результаты определения перемещений и сил, представляющих интерес для конструкторов. В табл. 6.1 даны результаты для основного варианта конструкции.

Таблица 6.1

<b>Максимальные величины (замеренные / вероятные)</b>			
<b>В-ны</b>	<b>Прямая, V= 120, км/ч</b>	<b>Кривая R=600, м, V=90, км/ч</b>	<b>Кривая R=300, м, V=75, км/ч</b>
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
$\Delta_{Bz}$	10,58/ 12,85	10,4 / 12,4	9,18 / 12,75
$\Delta_{am}$	8,81 / 12,56	14,39/20,7	17,07 /22,72
$\Delta_{\ell}$	153,2 /158,0	156,7 /154,0	136,3 /141,6
$\Delta_{Bz1}$	254,2 /241,1	190,3 /163,7	164,5 / 144,4
$\Delta_{z_{кр}}$	21,24/27,87	31,78/39,85	37,83 /44,39
$\Psi_K$	1,61 / 1,86	5,33 /5,72	9,21 /9,54
$Y_k$	6,58/7,9	13,15/13,12	13,07 /13,29
$\ddot{Y}_{k\_2}$	0,522 / 0,396	0,526 / 0,248	0,442 / 0,179
$X_{imk}$	5,64 /6,36	11,22 /10,33	13,95 /11,97
$Y_{imk}$	15,14/ 16,37	26,53 / 30,4	27,46 /29,19
$F$	0 / 0	0,356 / 0,412	0,912 / 0,913
$\Pi$	0,027/ 0,019	0,179/ 0,202	0,303 / 0,326
$K_y$	25,0	11,41	8,59
$S_{kz0}$	3,55/ 5,18	4,33 /6,72	5,1 /7,6
$\Delta_{kx}$	3,8 /5,36	9,84 /10,01	14,57 / 14,32
$\Delta_{ky}$	7,64 /8,82	10,24 / 12,37	19,69/23,14
$\Delta_{kz}$	10,67/15,57	13,01 /20,18	15,30 /22,84
$\Delta_{k\psi}$	2,2 /2,64	5,20 /5,76	9,74 /10,76
$K_{\text{лт}}$	0,146 / 0,213	0,178 / 0,276	0,210 / 0,313

Причем, даны не только максимально вероятные значения (знаменатель), которые приводились ранее, но и максимальные замеренные значения (числитель). Аналогичные результаты получены при всех скоростях на прямолинейных и криволинейных участках пути.

В табл. 6.1 введены обозначения:  $\Delta_{Bz}$ ,  $\Delta_{Bz1}$  – взаимное перемещение рамы тележки (в мм) и буксы в вертикальном направлении (в мм) и скорость этого перемещения (в мм/с), то есть перемещение и скорость перемещения буксовых амортизаторов;  $\Delta_{am}$ ,  $\Delta_{\rho}$ , – ход и скорость хода амортизаторов второй ступени подвешивания (в мм и в мм/с);  $\Delta_{z_{kp}}$  – перемещение кузова относительно рамы тележки в вертикальном направлении (в мм);  $\Psi_k$  – влияние колесной пары (в радианах), увеличенное в  $10^3$  раз;  $Y_k$ ,  $\ddot{Y}_{k\_2}$  – боковой ход в мм и горизонтальное поперечное ускорение колесной пары (в долях  $g$ );  $X_{imk}$ ,  $Y_{imk}$  – силы псевдоскольжения между колесом и рельсом в продольном и поперечном направлениях (в кН);  $F$ ,  $P$  – фактор и показатель износа;  $K_y$  – коэффициент запаса устойчивости от схода колес с рельсов;  $S_{kz0}$  – динамическая добавка вертикальной силы в пружинном комплекте, расположенном между промежуточной балкой и рамой тележки (в кН);  $\Delta_{kx}$ ,  $\Delta_{ky}$ ,  $\Delta_{kz}$ ,  $\Delta_{k\psi}$  – взаимные перемещения кузова и рамы тележки в люлечных подвесках (в мм и в рад $\cdot 10^3$ );  $K_{kp}$  – коэффициент конструктивного запаса прогиба пружин второй ступени подвешивания (он везде ниже допускаемого значения).

Таковы основные динамические характеристики электровоза ДЭ1 при выбранных параметрах подвешивания кузова.

### 6.3. Выбор рациональных значений жесткости связи наклонной тяги с кузовом грузового электровоза

На этапе проектирования новых и модернизации существующих единиц подвижного состава важное место занимает вопрос о выборе рациональных значений их динамических показателей.

Данная работа посвящена выбору рациональных значений жесткости связи наклонной тяги тележки с кузовом электровоза ДЭ1 в режиме выбега и тяги. Исходные данные электровоза ДЭ1 (инерционные характеристики, геометрические и упруго-диссипативные параметры) приведены в работе [57].

Для решения поставленной задачи была составлена расчетная схема электровоза [57] с учетом особенности связи тележек с кузовом в продольном направлении посредством наклонных тяг. Движение экипажа вдоль пути рассматривалось как прямолинейное и равномерное. Путь в вертикальном направлении принимался упруго-вязким инерционным. Случайные неровности пути задавались в виде осциллограмм реальных ординат неровностей, полученных лабораторией динамики и прочности подвижного состава ДИИТа.

Для составления уравнений движения электровоза были использованы уравнения Лагранжа второго рода. Решение проводилось с использованием ПЭВМ путем численного интегрирования дифференциальных уравнений движения.

В процессе расчета были определены коэффициенты вертикальной динамики в первой  $k_{дв}^н$  и второй  $k_{дв}^б$  ступенях рессорного подвешивания и динамические усилия в наклонной тяге  $S_{тх}$  (кН).

Рассмотрим сначала динамические качества электровоза ДЭ1 при различных значениях жесткостей связи наклонной тяги с кузовом в режиме выбега при скорости движения 100 км/ч. Диапазон изменения жесткостей связи – от 5000 до 50000 кН/м.

В табл. 6.2 приведены результаты теоретических исследований влияния жесткости связи наклонной тяги с кузовом электровоза ДЭ1 (первоначально значение жесткости связи предполагалось равным 8600 кН/м [123]) на его динамические показатели.

Таблица 6.2

Значения динамических показателей при различных жесткостях наклонной тяги электровоза ДЭ1

Дина- ми- ческие показа- тели	Жесткость наклонной тяги $k_{тх}$ , кН/м								
	5000	6000	6500	7100	8300	8600	10000	20000	50000
$k_{дв}^И$	0,085	0,090	0,091	0,091	0,090	0,090	0,084	0,083	0,092
$k_{дв}^Б$	0,23	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,29	0,33	0,40
$S_{тх}$	30,0	34,9	39,4	42,4	45,4	47,4	47,7	73,1	92,9

Как видно из табл. 6.2, при изменении жесткости связи от 5000 до 50000 кН/м коэффициент вертикальной динамики во второй ступени  $k_{дв}^И$  изменяется незначительно (в пределах 8%). Величина коэффициента вертикальной динамики  $k_{дв}^Б$  в первой ступени подвешивания более заметно зависит от жесткости наклонной тяги  $k_{тх}$ : с ростом жесткости в указанном диапазоне этот коэффициент увеличивается на 43% (от 0,23 при  $k_{тх} = 5000$  кН/м до 0,40 при  $k_{тх} = 50000$  кН/м). При жесткости связи выше 20000 кН/м значение  $k_{дв}^Б$  превышает допустимую величину 0,35 [124].

Еще более существенно при увеличении жесткости наклонной тяги возрастает значение динамических усилий в наклонной тяге  $S_{\text{тх}}$ : от 30 до 92,9 кН, то есть в 3,1 раза.

Таким образом, проведенные исследования показали, что для уменьшения коэффициента  $k_{\text{дв}}^{\text{Б}}$  и силы  $S_{\text{тх}}$  в режиме выбега следует стремиться к уменьшению жесткости  $k_{\text{тх}}$ . Особенно резкий скачок динамических показателей  $k_{\text{дв}}^{\text{Б}}$  и  $S_{\text{тх}}$  наблюдается при изменении жесткости от 10 000 до 20 000 кН/м. Поэтому результаты исследования показали, что жесткость связи наклонной тяги с кузовом электровоза не должна превышать 10 000 кН/м, что и было принято во внимание при изготовлении электровоза ДЭ1.

Аналогичные исследования по выбору рационального значения жесткости связи наклонной тяги тележек с кузовом были выполнены при движении электровоза в режиме тяги. В этом случае возникают большие продольные силы, зависящие от скорости движения и тяговой характеристики электровоза. Из тяговой характеристики, предоставленной Украинским научно-исследовательским, проектно-конструкторским и технологическим институтом электровозостроения (УЭлНИИ), Украина, взяты несколько характерных точек. Наибольшая сила  $S_{\text{тх0}}$  возникает при скорости  $V = 5$  км/ч как средней скорости в режиме пуска и с учетом ограничения по сцеплению она равна 140 кН. Второе значение силы 119 кН взято с учетом ограничения по сцеплению при  $V = 46,1$  км/ч. Третья характерная точка взята на стыке ограничения по сцеплению и по ослаблению поля и равна 111 кН при скорости  $V = 65,2$  км/ч. Далее – на стыке ограничения по максимальной скорости  $V = 100$  км/ч и по

ослаблению поля сила взята 42,2 кН. И пятое значение силы равно 38,5 кН при максимальной скорости и при ослаблении поля.

Для выполнения расчетов в режиме тяги предполагалось, что на кузов и рамы тележек действуют дополнительные стационарные силы, создающие моменты, связанные с действием сил тяги. Определив выражения для этих моментов [124], после интегрирования системы дифференциальных уравнений были определены: динамические добавки сил  $S_{\text{дв}}$ , действующих в наклонных тягах в системе связей тележек с кузовом в режиме тяги, сжатия упругих элементов наклонной тяги  $\Delta_{\text{Тх}}$  и коэффициенты вертикальной динамики в первой и второй ступенях подвешивания. Необходимо отметить, что характеристики упругих элементов, установленных между наклонной тягой и кузовом, являются нелинейными. Для электровоза ДЭ1 эти характеристики являются билинейными, как это видно из рис. 5.1, построенного по данным УЭлНИИ.

Были рассмотрены 4 варианта характеристик жесткости на каждом участке этой характеристики различны и представлены в табл. 6.3.

Из приведенных выше пяти значений сил тяги в стационарном режиме при силах 140, 119, 111 кН «работает» верхняя ветвь характеристики, имеющая большую жесткость, а при силах 42,2; 38,5 кН «работает» нижняя ветвь характеристики.

Результаты расчета для каждой характеристики жесткости и величины сил тяги приведены в табл. 6.4.

Из табл. 6.4 видно, что коэффициент  $k_{\text{дв}}^{\text{н}}$  практически не зависит от характеристики упругих элементов. Коэффициент  $k_{\text{дв}}^{\text{б}}$  при больших силах тяги также не зависит от характеристики, а при малых силах тяги с ростом жесткости увеличивается, также как и в режиме

выбега. Продольные усилия в наклонных тягах и сжатия пружин упругих элементов тяг также увеличиваются с ростом жесткости во всех рассматриваемых режимах. Отметим, что при одинаковой скорости  $V = 100$  км/ч и несколько отличающихся стационарных силах тяги 42,2 кН и 38,5 кН усилия в тяге и сжатия упругих элементов  $\Delta_{Тх}$  совершенно не отличаются.

Таблица 6.3

Значения жесткостей для каждого участка характеристики упругих элементов наклонной тяги

Номер характеристики	Скорость V, км/ч				
	5	46,1	65,2	100	100
	Сила тяги $S_{Тх0}$ , кН				
	140	119	111	42,2	38,5
1	30500	30500	30500	6500	6500
2	23000	23000	23000	6000	6000
3	44000	44000	44000	7100	7100
4	28300	28300	28300	8300	8300
5	46000	46000	46000	12000	12000

По мере увеличения скорости движения (при уменьшении стационарных сил  $S_{Тх0}$ ) усилия  $S_{Тх}$  и сжатия пружин  $\Delta_{Тх}$  растут. В конце табл. 6.4 указаны суммарные значения сил в стационарном режиме и динамических добавок  $S_{Тх0} + S_{Тх}$ .

На участке большой жесткости при скорости  $V = 65,2$  км/ч получаются наибольшие значения сил. Это свидетельствует о том, что положение точки излома характеристики желательнее изменить в сторону увеличения граничных значений сил и перемещений, то есть удлинить участок с малой жесткостью. Как видно из табл. 5.4, наименьшие значения сил  $S_{Тх}$  и  $k_{дв}^B$  получаются при характеристике с наименьшей жесткостью. Такая характеристика и была рекомендована

для электровоза ДЭ1. Его конструкция спроектирована таким образом, что имеет место удвоенная жесткость. Такой вариант отмечен как 5 в табл. 5.3 и 5.4. При такой удвоенной жесткости силы в наиболее неблагоприятном режиме при  $V = 65,2$  км/ч возрастают на 11 %, а  $k_{дв}^B$  при  $V = 100$  км/ч увеличивается более чем в 1,6 раза.

Таблица 6.4

Значения динамических показателей в зависимости от жесткости и скорости движения в режиме тяги

Динамические показатели	Номер характеристики	Скорость V, км/ч				
		5	46,1	65,2	100	100
		Сила тяги $S_{тх0}$ , кН				
		140	119	111	42,2	38,5
1	2	3	4	5	6	7
$k_{дв}^H$	1	0,011	0,065	0,085	0,12	0,12
	2	0,011	0,064	0,084	0,12	0,12
	3	0,011	0,064	0,085	0,12	0,12
	4	0,011	0,065	0,084	0,12	0,12
	5	0,012	0,064	0,085	0,12	0,12
$k_{дв}^B$	1	0,011	0,13	0,20	0,27	0,27
	2	0,011	0,13	0,21	0,25	0,25
	3	0,011	0,23	0,20	0,30	0,30
	4	0,011	0,13	0,21	0,34	0,34
	5	0,012	0,12	0,20	0,39	0,39
$S_{тх}$ , кН	1	2,3	36,1	53,0	108,8	108,8
	2	2,2	33,8	51,7	100,8	100,8
	3	2,6	38,0	53,4	113,3	113,3
	4	2,3	35,4	52,9	118,1	118,1
	5	2,6	38,1	53,5	128,5	128,5
$\Delta_{тх}$ , мм	1	0,076	1,18	1,7	16,5	16,5
	2	0,095	1,47	2,2	16,6	16,6
	3	0,059	0,86	1,21	15,8	15,8
	4	0,082	1,24	1,86	14,2	14,2
	5	0,057	0,83	1,16	10,7	10,7
$S_{тх0} + S_{тх}$	1	142,3	155,1	164,0	151,0	147,3
	2	142,2	152,8	162,7	142,0	139,3
	3	142,6	157,0	164,4	155,5	151,8
	4	142,3	154,4	163,9	160,3	156,6
	5	142,6	157,1	164,5	170,7	167,0



## Заключение

В монографии представлены некоторые этапы управления активами, основными фондами и интеллектуальной собственностью Приднепровской железной дороги, а также работы авторов в области безопасности от схода колеса с рельсов, применении структурного анализа механических систем для усовершенствования конструкций рельсовых экипажей, как отдельных узлов, так и единицы подвижного состава в целом.

На основе изложенного выше можно сделать следующие выводы.

1. В условиях интенсификации грузоперевозок и непрерывной модернизации подвижного состава железнодорожного транспорта актуальными проблемами отрасли являются координация компонентов действующей инфраструктуры на основе активизации инновационных процессов и обеспечения безопасности движения поездов. Структурные подразделения железнодорожного транспорта, использующие имущественные ценности предприятия для обеспечения перевозочного процесса, включают материальные, финансовые и невещественные активы (авторские свидетельства, патенты, компьютерные программы и др.).

2. В монографии показано, что совместное рассмотрение процессов в зоне безопасности от схода колеса с рельсов, равновесия и опасности схода позволяет получить более общее представление о взаимодействии колеса и рельса в процессе схода и роли трения в этом процессе.

3. Показано, что поскольку в задаче Надаля, на основе которой возник термин «коэффициент запаса устойчивости от схода с рельсов», устойчивость равновесия или движения не рассматривается,

то включение понятия устойчивости в этот термин недостаточно обосновано.

4. Показано, что оценку интенсивности скольжения гребня колеса вниз по рельсу целесообразно производить по отношению скатывающей и удерживающей сил, действующих по линии (направлению) скольжения, а не по отношению вертикальной и горизонтальной сил, действующих на колесо.

5. Получено выражение критерия безопасности от схода колесной пары с рельсов в том случае, когда она рассматривается как единое твердое тело и учитываются силы, приложенные к ней со стороны рамы тележки.

6. Получен критерий устойчивости, в котором учитывается угол наклона поверхности катания колеса ненабегающего колеса.

7. Установлен двойственный характер действия рамной силы на колесную пару в процессе вертикального скольжения гребня относительно головки рельса.

8. В отличие от результатов Надаля, в которых рассматриваются силы, действующие в точке контакта набегающего колеса и рельса, получены условия безопасности, в которые входят вертикальные силы, действующие на колесную пару, и рамная сила.

9. Предложено графическое представление критерия Надаля.

10. Проведена некоторая детализация положений, касающихся оценки безопасности от схода колес с рельсов подвижного состава железных дорог.

11. Железнодорожные экипажи рассмотрены как пространственные механические системы, и для их модернизации с целью улучшения динамических показателей и уменьшения трения в

соединениях деталей применен структурный анализ соединений элементов.

12. На основе анализа структурных схем систем первой и второй ступеней рессорного подвешивания электровоза типа ДСЗ установлено, что конструкция подвешивания спроектирована без избыточных связей.

13. С целью улучшения тяговых качеств электровоза ДСЗ проведен анализ его тягового устройства и предложена улучшенная схема соединения тележек с кузовом электровоза, подтвержденная патеном на изобретение. Проведен прочностной расчет стержневой системы соединения кузова с тележками, подтверждающий правильность предложенной конструкции.

14. С целью устранения кососимметричного нагружения пружин первой ступени рессорного подвешивания тележки электровоза, вызванного крутильным моментом от тягового двигателя, а также ликвидации перекоса рамы двухосной тележки при наличии двух кососимметрично расположенных тяговых приводов, приведена новая конструкция тягового привода, подтвержденная патентом на изобретение.

15. Для уменьшения числа избыточных связей в тормозной рычажной передаче электровоза ДСЗ предложено ликвидировать поперечину между колесами одной колесной пары, а в местах присоединения звеньев к раме тележки необходимо вращательные кинематические пары заменить сферическими соединениями путем постановки резиновых втулок, что позволит: уменьшить износы в шарнирах, облегчить ремонт тележек и уменьшить его стоимость, повысить эффективность торможения в кривых участках пути и обеспечить безопасность движения на железных дорогах Украины.

16. С целью уменьшения износа в паре «колесо – рельс» предложено создать в узле «боковина – букса» кинематическую пару третьего рода с учетом постановки податливого элемента.

17. В тележках грузовых вагонов для повышения эффективности работы тормозной рычажной передачи и надежности функционирования тормозной рычажной передачи, особенно в кривых участках пути, предложены три новые конструкции тормозной рычажной передачи, подтвержденные патентами на изобретения.

18. С целью улучшения динамических качеств железнодорожного транспортного средства, уменьшения износа поверхностей трения и улучшения условий ремонта деталей предложены две конструкции фрикционного клинового гасителя колебаний.

19. Для улучшения динамических качеств во время движения грузовых поездов и уменьшения расходов на восстановление изношенных из-за трения скользунов предложена новая конструкция скользуна, подтвержденная патентом Украины на ползунную модель.

20. Проведено сравнение структурных схем вагонной тележки ZR1-E (производство КНР для Казахских железных дорог) и типовой тележки ЦНИИ-ХЗ модели 18-100 грузового вагона, которое показало, что первая из них имеет конструкцию без избыточных связей, тогда как тележка ЦНИИ-ХЗ имеет 16 избыточных связей.

21. Для определения момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова грузового вагона разработаны три конструкции станда, защищенные патентами на изобретение.

22. Результаты расчетов некоторых прикладных задач показывают, что при изменении ряда параметров ходовой части вагона запас устойчивости движения при уменьшении высоты центра

тяжести кузова  $H$  до величины  $H_2 = 0,75$  м, равной половине номинальной, в большинстве случаев увеличивается или, по крайней мере, не уменьшается. Это свидетельствует о том, что и с точки зрения устойчивости движения вагонов, конструктивное решение подвески кузова, при котором высота центра тяжести кузова над его плоскостью опирания на упругие элементы уменьшена в рассмотренных пределах, является целесообразным.

## Список использованных источников

1. Implementing Enterprise Asset Management For Dummies / Paul McKeon, Darren Ramshaw. – Chichester, West Sussex, England: John Wiley and Sons, Ltd, Publication, 2013. – 76 p.
2. Enterprise-asset-management-comparison. [Электронный ресурс] : WEB-сайт. – Режим доступа: <https://www.softwareadvice.com/cmms/enterprise-asset-management-comparison/>. – Название с экрана.
3. Активы предприятия. [Электронный ресурс] : WEB-сайт. - Режим доступа: URL: <http://1fin.ru/?id=281&t=4>. – Название с экрана.
4. Мирошникова Т.К. Управление активами: Учеб. пособие. – Владивосток: Изд-во ВГУЭС, 2011. – 100 с.
5. Анализ рынка ЕАМ-систем. [Электронный ресурс] : WEB-сайт. - Режим доступа: <https://www.galaktika.ru/eam/analiz-rynka-eam-sistem.html>. - Название с экрана.
6. Кизим А.В. Обоснование необходимости автоматизации работ по ремонту и техническому обслуживанию оборудования / А.В. Кизим // Известия ВолгГТУ. – 2009. – № 6. – С. 118-121.
7. ЕАМ-системы: решение принять! С чего начать? [Электронный ресурс] : WEB-сайт. - Режим доступа: <https://www.itweek.ru/idea/article/detail.php?ID=73702>. – Название с экрана.
8. Технологии программирования на Java 2. Распределенные приложения / Х. Дейтел, П. Дейтел, С.И. Сантри. – М.: Бином-Пресс, 2011. – 464 с.
9. Тлумачний словник з інформатики / Г.Г. Півняк, Б.С. Бусигін, М.М. Дівізінюк, О.В. Азаренко, Г.М. Коротенко,

Л.М. Коротенко / За ред. акад. НАН України Г.Г. Півняка. – Д., Нац. гірнич. ун-т, 2008. – 599 с.

10. Цимбал А.А., Аншина М. Технологии создания распределенных систем. Для профессионалов. – СПб: Питер, 2002. – 576 с.

11. Брауде Эрик Дж. Технология разработки программного обеспечения. – СПб.: Петербург, 2011. – 655 с.

12. Web-протоколы. Теория и практика. HTTP/1.1, взаимодействие протоколов, кэширование, измерение трафика / Б. Кришнамурти, Дж. Раксфорд. – СПб: Бином, 2002. – 592.

13. AJAX и PHP. Разработка динамических приложений// Дари, Бринзаре. – М.: «Символ», 2006. – 336с.

14. JavaScript. Энциклопедия пользователя/ Ричард Вагнер, Аллен Вайк.- Издательство: ДиаСофт, 2001. – 464 с.

15. Справочник по HTML и CSS. [Электронный ресурс] : WEB–сайт. - Режим доступа: <http://www.htmlbook.ru/>. – Название с экрана.

16. Справочник по PHP. [Электронный ресурс] : WEB–сайт. - Режим доступа: <http://www.php.net/manual/en/index.php>. – Название с экрана.

17. Интернет-энциклопедия Википедия. [Электронный ресурс] : WEB–сайт. - Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org/wiki/AJAX>. – Название с экрана.

18. PHP 5. Практика создания Web-сайтов / М.Кузнецов, И.Симдянов, С.Голышев. – Санкт-Петербург, БХВ-Петербург, 2006. – 948с.

19. PHP 5 и MySQL. Библия пользователя (PHP 5 and MySQL: Bible)/ Тим Конверс, Джойс Парк и Кларк Морган. Издательства: Вильямс, Диалектика, Wiley Publishing, Inc, 2009.- 1216с.

20. Фролов А.В., Фролов Г.В. Практика применения PERL, PHP, APACHE и MySQL для активных Web-сайтов. –М.: Издательско-торговый дом «Русская Редакция», 2012. – 576 с.
21. Рева О.Н. JavaScript в кармане / О.Н. Рева. – М.: Эксмо, 2008. – 256 с.
22. Дронов В.А. HTML 5, CSS 3, и WEB 2.0. Разработка современных Web-сайтов. – СПб: БХВ-Петербург, 2011. – 416 с.
23. Справочное руководство по MySQL . [Электронный ресурс] : WEB–сайт. - Режим доступа: [http://www.mysql.ru/docs/man/Column\\_types.html](http://www.mysql.ru/docs/man/Column_types.html). – Название с экрана.
24. Справочник по по языку JavaScript. [Электронный ресурс] : WEB–сайт. - Режим доступа: <http://javascript.ru/>. – Название с экрана.
25. Стогній Є.С. Патентування, як інструмент управління бізнесом. [Электронный ресурс] : WEB–сайт. - Режим доступа: <http://www.inventa.ua/ua/blog/714-patentuvannia-ia-k-instrument-upravlinnia-biznesom/>. – Название с экрана.
26. Intellectual Property Management Software Features of the module. [Электронный ресурс] : WEB–сайт. - Режим доступа: <http://www.iolite.net.in/intellectual-property-management-software/>. – Название с экрана.
27. Compare Intellectual Property Management Software. [Электронный ресурс] : WEB–сайт. - Режим доступа: <https://www.g2crowd.com/categories/intellectual-property-management?segment=enterprise>. – Название с экрана.
28. Enterprise Intellectual Property Management Software Market 2017-2025. [Электронный ресурс] : WEB–сайт. - Режим доступа: <https://www.researchandmarkets.com/research/lr9nff/enterprise>. - Название с экрана.



29. Nadal, M. J. Lokomotives a Vapeur Collection Encyclopedie Scintifique Bibliteque de Mecanique Applique et Genie, Yul. 186, (Paris), 1908.

30. Лурье, А.И. Аналитическая механика [Текст] / А. И. Лурье. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.

31. Марье, Г. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Г. Марье.– М.: Госжелдориздат, 1933. – 338 с.

32. Кондратьев, В. Ф. О сходе колеса. [Текст] / В. Ф. Кондратьев // Весник ВНИИЖТ. –1980. – №6 –С. 23-25.

33. Винник, Л. В. Замечания по поводу использования критерия Надаля при оценке безопасности схода с рельс [Текст] / Л. В. Винник, Г. П. Бурчак // Вісник Східноукраїнський націон.універс. ім. В. Даля. – 2005. –№ 8 – Часть 1. – С. 108-113.

34. UIC Code 518. Testing and-approval of railway vehicles from the poit at view of their dynamic behavior. – Safety – Track fatigue – Ride quality [Text] // Proneness - 3-rd ed. – October 2005

35. Блохин, Е. П. О безопасности от схода с рельсов колесной пары. [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко //Эксплуатац. надежн. локомот. парка и повышение эффектив. тяги поездов (06.12.2012 – 07.12.2012): Материалы всероссийс. науч.-техн. конф. с междун. участием / Министерство путей сообщения России, Омский государственный университет путей сообщения. – Омск,2012. – С. 361-370.

36. Блохин, Е. П. Графическое представление критерия Надаля. [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2010.–С. 7-9.

37. Блохин, Е. П. К постановке задачи об оценке степени безопасности колесных пар от схода с рельсов[Текст] / Е. П. Блохин,

М. Л. Коротенко, И. В. Клименко //Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2010. – №9. – Частина 2. – С. 6-10.

38. Нормы для расчета и проектирования вагонов ж. д. МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

39. Blader, F. B. Assessing Proximity to Derailment from Wheel / Rail Forces [Text] / F. B. Blader // A Review of the State of the Art, ASME paper, Winter Annual Meeting. –November 1989.

40. Gilchrist, A. O. A reexamination of the proneness to derailment of a railway wheel-set [Text] / A. O. Gilchrist, B. V. Brickle // J. of Mech. Engineering Science. – 1976. – Vol. 18, No 3 – P 134...141.

41. Блохин, Е. П. Выбор рациональных значений жесткости связи наклонной тяги с кузова электровоза [Текст]/ Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко и др. // Транспорт. – Вып. 11. – 2002. – С. 17-20.

42. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава [Текст] / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.

43. Yokose, K. Experiment of hunting derailment with a one-fifth model wheelset. – Tokyo Railway Technical Research Institute Quarterly Report, 1970, v. 2, N. 4, pp. 228-231.

44. Matsudaira, T. Dynamics of High-Speed Rolling Stock / T. Matsudaira. – Japanese National Railways Special Issue: Research for Super High-Speed Railway, p.p 21-25, Tokyo, Japan, Railway Technical Research Institute, 1964.

45. Ahlbeck, D. R. An application of computer modeling techniques to predict the effects of railroad track geometry. – Proceedings of

Intersociety Conference on Transportation, 1973, September 24-27, Denver, Colorado.

46. Черкашин, Ю. М. Сравнение некоторых критериев, оценивающих опасность схода путем всползания колеса на рельс. / Ю. М. Черкашин, В. А. Симонов // Вісник Східноукр. націон.ун-ту ім. В. Даля. -2005. –№8(90). – С. 98-103.

47. Клименко, И.В. Современные тенденции развития конструкций тележек локомотивов. [Текст]/ И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ ім. В. Лазаряна. – 2003. – №1. – С. 123-126.

48. Тележки фирмы SLM с радиальной установкой колесных пар в кривых [Текст]// Железные дороги мира. – 1998. – № 3. – С. 42-47.

49. Новая тележка для дизель-поездов железных дорог Японии [Текст]// Железные дороги мира. – 2001. – № 9. – С. 48-50.

50. Новому веку – новый подвижной состав [Текст]// Локомотив. – 2000. – № 9. – С. 9-12.

51. Маслиев, В. Г. Динамика локомотива с устройством для радиальной установки колесных пар в кривых [Текст]/ В. Г. Маслиев // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. Технічні науки. Серія Транспорт. – 2002. – № 6(52). – С. 69-74.

52. Цыганков, П. Ю. Совершенствование конструкции тележек скоростных локомотивов с целью улучшения их динамики [Текст]/ П. Ю. Цыганков // Автореф. на соиск. ... к.т.н. – М. – 2002. – 24 с.

53. Кодинцев, И. В. Электровоз двойного питания ЭП10: особенности конструкции и электрических схем [Текст]/ И. В. Кодинцев, Е. В. Бабков // Локомотив. – 1999. – № 12. – С. 9-11.

54. Програма створення та функціонування національної мережі міжнародних транспортних коридорів в Україні [Текст] // Урядовий кур'єр. Орієнтир. – 09.04.1998. – С. 7-16.

55. Чумак, В.В. Перспективы развития электровозостроения в Украине [Текст] / В. В. Чумак, В. А. Браташ // Транспорт. – Вып. 11. – 2002. – С. 3-6.

56. Блохин, Е. П. Динамические характеристики и рациональные значения параметров ходовых частей электровоза ДЭ1 [Текст] / Е. П. Блохин, В. Д. Данович, В. А. Литвин и др. // Транспорт. – Вып. 11. – 2002. – С. 8-16.

57. Блохин, Е. П. Динамические ходовые испытания электровоза ДЭ1 (001; 002) [Текст] / Е.П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский // Транспорт. – Вып. 11. – 2002. – С. 42-47.

58. Блохін, Є. П. Динамічні випробування електровоза ДЕ1-008 в умовах Львівської залізниці [Текст] / Є.П. Блохін, М.Л. Коротенко, Н.Й. Грановська та ін. // Транспорт. – Вып. 11. – 2002. – С. 48-52.

59. СТ ССФЖТ ЦТ 15-98 Тяговый подвижной состав. Типовая методика динамико-прочностных испытаний локомотивов. –М.: МПС Россия, 1998. –24 с.

60. Експериментальні визначення умов безпечної експлуатації зі швидкостями до 160 км/год пасажирських електровозів ЧС8 (ЧС7) та ДС3 з профілем коліс МІНТЕК: Звіт з НДР (заключний) / № ГР 0105U007807. – Д.: ДНУЗТ, 2006. – 45 с.

61. Сергиенко, Н. И. Решение проблем подвижного состава железных дорог Украины через взаимодействие государственного и частного секторов экономики [Текст] / Н. И. Сергиенко // Локомотив-информ. – 2010. – № 6. – С. 40-46.

62. Мямлин, С. В. К вопросу структурного анализа тележки электровоза [Текст] / С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, Л. А. Недужая// Машинобудування та технічні науки. – 1997. –С. 25-29.

63. Панасенко, В. Я. Структурный анализ системы подвешивания электровоза типа ДСЗ [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2012. – Вип. 40. – С. 37-39.

64. Гаркави, Я. Н. Уравнильные механизмы железнодорожных автоматических устройств [Текст] / Я. Н. Гаркави. – М.: Транспорт, 1967. – 80 с.

65. Кожевников, С. Н. Основания структурного синтеза механизмов [Текст] / С. Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1984. – 132 с.

66. Решетов, Л. Н. Конструирование рациональных механизмов [Текст] / Л. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1979. – 214 с.

67. Бирюков, И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог [Текст] / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.

68. Блохин, Е. П. Усовершенствование конструкции тягового привода класса II локомотива [Текст] / Е. П. Блохин, Е. П., Панасенко В. Я., Клименко И. В. / Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту (24.05.2007–25.05.2007): тезиси Междунар. научно-практ. конф. / Министерство транспорта Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. тр-та им. акад. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2007. – С. 6-7.

69. Решетов, Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник [Текст] / Л. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1979. – 316 с.

70. Решетов, Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы [Текст] / Л. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1992. – 334 с.

71. Выбор конструктивных схем и определение параметров экипажной части магистрального электровоза: Отчет о НИР [Текст] // Руков. проф. Е. П. Блохин. – ДИИТ, 1993. – 108 с.

72. Блохин, Е. П. О конструкции тягового привода класса П локомотива [Текст] / Е. П. Блохин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2007. – Вып. 16. – С. 81-84.

73. Блохін, Є. П. До питання зменшення перекосу рам візків локомотивів [Текст] / Є. П. Блохін, О. М. Бондарів та ін. // Залізничний транспорт України. – 2004. – № 5. – С. 39-41.

74. Пат. 1463599 СССР, МПК В61Н 13/28. Тормозная рычажная передача тележки железнодорожного транспортного средства / Савчук О. М., Панасенко В. Я., Амосов Ю. Г. (СССР)– № 4228337/27-11; заявл. 13.04.1988;опубл.07.03.1989; Бюл. №9.– 2с.

75. Комплексные ходовые динамические и прочностные и по воздействию на путь, стендовые статические на действие продольной силы, ударно-определяющие испытания электровоза ДС3-001: Отчет о НИР / ДИИТ. – № ГР 103U003009. – Днепропетровск, 2004. – 195 с.

76. Панасенко, В. Я. К вопросу модернизации тормозной рычажной передачи электровоза ДС3 [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та: тез.65 міжнар. научно-практ. конф. / Министерство транспорта Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. тр-та им. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2005. – С. 67.

77. Панасенко, В. Я. К вопросу модернизации тормозной рычажной передачи электровоза ДС3 [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2005. – № 8. – С. 113-115.

78. Панасенко, В. Я. Пути совершенствования тормозной рычажной передачи подвижного состава [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко, Н. В. Гернич // Проблемы механики железнодорожного транспорта: тез. XIII Междунар. конф. / Министерство транспорта Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. тр-та им. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2012. – С. 107...108.

79. Блохин, Е. П. К вопросу износа колес и рельсов [Текст] / Е. П. Блохин, А. Н. Пшинько, А. Д. Лашко // Залізничний транспорт України. – 2001. – № 1. – С. 2-6.

80. Воинов, В. Чтоб колеса были в ладу с рельсами / В. Воинов. – Гудок. – 02.07.2003.

81. Прокудин, И. Пора выйти из тени [Текст] / И. Прокудин, В. Виноградов, Э. Воробьев и др. // Гудок. – 06.08.2003.

82. Шур, Е. Кто они, настоящие тени? [Текст] / Е. Шур. // Гудок. – 17.04.2003.

83. Монолаки, В. Еще один взгляд изнутри / В. Монолаки // Гудок. – 17.04.2003.

84. Мямлин, С. В. К вопросу износа пары «колесо-рельс» [Текст] / С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Збірник наукових праць. – 2010. – Вип. 23. – С. 142-156.

85. Харрис, У. Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса. [1-е изд.]. [Текст, электронный ресурс] / У. Дж Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – Международная ассоциация тяжеловесного движения [2808 Форст-Хилл-корт, Виргиния-Бич, штат Виргиния, 23454 США]; издание на русском языке. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.

86. Доронин, В.И. Влияние параметров несовершенства вагонной тележки на износ колес и рельсов / В. И. Доронин, В. Ю.

Ивченко // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Повышение надежности и совершенствование конструкции подвижного состава. – Д.: ДИИТ, 1988.

87. Бирюков, И. В. Вагон и маленькая тележка[Текст] / И. В. Бирюков. – Гудок. – 23.04.2003.

88. Ромен, Ю. С. Влияние технического состояния узлов опирания грузовых вагонов на сопротивление повороту тележки [Текст] / Ю. С. Ромен, В. М. Богданов, Л. К. Добрынин и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 3. – С. 9-12.

89. Инструктивные указания по эксплуатации и ремонту вагонных букс с роликовыми подшипниками. Утв. МПС 16.08.1983. [Текст] – М.: Транспорт, 1985. – 160 с.

90. Амосов, Ю. Г. Расчет размерных цепей поглощающих аппаратов [Текст] / Ю. Г. Амосов, В. Я. Панасенко, И. М. Коротеев и др. – М., 1988. 8 с. – Рус. – Деп. в ВИНТИ 30.06.88, № 4233. – Реф. в: Депонированные научные работы. – 1988. – № 3.

91. Панасенко, В. Я. Совершенствование конструкции буксового узла в тележке грузового вагона [Текст] / В. Я. Панасенко // Проблемы механики железнодорожного транспорта: тез. XII Междунар. конф. / Министерство транспорта Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. тр-та им. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2008. – С. 120.

92. ГОСТ 520-86. ИСО 492-86. Подшипники качения. Общие технические условия.

93. Інструкція з експлуатації та ремонту вагонних букс з роликовими підшипниками: ЦВ-ЦЛ-0058. – К.: Укрзалізниця, 2004. – 158 с. – (Нормативний документ Міністерства транспорту України. Інструкція).



94. Осипов, А. С. Исследование работы подшипников скольжения подвижного состава железных дорог при современных условиях эксплуатации: автореф. дисс. ... к.т.н. [Текст] / А. С. Осипов. – Д.: ДИИТ, 1967. – 19 с.

95. Панасенко, В. Я. Исследование причин подреза гребней колес подвижного состава [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: тез. 71 междунар. научно-практ. конф. / Министерство транспорта Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. тр-та им. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2011. – С. 31-32.

96. Панасенко, В. Я. К вопросу подреза гребней колесных пар [Текст] / В. Я. Панасенко, Н. Я. Гаркави, И. В. Клименко // Проблемы механики железнодорожного транспорта: тез. XII Междунар. конф. / Министерство транспорта Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. тр-та им. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2008. – С. 121.

97. Панасенко, В. Я. К вопросу подреза гребней колесных пар [Текст] / В. Я. Панасенко, Н. Я. Гаркави, И. В. Клименко // Підійомно-транспортна техніка. – 2008. – № 2. – С. 89-92.

98. Расчет вагонов на прочность [Текст] / Под ред. А.А. Попова. – М.: Трансжелдориздат, 1960. – 360 с.

99. Разработка рекомендаций по снижению износа колес рельсов за счет снижения сил динамического воздействия железнодорожных экипажей и пути с учетом стационарных и нестационарных режимов движения. Отчет по НИР (заключительный) [Текст] // Днепропетровский государственный технический университет жел.-дор. транспорта. - №ГР 0196U023134. – Д., 1998. – 438 с.

100. Морчиладзе, И. Г. Железнодорожные цистерны: конструкции, техническое обслуживание и ремонт [Текст] / И. Г. Морчиладзе, А. П. Никодимов, М. М. Соколов и др. – М.: ИБС-Холдинг, 2006. – 516 с.

101. Инструкция по ремонту и обслуживанию букс с подшипниками скольжения. – М.: Транспорт, 1977. – 31 с.

102. Босов, А. А. Пути совершенствования конструкции тележки грузового вагона [Текст] / А. А. Босов, С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко и др. // Вісник ДНУЗТ. – 2007. – Вып. 29. – С. 27-32.

103. Пат. 91071 Україна, МПК В61F5/26, 5/38. Буксовий вузол / Панасенко В. Я., Клименко І. В. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – № а 2008 03865; заявл. 27.03.2008; опубл. 25.06.2010, Бюл. № 12. – 3 с.

104. Пат. 92202 Україна, МПК В61F5/30, 5/32. Буксовий вузол / Панасенко В. Я., Клименко І. В., Міщенко А. А. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. № а 2008 10053; заявл. 04.08.2008; опубл. 10.02.2010, Бюл. № 3. – 3 с.

105. Пат. 41819 Україна, МПК В61Н 13/00. Гальмова важільна передача візка залізничного транспортного засобу / Панасенко В. Я., Клименко І. В. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. № u 2009 00020; заявл. 05. 01.2009; опубл. 10.06.2009, Бюл. № 11. – 3 с.

106. Пат. 31833 Україна, МПК В61F5/00. Ковзун візка залізничного вагона / Мямлін С. В., Босов А. А., Панасенко В. Я., Клименко І. В. (Україна); заявник та патентовласник

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – № u2007 13481; заявл. 03.12.2007; опубл. 25.04.2008; Бюл. № 8. – 2 с.

107. Пат. 78951 Україна, МПК В61Н 13/00. Гальмова важільна передача візка залізничного транспортного засобу / Блохін Є. П., Мямлін С. В., Панасенко В. Я., Клименко І. В. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. №u 2012 09809; заявл. 14.08.2012; опубл. 10.04.2013, Бюл. №7. – 3 с.

108. Бородай, С. М. Ремонт тележек типа ЦНИИ-ХЗ [Текст] / С. М. Бородай. – М.: Транспорт, 1966. – 30 с.

109. Мямлин, С. В. Совершенствование конструкции и ремонта грузовых вагон [Текст] / С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2007. – № 18. – С. 133-136.

110. Мямлин, С. В. Усовершенствовани подвижного состава и технологии его обслуживания [Текст] / С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Проблемы та перспективи розвитку залізничного транспорту: тез. 67 междунар. конф. // Министерство транспорта Украины, Днепрпетр. нац. ун-т ж.-д. тр-та им. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2007. – С. 42-43.

111. Пат. 20777 Україна. МПК В61F 5/00, F16F 7/00. Фрикційний клиновий гаситель коливань екіпажного візка транспортного засобу / Мямлін С. В., Панасенко В. Я., Клименко І. В. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – №u2006 08480; заявл. 27.07.2006; опубл. 15.02.2007; Бюл. №2. – 3с.

112. Пат. 78952 Україна. МПК В61F 5/00, F16F 7/08, В61F 7/00. Фрикційний клиновий гаситель коливань екіпажного візка

транспортного засобу/ Гаркаві Н. Я., Панасенко В. Я., Клименко І. В. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – №u2012 09812;заявл. 14.08.2012;опубл. 10.04.2013; Бюл.№7. – 3с.

113. Инструкция по ремонту тележки ZK1-E с нагрузкой от колесной пары на рельсы 25 т открытых вагонов для Казахстана. QCZ156BMM [Текст]. – Цицикарская железнодорожная вагонная компания с ограниченной ответственностью QRRS, 2011. – 60 с.

114. Пат. 92398 Україна,МПК G01M 17/00. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона / Коротенко М. Л., Блохін Є. П., Панасенко В. Я., Клименко І. В., Грановський Р. Б., Федоров Є. Ф. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – №a 2009 00087;заявл. 05.01.2009; опубл. 12.07.2010; Бюл. № 13.– 3 с.

115. Блохин, Е. П. Тележки ZK1 полувагонов, построенных в КНР [Текст] / Е. П. Блохин, К. Т. Алпысбаев, В. Я. Панасенко и др. // Вагонный парк. – 2012. – № 9. – С. 12-14.

116. Добровольский, В. В. Система механизмов [Текст] / В. В. Добровольский. – М.: Машгиз, 1943. – 86 с.

117. Пат. 87752 Україна, МПК G01M 17/00. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона / Коротенко М. Л., Блохін Є. П., Панасенко В. Я., Клименко І. В., Грановський Р. Б., Федоров Є. Ф. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – № а 2007 13719,заявл. 07.12.2007;опубл. 10.08.2009; Бюл. №15. – 2 с.

118. Коротенко, М. Л. Стенд для исследования силы трения в скользящих тележках грузового вагона [Текст] / М. Л. Коротенко, Е. П. Блохин, И. В. Клименко и др. // Проблемы механики ж.-д. тр-та: тез. XII междунар. конф. // Министерство транспорта Украины, Днепропетр. нац. ун-та ж.-д. тр-та им. акад. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2008. – С. 76.

119. Пат. 95829 Україна, МПК G01M 17/08. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона / Блохін Є. П., Коротенко М. Л., Махрай В. В., Ісопенко І. В., Панасенко В. Я., Грановський Р. Б., Клименко І. В., Федоров Є. Ф., Шевченко В. П. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – № а 2009 09255; заявл. 08.09.2009; опубл. 10.03.20011; Бюл. № 5. – 3 с.

120. Блохин, Е. П. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова. [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, В. Я. Панасенко и др. // Вісник ДНУЗТ. – 2009. – Вип. 30. – С. 56-58.

121. Коротенко, М. Л. Устойчивость движения вагона при изменении высоты центра тяжести кузова над плоскостью его опирания на упругие элементы. [Текст] / М.Л. Коротенко, В. А. Татарина, И. В. Клименко. // Транспорт. – 1998. – Вип. 2. – С. 13-16.

122. Мямлин, С. В. Влияние характеристик связи кузова и тележки электровоза на динамическую нагруженность и воздействие на путь [Текст] / С. В. Мямлин, И. В. Клименко, Л. А. Недужая // Транспорт. – 1999. – Вип. 4. – С. 121-125.

123. Типовая методика испытаний подвижного состава по воздействию на путь после изготовления или перед вводом в

эксплуатацию [Текст]. – М., 1990. – [Испытательный центр железнодорожной техники ВНИИЖТ МПС].

124. Клименко, И. В. Нагруженность рам тележек перспективных электровозов. Дисс. на соиск. ... к.т.н. [Текст] / И. В. Клименко. – Днепропетровск, 1994. – 163 с.



**More  
Books!** 



**yes**  
**I want morebooks!**

Покупайте Ваши книги быстро и без посредников он-лайн - в одном из самых быстрорастущих книжных он-лайн магазинов!  
Мы используем экологически безопасную технологию "Печать-на-Заказ".

Покупайте Ваши книги на  
**[www.morebooks.de](http://www.morebooks.de)**

Buy your books fast and straightforward online - at one of the world's fastest growing online book stores! Environmentally sound due to Print-on-Demand technologies.

Buy your books online at  
**[www.morebooks.de](http://www.morebooks.de)**

SIA OmniScriptum Publishing  
Brivibas gatve 1 97  
LV-103 9 Riga, Latvia  
Telefax: +371 68620455

[info@omniscrptum.com](mailto:info@omniscrptum.com)  
[www.omniscrptum.com](http://www.omniscrptum.com)

OMNIscriptum 