

Министерство образования и науки Украины
Днепропетровский национальный университет железнодорожного
транспорта имени академика В. Лазаряна

На правах рукописи

Клименко Ирина Владимировна

УДК 656.2.08: 629.4.02

РАЗВИТИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ И МЕТОДОВ ОЦЕНКИ И
ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Специальность: 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог и тяга поездов

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научные консультанты:

БЛОХИН ЕВГЕНИЙ ПЕТРОВИЧ,
доктор технических наук, профессор

ГОРОБЕЦ ВЛАДИМИР ЛЕОНИДОВИЧ,
доктор технических наук, гл. научн. сотр.

Днепропетровск – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ	5
ВВЕДЕНИЕ	6
РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ	
ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И НАПРАВЛЕНИЯ	
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЕГО КОНСТРУКЦИИ	17
1.1. Состояние ходовых частей подвижного состава и безопасность	
их движения	17
1.2. Анализ существующих подходов к оценке безопасности от схода	
да колеса с рельса.	22
1.3. К вопросу совершенствования механизмов	33
1.4. Современные тенденции развития конструкций тележек локо-	
мотивов.	37
Выводы по разделу 1	54
РАЗДЕЛ 2. РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ БЕЗОПАСНОСТИ ОТ СХОДА С	
РЕЛЬСОВ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ	61
2.1. Оценка и анализ степени безопасности от схода колеса транс-	
портного экипажа с рельсов	61
2.2. Безопасность от схода с рельсов колесной пары	66
2.3. Графическое представление критерия Надаля	81
2.4. Уточнение методов оценки безопасности от схода колеса с	
рельсов	95
2.5. Об эквивалентности критериев безопасности от схода колеса с	
рельсов при использовании направляющей или боковой силы.....	105
Выводы по разделу 2.....	119

РАЗДЕЛ 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИИ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ЭЛЕКТРОВОЗА	122
3.1. Структурный анализ системы подвешивания электровоза.....	122
3.2. Анализ структурной схемы тягового устройства электровоза	127
3.3. Предложения по модернизации тормозной рычажной передачи электровоза	130
3.4. Структурный анализ системы подвешивания тягового привода электровоза ДСЗ-001	136
Выводы по разделу 3	149
РАЗДЕЛ 4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИИ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА.....	151
4.1. Исследование некоторых аспектов проблемы износа пары «ко- лесо – рельс».....	156
4.2. Структурный анализ тележки грузового вагона.....	151
Выводы по разделу 4.....	168
РАЗДЕЛ 5. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА.....	170
5.1. Скользун тележки грузового вагона.....	170
5.2. Тормозная рычажная передача тележки железнодорожного транспортного средства	173
5.3. Фрикционный клиновый гаситель колебаний	177
Выводы по разделу 5.....	177
РАЗДЕЛ 6. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ ТЕЛЕЖЕК РАЗНЫХ ТИПОВ	184
6.1. Структурная схема тележки полувагона с диагональными свя- зями	184

6.2. Сравнение структурных схем тележек разных типов	185
Выводы по разделу 6.....	194

РАЗДЕЛ 7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД	
ОЦЕНКИ МОМЕНТА СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ	
ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА ОТНОСИТЕЛЬНО	
КУЗОВА.....	195
7.1. Обоснование необходимости определения момента сил сопро-	
тивления повороту тележки грузового вагона.....	195
7.2. . Конструкция первого варианта стенда.....	198
7.2.1. Особенности отдельных узлов стенда.....	199
7.3. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту	
тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение	
№ 87752)	204
7.4. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту	
тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение	
№ 92398)	210
7.5. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту	
тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение	
№ 95829)	214
7.5.1. Особенности конструкции узлов стенда	218
7.6. Экономический эффект от внедрения результатов диссертации	222
Выводы по разделу 7.....	230
Выводы	232
Список использованных источников	236
Приложения	279

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ТРП – тормозная рычажная передача;

ДИИТ (ДНУЖТ) – Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна;

ОНИЛ ДППС – Отраслевая научно-исследовательская лаборатория динамики и прочности подвижного состава;

ВНИИЖТ – Всесоюзный научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта;

ТЦ – тормозной цилиндр

КП – колесная пара

ВВЕДЕНИЕ

Железные дороги Украины являются базовой отраслью экономики страны. На них приходится 88 % грузооборота (без учета трубопроводного транспорта) и 50 % пассажирооборота в отличие от стран ЕС, где доля железных дорог составляет около 8%.

Важнейшими преимуществами железнодорожного транспорта в современных условиях являются его экономичность, доступность и экологическая безопасность. Это тот вид транспорта, для которого характерно широкое использование электроэнергии для массовых перевозок. А в условиях стремительно возрастающих цен на нефтепродукты это может стать решающим фактором для повышения конкурентоспособности железнодорожного транспорта и ослабление его зависимости от внешне-экономических факторов, поскольку единым источником энергии, которым Украина обеспечивается на 100 % за счет собственной выработки, является именно электрическая энергия.

Важнейшей проблемой на железнодорожном транспорте является обеспечение безопасности движения рельсовых экипажей, как на этапе проектирования, так и в процессе их эксплуатации. При этом предупреждение аварий и крушений на железных дорогах имеют первостепенное значение.

Актуальность темы диссертации. Перспективы развития железнодорожного транспорта связаны с усовершенствованием технических средств транспорта, повышением грузо- и пассажирооборота, активным интегрированием в европейскую транспортную сеть. При этом проблемы обеспечения безопасности движения поездов всегда актуальны. К числу важнейших проблем, которые представляют серьезную угрозу функционированию железных дорог, относятся, например, такие, как проблема схода подвижного состава с

рельсов, повышенная интенсивность износа колес и рельсов, работа межэлементных связей подвижного состава и т.д.

Первостепенное значение имеют вопросы предупреждений аварий и крушений на железных дорогах. Причинами аварий и крушений являются, прежде всего, отклонения в состоянии рельсового пути и ходовых частей подвижного состава от норм их содержания. С другой стороны, имеют место обстоятельства, связанные с недостатками конструкции ходовых частей экипажей, которые непосредственно не вызывают сход, но являются причинами развития динамических процессов, которые приводят к повышенному силовому воздействию подвижного состава на путь и, в конечном итоге, вызывают его сход.

Кроме этого опасность схода, особенно при высоких скоростях движения, могут вызывать причины, не связанные с неисправностями вагона, а являющиеся особенностью его конструкции. Так, например, особенностью вагонов на тележках модели 18-100 является их низкая критическая скорость с точки зрения устойчивости движения, при превышении которой появляются незатухающие колебания колесных пар в пределах рельсовой колеи, что приводит к появлению дополнительных сил взаимодействия вагонов и пути. Так как указанная критическая скорость, особенно для порожнего вагона, находится в пределах рабочего диапазона скоростей, то в ряде случаев при этом нарушаются условия безопасности движения вагонов.

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования, статистические данные о сходах рельсовых экипажей с рельсов и их анализ свидетельствуют о высокой чувствительности их показателей динамики к техническому состоянию ходовых частей подвижного состава и верхнего строения пути.

В настоящее время накоплен значительный опыт решения задач динамики подвижного состава при помощи математического моделирования, что

дает возможность уточнять методы оценки условий безопасности движения рельсовых экипажей.

В связи с вышеизложенным, проблемы, связанные с изучением и повышением безопасности подвижного состава, а также совершенствованием соответствующих методов к их оценке, являются актуальными. В работе уделяется внимание таким важным, наряду с другими, вопросам безопасности как безопасность от схода колесной пары с рельсов и работе межэлементных связей подвижного состава железных дорог.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Диссертационная работа выполнялась в Отраслевой научно-исследовательской лаборатории динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта (ДНУЖТ) имени академика В. Лазаряна в период с 1995 года в соответствии с планами научно-исследовательских работ университета по таким темам:

– «Дополнительные комплексные динамические (ходовые и прочностные) и по воздействию на путь при рекуперативном торможении испытания грузового магистрального электровоза ДЭ1-002», № ГР 0198U005785, 1998 г. (автор является исполнителем отчета);

– «Разработка рекомендаций по снижению износа колес и рельсов за счет снижения сил динамического взаимодействия железнодорожных экипажей и пути с учетом стационарных и нестационарных режимов движения», № ГР 0196U023134, 1998 г. (автор является исполнителем отчета);

– «Разработка мероприятий по уменьшению сходов порожних вагонов (цистерн, хопперов, полувагонов). Экспериментальные и теоретические исследования». № ГР 0197U019255, 1999 г. (автор является исполнителем отчета);

– «Определение причин схода грузовых вагонов в поездах и разработка рекомендаций по их устранению и схемам формирования поездов», № ГР 0199U000050, 2000 г. (автор является исполнителем отчета);

– «Розробка Технічного завдання та ескізного проекту стенда для визначення моменту сил опору повороту візка відносно кузова і методики оцінки цього моменту», № ГР 0109U002988; 2009 г. (автор является исполнителем отчета);

– «Розробка інноваційних конструкцій вантажних вагонів для перспективних умов експлуатації з урахуванням новітніх матеріалів та застосування сучасних технологій зварювання зі зниженням енерговитрат», № ДР 0114U002548; 2013 (автор является исполнителем отчета).

Цель и задачи исследования.

Целью работы является повышение безопасности движения рельсовых экипажей путем совершенствования их конструкции, а также применения современных подходов к оценке их динамических качеств.

В работе поставлены и решены следующие научные задачи:

– провести анализ причин схода подвижного состава на железных дорогах;

– исследовать влияние состояния элементов ходовых частей рельсового подвижного состава на возможность его схода с рельсов;

– усовершенствовать теоретические основы критерия безопасности от схода колеса с рельсов;

– установить связь между силовыми факторами, действующими на колесную пару в процессе ее вкатывания (всползания) на рельс, и высотой приложения горизонтальной поперечной (рамной) силы;

– усовершенствовать критерий безопасности от схода колеса с рельсов с учетом угла наклона поверхности катания к горизонтали ненабегающего колеса и горизонтального поперечного расстояния между мгновенным цен-

тром скоростей и вертикалью, проходящей через точку контакта ненабегающего колеса и рельса;

– с использованием усовершенствованного критерия безопасности провести детальный анализ особой ситуации, когда критерий безопасности от схода колеса с рельсов не выполняется, а схода не происходит;

– установить связь между силой, скатывающей колесо с рельса, и силой, препятствующей этому скатыванию;

– дать оценку влияния избыточных связей на эффективность работы исследуемого механизма в процессе эксплуатации;

– провести сравнительную оценку характеристик моделей экипажей, находящихся в эксплуатации, с наличием и без избыточных связей;

– разработать рекомендации по усовершенствованию межэлементных связей рельсовых экипажей с целью повышения надежности работы в процессе эксплуатации;

– усовершенствовать методику оценки момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова в плане при помощи испытательного стенда для определения силы трения и момента силы сопротивления повороту тележки относительно кузова в плане.

Объект исследования: процессы взаимодействия колеса и рельса, а также межэлементных связей рельсового подвижного состава.

Предмет исследования: показатели безопасности элементов механической части подвижного состава магистральных железных дорог.

В работе использованы такие методы:

– высшей математики и аналитической механики для совершенствования математической модели критерия безопасности от схода колеса с рельсов для более точной оценки условий безопасности;

- теоретической и прикладной механики для оценки работы межэлементных связей сложных механизмов с целью обеспечения безопасности их эксплуатации;

- объектно-ориентированное программирование при теоретических исследованиях моделей подвижного состава с целью улучшения его динамических качеств и обеспечения надежной работы железнодорожного транспортного средства в процессе эксплуатации;

- теории вероятностей и математической статистики при обработке результатов натурных испытаний;

- экспериментальных исследований, методы теории машин и механизмов для определения числа избыточных связей в механизмах с целью возможности их устранения, что позволит улучшить работу межэлементных связей рельсовых экипажей и повысить безопасность их эксплуатации.

Научная новизна полученных результатов.

В работе выполнено научное обоснование комплекса вопросов, влияющих на повышения безопасности от схода подвижного состава железных дорог с рельсов.

Впервые:

- разработана математическая модель схода колеса с рельса как единого процесса взаимодействия колеса и рельса в зависимости от значения отношения горизонтальной поперечной и вертикальной сил, которая позволяет расширить фундаментальные положения теории устойчивости колеса против схода с рельсов;

- получено аналитическое соотношение для условия безопасности от схода колеса с рельсов, которое в отличие от существующих зависит от высоты точки приложения рамной силы и уклона поверхности катания ненабегающего колеса;

- создана концепция оценки коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса как отношение проекций на образующую сил, способствующих скольжению гребня колеса вниз относительно головки рельса, к величине сил, препятствующих этому движению, которая в отличие от отношения действующих на колеса вертикальной и горизонтальной поперечной сил более точно оценивает устойчивость от схода колеса с рельса;

- разработан метод графоаналитического моделирования ситуации схода колеса с рельса, позволяющий идентифицировать ситуации, когда критерий безопасности от схода колеса с рельса не выполняется, но это не сопровождается сходом, что используется для принятия окончательных решения относительно допуска подвижного состава в эксплуатацию.

Усовершенствованы:

- математическая модель для исследования динамических качеств рельсовых экипажей в части взаимодействия колеса и рельса с учетом полученного в работе коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, которая позволяет более корректно оценивать условия безопасности от схода колеса с рельса;

- метод оценки момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова грузового вагона в плане при помощи предложенных в работе конструкций стендов, позволяющих контролировать и регулировать его величину при изготовлении и эксплуатации модернизированных вагонов, а также определять наибольшую величину момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова в плане, опасную с точки зрения схода колеса с рельса при прохождении кривых участков пути.

Получил дальнейшее развитие:

- метод кинематического анализа элементов экипажной части, позволяющий на стадии проектирования или модернизации единиц подвижного состава или их элементов улучшить динамические качества рельсовых экипажей и уменьшить негативные явления в процессе их эксплуатации, связан-

ные со статической неопределенностью конструкции, а также повысить безопасность их движения.

Практическое значение полученных результатов. Предложенный в работе метод графоаналитического представления критерия Надаля впервые позволил научно обосновать ситуацию, когда указанный критерий не выполняется, а схода колеса с рельса не происходит.

Анализ выражений критериев безопасности от схода колеса с рельсов, в которых используется боковая или направляющая сила в положении предельного равновесия системы, а также анализ выражений для коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов при использовании указанных критериев позволяют вместо двух выражений критериев безопасности, приводящихся в нормативной литературе, по выбору использовать одно из этих двух выражений, в зависимости от конструкции экипажной части подвижного состава.

Предложенные в работе стенды для определения сил трения в скользящих грузовых вагонов и моментов сил сопротивления повороту тележки относительно кузова в плане дают возможность контролировать и регулировать указанную величину при изготовлении и эксплуатации грузовых вагонов. Это позволяет определять реальные значения момента сил сопротивления, улучшать их динамические качества и повышать скорость движения грузовых поездов.

Анализ структурных и кинематических схем отдельных узлов или соединений элементов подвижного состава позволяет научно обосновать рекомендации по устранению избыточных связей в их конструкциях, что в процессе эксплуатации окажет положительное влияние на работу как отдельных узлов рассматриваемого механизма, так и на весь экипаж в целом, то есть позволяет уменьшить избыточное нагружение в процессе эксплуатации, из-

нос деталей, устранить их заклинивание, то есть обеспечить безопасность движения на железных дорогах.

Личный вклад соискателя. Основные положения и результаты, приведенные в работе, получены автором самостоятельно. Работы [5, 27-29] опубликованы без соавторов. В работах, опубликованных в соавторстве, соискателю принадлежит следующее: расчет динамических показателей рельсовых экипажей с учетом их конструктивных особенностей [3, 6, 25, 31]; выполнение расчетов по исследованию устойчивости движения вагонов [2]; проведение расчетов по определению значений жесткости связи наклонной тяги с кузовом электровоза и выбору их рациональных значений [4]; анализ структурной схемы тормозной рычажной передачи [7], связей тележки с кузовом [8], конструкции подвешивания тягового привода класса II [10, 21]; проведение расчетов и анализ результатов о влиянии поверхности катания колеса на устойчивости его движения [11, 13]; научное обоснование устранения избыточных связей в проектируемых механизмах [9, 12, 14, 15, 18, 23, 32]; проведение расчетов и анализ результатов по оценке степени безопасности от схода колесной пары с рельсов [1, 19, 20, 22, 24], анализ влияния при оценке качества подвижного состава роли натурных испытаний [16, 17].

Апробация результатов диссертации. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на следующих конференциях:

- Международная конференция «Проблемы механики железнодорожного транспорта» (Днепропетровск, 1996 г.);
- Международная конференция «Математика. Компьютер. Образование» (Москва-Дубна, 1996 г., 1997 г., 2000 г.; Москва-Пушино, 1998 г.);
- Международная конференция «Динамика, надежность и безопасность подвижного состава» (Днепропетровск, 2000);

- Международная научно-практическая конференция «Динаміка наукових досліджень» (Днепропетровск, 2003);
- 11 Международная конференция «Проблемы динамики и прочности подвижного состава» (Днепропетровск, 2004);
- 65 Международная научная конференция «Проблемы динамики подвижного состава» (Днепропетровск, 2005);
- 66 Международная научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (Днепропетровск, 2006);
- 67 Международная научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (Днепропетровск, 2007);
- 12 Международная конференция «Проблемы динамики и прочности подвижного состава» (Днепропетровск, 2008);
- 70 Международная научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (Днепропетровск, 2010);
- Международная научно-практическая конференция «Перспективи розвитку інформаційних та транспортно-митних технологій у митній справі, зовнішньоеко-номічній діяльності та управлінні організаціями» (Днепропетровск, 2011);
- 71 Международная научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (Днепропетровск, 2011);
- 13 Международная конференция «Проблемы динамики и прочности подвижного состава» (Днепропетровск, 2012);
- Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов» (Омск, 2012);

– 73 Международная научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (Днепропетровск, 2013).

В полном объеме материалы диссертации докладывались на городских семинарах, проводимых кафедрой строительной механики ДИИТа (23.01.2014 г., 29.04.2014 г., 04.06.2015 г.). В этих семинарах принимали участие кафедры строительной механики, вагонов, компьютерных и информационных технологий, локомотивов, прикладной математики, теоретической механики, туннелей, основ и фундаментов, члены специализированного учебного совета Д 08.820.02 при Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, а также представители Института технической механики НАНУ и НКАУ, Института транспортных систем и технологий НАН Украины (Трансмаг).

Публикации. По теме диссертации автором опубликовано 80 научных работ. Среди них 33 основных в специализированных изданиях, утвержденных ВАК Украины (29 статей в научных специализированных изданиях, из них 4 – в изданиях иностранных государств и 3 в изданиях Украины, которые включены в международную наукометричную базу; 3 патента; 1 монография), а также 47 работ дополнительного списка (30 тезисов научных докладов на конференциях, 1 научная статья, 16 патентов Украины).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 7 разделов, заключения и содержит 224 страницы печатного текста, 70 иллюстраций, 10 таблиц, списка использованных источников, который включает 367 наименований и 5 страниц приложения.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЕГО КОНСТРУКЦИИ

1.1 Состояние ходовых частей подвижного состава и безопасность их движения

Одной из важнейших задач на железнодорожном транспорте является обеспечение безопасности движения рельсовых экипажей. При этом вопросы предупреждений аварий и крушений на железных дорогах имеют первостепенное значение [233].

Из общего числа аварий и крушений значительную часть составляют случаи, связанные со сходами подвижного состава с рельсов.

Причинами аварий и крушений являются, прежде всего, отклонения в состоянии рельсового пути и ходовых частей подвижного состава от норм их содержания. С другой стороны, имеют место обстоятельства, связанные с недостатками конструкции ходовых частей экипажей, которые непосредственно не вызывают сход, но являются причинами развития динамических процессов, которые приводят к повышенному силовому воздействию подвижного состава на путь и, в конечном итоге, вызывают его сход. Это касается, например, неисправностей гасителей колебаний.

Кроме этого опасность схода, особенно при высоких скоростях движения, могут вызывать причины, не связанные с неисправностями вагона, а являющиеся особенностью его конструкции. Так, например, особенностью вагонов на тележках модели 18-100 является их низкая критическая скорость с точки зрения устойчивости движения, при достижении которой появляются незатухающие колебания колесных пар в пределах рельсовой колеи, что при-

водит к появлению дополнительных сил взаимодействия вагонов и пути. Так как указанная критическая скорость, особенно для порожнего вагона, находится в пределах рабочего диапазона скоростей, то в ряде случаев при этом нарушаются условия безопасности движения вагонов [233].

Еще в 1999 году в Отраслевой научно-исследовательской лаборатории динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна был сделан статистический анализ сходов отдельных типов вагонов с рельсов и данных о состоянии ходовых частей вагонов и рельсовой колеи [233]. Так, например, в число причин сходов колес вагонов с рельсов, связанных с неисправностями ходовой части вагонов, можно включить такие, как:

- излом боковых рам и надрессорных балок тележек;
- излом осей и колес;
- неисправности роликовых подшипников буксового узла;
- сдвиг ступицы колеса на оси, обрывы и отказы автосцепного устройства;
- износы элементов фрикционных гасителей колебаний и узла опирания кузова на надрессорную балку;
- искажение профиля колеса, в том числе остроконечный накат, недопустимые отклонения размеров тележки (баз, боковин, диаметров колес и т.д.).

Предотвращение сходов колес рельсовых экипажей с рельсов является достаточно сложной задачей, которая особенно важна при повышении скоростей движения, что определяет актуальность данного направления исследований.

В настоящей работе поставлена и решена задача теоретического изучения этой проблемы и разработки мероприятий, способствующих предупреждению и предотвращению причин сходов экипажей с рельсов.

Поскольку большинство грузовых вагонов магистральных железных дорог, кроме рефрижераторных, оборудованы тележками модели 18-100, то именно эта тележка стала одним из базовых объектов исследования.

Тележка проста в изготовлении, однако имеет и существенные недостатки. По данным, приведенным в работе [105], для вагонов на указанных тележках критическая скорость, при которой приходится потеря устойчивости движения, составляет около 60 км/час.

Существенное значение для безопасности движения грузовых вагонов, по данным статистическим данным, проведенным ОНИЛ ДППС [233], имеет состояние их ходовых частей. В числе других причин схода подвижного состава с рельсов часто встречаются такие, как сверхнормативный износ фрикционных клиньев, близкие к предельным значениям зазоры в скользунах, излом скользуна вагона, заклинивание центрального рессорного подвешивания.

В связи с переходом на роликовые подшипники продольные перемещения букс относительно боковых рам бывают значительными, что может привести к не параллельности осей колесных пар, особенно при движении в кривой, и может служить причиной повышенного воздействия колес на рельсы.

Согласно нормам [99], у тележек после сборки суммарный продольный зазор между направляющими боковины и корпусом буксы при роликовых подшипниках должен находиться в интервале от 6 до 15 мм. Однако, как показал анализ результатов измерений до и после деповского ремонта, около 60 % полученных значений суммарных продольных зазоров не соответствует нормам [99, 125, 279].

Если у колесной пары суммарный поперечный зазор между направляющими одной из букс и боковиной будет меньше, чем у второй буксы, то он будет определять поперечное смещение колесной пары относительно тележки. Результаты измерений указанных величин показал, что более 78 % от общего количества обследованных колесных пар имеют возможность смещать-

ся относительно боковин тележки в поперечном направлении на 10...15 мм. Вместе с тем, 22 % колесных пар от их общего количества могут смещаться всего на 7...9 мм, а 17 % – на 16...20 мм.

Разница ширины букс одной колесной пары бывает значительной и может составлять 10...12 мм. В случае прижатия направляющих букс к челюстям проемов колеса будут смещены относительно друг друга на 5...6 мм, увеличивая или уменьшая угол набегания колес на рельсы. Поэтому разница ширины букс одной колесной пары должна нормироваться и, по мнению авторов работы [233], не должна превышать 44 мм.

На самом же деле у 28 % обследуемых колесных пар разность ширины смежных букс превышала 4 мм, что при определенных условиях может привести к увеличению воздействия колес на рельсы.

Анализ измерений ширины буксовых проемов (с учетом износа направляющих) показал, что эта величина превышает допускаемые значения как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения. Обследования вагонов показали, что у вагонов, прошедших деповской ремонт, восстановление направляющих плоскостей у буксовых проемов не проводилось. Такие отклонения вызывают взаимный перекося осей колесных пар в тележке при движении в кривых участках пути, и может привести к всползанию гребня колеса на головку рельса и к сходу.

При движении в кривых участках пути скользуны позволяют тележкам поворачиваться в плане относительно кузова грузового вагона. При этом возникают силы трения, которые препятствуют повороту тележки и существенно увеличивают динамические силы взаимодействия колес с рельсами. Анализ реальных зазоров в скользунах, проведенный ОНИЛ ДППС, и их сопоставление с нормативными значениями показал, что в эксплуатации находятся вагоны, у которых величины зазоров в скользунах не соответствуют существующим нормам [127], а при ремонте вагонов в депо не всегда соблюдаются нормы содержания зазоров в скользунах.

Интенсивному износу в тележках модели 18-100 подвержены не только детали фрикционного гасителя колебаний, но и трущиеся поверхности корпуса буксы и боковины в челюстном проеме, а также пятниковый узел.

Проблема такого износа не нова и ее корни тесно связаны с проблемой износа гребней колес и боковых граней рельсов, так как трущиеся поверхности деталей тележки воспринимают как силы, обусловленные взаимодействием колес и пути, так и силы, вызванные тягой и торможением. По данным исследований Ассоциации Американских железных дорог увеличение износа гребней колес на 50 % повышает расход энергии на силу тяги на 32 % [122].

Основным видом отказов железнодорожной техники является преждевременный износ трущихся деталей и узлов. По данным ВНИИЖТ'а, фактические суммы максимальных величин зазоров в буксовых проемах, измерявшиеся на одной и той же колесной паре, доходили до 64 мм, что предопределяло ее движение в перекошенном состоянии.

Еще в 2000 году для улучшения состояния ходовых частей грузовых вагонов было рекомендовано проверять экспериментально и включить в правила ремонта среди прочих такие мероприятия, как:

- оборудование пятникового узла износостойкими стальными прокладками и кольцами при модернизации тележек эксплуатационного парка при капитальном ремонте;
- повышение износостойкости сопрягаемых опорных поверхностей корпуса буксы с боковой рамой;
- изготовление фрикционного клина с удлиненной вертикальной поверхностью и т.п.

1.2 Анализ существующих подходов к оценке безопасности от схода колеса с рельса

Для оценки безопасности движения вагонов, локомотивов и других видов рельсового подвижного состава отмечается разнообразие подходов к оценке условий безопасности и решению указанной проблемы.

Так, 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 [197] отметил, что эта формула в дальнейшем послужила толчком для построения теории схода колеса с рельсов.

Более ста лет тому назад, в 1908 году, М. Надалем [354] был предложен способ определения соотношения действующих на колесо сил, при котором предотвращается его сход от всползания 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 – 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. 1.1). Здесь μ – коэффициент трения, $N=Q\cos\beta+Y\sin\beta$ – нормальная реакция рельса в точке контакта, β – угол наклона образующей гребня к горизонтали.

Указанное выше условие приводит к неравенствам:

$$Q \sin \beta > Y \cos \beta + \mu (Q \cos \beta + Y \sin \beta) \quad (1.1)$$

Или

$$q_{\tau} = Q \sin \beta - Y \cos \beta > \mu (Q \cos \beta + Y \sin \beta) \quad (1.2)$$

Из (1.1) или (1.2) следует, что

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta}. \quad (1.3)$$

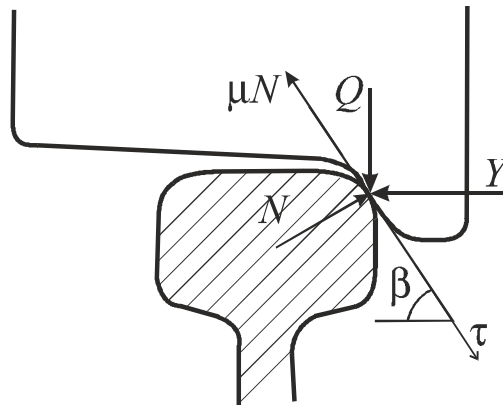


Рисунок 1.1 – Силы, действующие в точке контакта при скольжении гребня вниз относительно головки рельса

Неравенство (1.3) определяет область значений отношения Y/Q , при которых безопасность от всползания гребня на головку рельса обеспечена.

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 [197]. В своей работе Марье дает необходимые условия во избежание схода колеса с рельса под влиянием поперечно-горизонтальной силы при небольшом и положительном угле набегания. Отмечается, что в случае положительного угла набегания α необходимо ввести поправку, приняв в расчет ко-

коэффициент трения скольжения для ненабегающего колеса и рельса. Это трение способствует подъему на рельс рассматриваемого (набегающего) колеса. тогда формула (1.3) примет следующий вид

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta} - \frac{Q'}{Q} \cdot \mu', \quad (1.4)$$

где Q' – нагрузка на рельс от ненабегающего колеса;

μ' – соответствующий коэффициент трения скольжения.

Случаи схода при отрицательном угле набегания происходят чаще с колесами второй колесной пары тележки, особенно при движении в кривых участках пути. Условие схода для этого случая можно получить, поменяв в выражении (1.4) знаки μ и μ' .

Когда угол набегания равен нулю, то неравенство (1.4) примет вид

$$\frac{Y}{Q} < \operatorname{tg} \beta. \quad (1.5)$$

По мнению Марье, условия (1.5) достаточно, чтобы гребень не мог подняться на рельс при отсутствии угла набегания.

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 [210].

В работе [76] автор исходит из того, что силы Y , Q и Q' приложены не в точках касания колес с рельсами, как считал Марье при выводе своей формулы, а на буртик шейки оси (сила Y) и к шейкам оси рассматриваемой колесной пары (силы Q и Q'), то есть автор рекомендует пользоваться схемой, ко-

торая, по его мнению, учитывает действие всех сил и пар, влияющих на условие схода колес с рельсов (рис. 1.2).

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

$$\frac{F}{P_1} \leq \frac{P_2}{P_1} \cdot k_1 - k_2, \quad (1.6)$$

где

$$k_1 = \frac{b_2 \cdot [\mu + \operatorname{tg}(\beta - \varphi)] - S_1 \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{(R + r) \cdot [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu] - S_1};$$

$$k_2 = \frac{b_1 \cdot [\mu + \operatorname{tg}(\beta - \varphi)] - S_1 \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{(R + r) \cdot [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu] - S_1}.$$

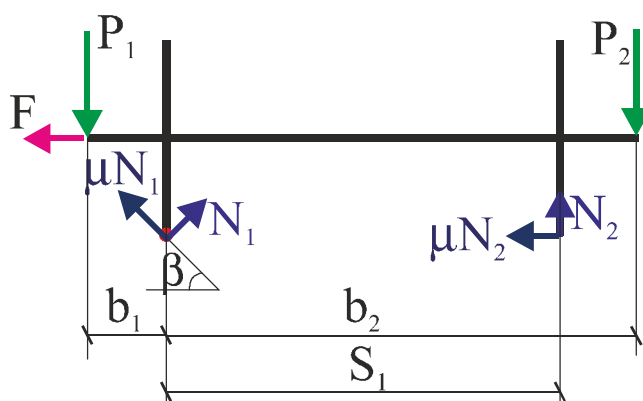


Рисунок 1.2 – Схема сил, приложенных к колесной паре (по работе [76])

Формула (1.6) определяет критическую величину отношения поперечной силы к вертикальной силе при данном распределении вертикальной нагрузки на оси одной и той же колесной пары

Как отмечает в своей работе К. Н. Мищенко [210], вопрос о взаимодействии сил, развивающихся между рельсом и набегавшим на него колесом, трактуется разными авторами по-разному. И, в конечном счете, мы имеем ряд формул, оценивающих возможность всползания и схода колеса отношением наибольшего поперечного давления колеса на рельс (направляющее усилие) и вертикального давления колеса на рельс.

Дальнейшее развитие теории безопасности от схода колеса с рельса освещалось в таких работах, как [57, 61, 63, 66, 198]. В этих работах, в основном, рассматривалось состоянием предельного равновесия колесной пары.

В работах, выполненных под руководством профессора М. Ф. Вериги [57, 61, 63, 64], предложен метод оценки устойчивости движения против схода колеса с рельсов по уточненной формуле, которая определяет критическую величину отношения горизонтальной рамной силы и вертикальной силы при данном распределении вертикальных нагрузок на оси одной и той же колесной пары. Приведенное в этих работах уточненное условие нашло широкое применение в экспериментальных работах по определению предельно допускаемых скоростей движения новых и модернизированных единиц подвижного состава.

Здесь было рассмотрено условие, обеспечивающее непрерывное скольжение гребня колесной пары по боковой поверхности головки рельса, то есть условие, обеспечивающее недопущение всползания колеса на рельс

$$\frac{Y_p}{P_1} \leq \frac{P_2}{P_1} \cdot k_1 - k_2 + k_3 \cdot \frac{K}{P_1}, \quad (1.7)$$

$$k_1 = \frac{\mu b_2 - (S_1 - b_2) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{(R + r) \cdot [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu] - S_1},$$

$$k_2 = \frac{\mu b_1 + (S_1 + b_1) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{(R + r) \cdot [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu] - S_1},$$

$$k_3 = \frac{S_1 \cdot \left\{ \frac{I_2}{K} \cdot \mu - \frac{I_1}{K} \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi) + [\mu - 2 \operatorname{tg}(\beta - \varphi)] \right\}}{(R + r) \cdot [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu] - S_1},$$

где Y_p – рамное усилие;

P_1, P_2 – силы, передаваемые колесной паре наддрессорным строением и прикладываемые к середине шеек колесной пары;

K – половина веса колесной пары;

I_1, I_2 – вертикальные силы инерции колесной пары, вызванные ее движением по неровностям пути или неровностям на самой колесной паре (рис. 1.3).

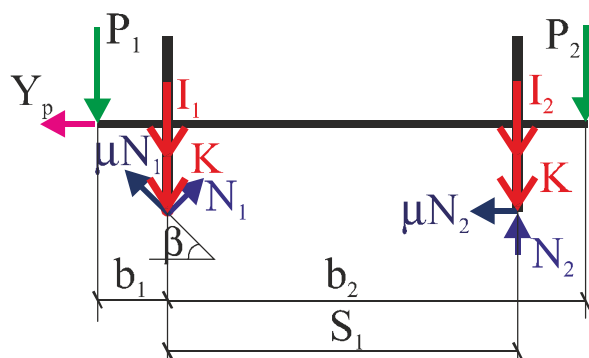


Рисунок 1.3 – Схема сил, приложенных к колесной паре (по работе [57])

Это отношение зависит не только от μ и β , как в работе [76], но еще в большей степени зависит от величины отношений $\frac{P_2}{P_1}$, $\frac{I_2}{I_1}$, $\frac{I_1}{P_1}$ и $\frac{K}{P_1}$. Наиболее опасным, как отмечают авторы, является случай, когда $\frac{P_2}{P_1}$ имеет наибольшее значение.

Авторами работы [61] также предложен один из возможных способов автоматизации обработки опытных данных при определении коэффициента запаса устойчивости против схода с рельсов колесной пары. При этом предполагается, что изменение во времени коэффициента запаса устойчивости – это стационарная и эргодическая случайная функция. Авторы приводят достаточное условие безопасности движения с точки зрения вкатывания колеса на головку рельса. Для этого они рассматривают траекторию движения $y(t)$ колеса в течение времени t набегания гребня на рельс. Из сопоставления траектории движения колеса с максимально допустимым значением смещения в поперечном направлении, в качестве которого принята горизонтальная проекция образующей конусной части гребня $b_{\text{доп.}}$, получено достаточное условие безопасности движения $y(t) \leq b_{\text{доп.}}$ при всех значениях времени t .

Проблеме схода колеса с рельса посвящена работа В. Ф. Кондратьева [153], в которой предлагается исходную систему сил, действующих на колесную пару, привести к более простой, эквивалентной системе. Для этого достаточно привести систему заданных сил к центру тяжести колесной пары и рассмотреть главный вектор и главный момент этих сил. Здесь автор различает колесные пары по режиму движения и исследует влияние этого фактора на процесс схода.

Комбинированный критерий для оценки опасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса предлагается в работах [268, 269]. Здесь вместо коэффициента трения предлагается использовать от-

ношение поперечной составляющей силы крипа к нормальной реакции в точке контакта. Авторы предлагают использовать непосредственно величины подъема колеса над головкой рельса для оценки опасности схода, начиная от положения, при котором гребневой контакт впервые оказывается в точке, где угол наклона образующей профиля гребня максимален. Однако такой подход оценки безопасности может успешно применяться при соответствующем техническом оснащении измерительных комплексов.

В работе [325] авторы вводят понятия «оценочная функция» и «нормировочный коэффициент». Здесь предлагаются способы оценки нормирующих коэффициентов $\mu_y = F_{cy}/N$, где F_{cy} – поперечная составляющая силы крипа, N – нормальная реакция в точке контакта колеса и рельса, тогда как у Надаля вместо μ_y используется коэффициент трения μ в гребневом контакте колеса с рельсом. Однако при одноточечном контакте расхождения между точным и приближенным критериями более значительные, чем при двухточечном при компьютерном моделировании.

В работе [1] формулируется энергетическая трактовка вкатывания колеса на головку рельса. По мнению авторов, это возможно тогда, когда кинетическая энергия движения, приходящаяся на набегавшую на рельс колесную пару, превосходит ту работу сил, возникающих в контакте поверхностей гребня и колеса, которую они совершают при подъеме на высоту гребня. По мнению авторов, предложенная схема оценки запаса устойчивости учитывает влияние основных факторов, вызывающих возникновение аварийного состояния.

В работе [171] авторы разработали уточненный метод определения опасности схода, где на каждом шаге интегрирования в процессе компьютерного моделирования движения подвижного состава процедура сравнительной оценки значений трех коэффициентов запаса устойчивости, рассчитываемых по формуле Марье с учетом обезгрузки $k_{уст_Марье}$, по давлению в пятнах кон-

такта $k_{уст_д}$ и по энергетическому соотношению $k_{уст_эн}$ выбирается минимальное значение коэффициента устойчивости, фиксируется его значение и выводится на график в качестве итогового значения в виде комбинированного коэффициента запаса устойчивости.

В работе [149] предлагается метод оценки достаточного условия устойчивости колеса на рельсе с учетом вероятностного характера сил, действующих в их контакте, и угла набегания колеса на рельс.

Представленная здесь оценка является достаточным, но не необходимым условием устойчивости колеса на рельсе, при выполнении которого вероятность устойчивости будет заведомо обеспечиваться.

Автор работы [309] отмечает, что существует несколько критериев оценки устойчивости подвижного состава против схода колеса с рельсов: по сдвигу рельсошпальной решетки, по всползанию гребня, по опрокидыванию экипажа, по разрушению рельсошпальной решетки и по разрушению колесной колеи.

Практика показывает, что сдвиг рельсошпальной решетки не происходит, если отношение рамной силы, действующей на колесную пару экипажа, к вертикальной нагрузке на колесо меньше 0,4 [279]. Автор предлагает для практических целей создать обобщенный критерий устойчивости подвижного состава против схода колеса с рельсов, отражающий допустимый уровень динамического взаимодействия между колесом и рельсом.

В работе [70] обсуждаются некоторые логические противоречия в часто используемых критериях оценок выкатывания колеса из рельсовой колеи. Авторы считают, что при логичном подходе нормируемое значение Y/Q должно определяться из фактических геометрических условий схода с рельса, установленных в результате решения трехмерной нелинейной задачи качения колеса по рельсу. Например, можно считать, что предельным является состояние, когда контакт между гребнем и рельсом происходит в крайней точке прямолинейного участка профиля гребня колеса и, задавая некоторый

коэффициент запаса, перейти к определению соответствующего соотношения Y/Q .

Обширные исследования по проблемам безопасности движения были проведены научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта японских национальных железных дорог при создании подвижного состава для Новой линии Токайдо. Среди многочисленных испытаний особое внимание уделялось вопросам схода вагона с рельсов и его опрокидыванию. В статье [131] изложен подробный отчет о результатах, полученных в ходе теоретических и экспериментальных исследований. Здесь в качестве критерия безопасности движения принято отношение бокового давления к статической нагрузке. Предельно допустимая величина такого отношения зависит от процесса схода. Так, при подпрыгивании колеса отношение указанных сил пропорционально времени действия бокового давления, а при вкатывании колеса на головку рельса предельным принято отношение сил, равное 0,8.

Такой же критерий нашел место в работе [359].

В работе [345] сравниваются североамериканский британский и европейский подходы к оценке безопасности движения. Авторы приходят к заключению, что британские и европейские критерии содержат предельные значения сил, которые передаются от экипажа на путь. Североамериканский подход не ограничивает максимум сил, действующих на путь, а ограничивает статические нагрузки на путь.

В Британском подходе есть ограничения и на вертикальные, и на горизонтальные силы, а в европейском – только на горизонтальные поперечные.

В работе [361] автор предлагает рассматривать отношение горизонтальной поперечной силы к вертикальной как для набегающего, так и для ненабегающего колеса. Критерий Вейнстока, в отличие от критерия Надаля, менее чувствителен к значению коэффициента трения скольжения. Особенно при его высоких значениях (0,3...0,7), что очень важно при проведении анализа ходовых испытаний, где сложно определить значение μ .

В работе [210] отмечается, что 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.

В качестве критерия схода чаще всего используется отношение действующих на колесо вертикальной силы к боковой. С течением времени этот критерий уточнялся, видоизменялся, и одна из модификаций этого критерия закрепились в действующей нормативной литературе [227-230] под названием «коэффициент запаса устойчивости против вкатывания колеса на головку рельса». Считается, что в том случае, когда значение этого коэффициента меньше единицы, колесная пара может сойти с рельсов. Однако при выводе этого критерия не учитывались многие факторы, в том числе и такие как угол набегания колесной пары и продолжительность действия сил. В работах [65, 148, 191] на основе подробной математической модели взаимодействия колесной пары и пути даны уточненные представления о процессе схода колесной пары, но с использованием упрощенной модель колесной пары.

В работе [34] говорится, что несколько лет назад была предложена методика косвенного определения коэффициента запаса устойчивости k_y против схода колеса с рельсов, использующая корреляционную зависимость коэффициента k_y от поперечных ускорений в шкворневом (пятниковом) сечении вагона. На основании экспериментальных данных авторы работы [34] показали, что при режимах движения пассажирского вагона, далеких от аварийных, определение коэффициента k_y по результатам измерения горизонтальных поперечных ускорений шкворневого сечения пола вагона сопряжено с большими ошибками.

Формула для вычисления коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса при обработке результатов ходовых динамических испытаний подвижного состава железных дорог [292] выведена в предположении, что сила инерции, действующая на колесную пару, пренебрежительно

мала по сравнению с рамной силой. Для груженого вагона это вполне обосновано. Однако при исследовании порожних вагонов возникает необходимость принимать во внимание силу инерции, действующую на колесную пару, поскольку в этом случае отношение суммы масс всех колесных пар к массе вагона возрастает в 3...4 раза (по сравнению с тем же отношением для груженого вагона). Поэтому в работе [39] был реализован указанный подход к определению запаса устойчивости и определены значения этой величины в нескольких опытах. Оказалось, что значения коэффициента запаса устойчивости колеса против схода колеса с рельсов, рассчитанные с учетом и без учета сил инерции, отличаются на сотые доли. Поэтому его можно вычислять без учета сил инерции.

1.3 К вопросу совершенствования механизмов

Практика научных исследований в области теории машин и механизмов [286] выявляет новые современные требования, предъявляемые к структурным кинематическим свойствам механических конструкций.

Отмечается, что возможные соотношения комплекса взаимных деформаций и перемещений элементов правильно спроектированного механизма не должны, по возможности, приводить к возникновению недопустимых силовых взаимодействий, а также, он должен удовлетворять условиям непринужденной сборки.

Таким образом, детали механизма должны иметь возможность самоустанавливаться (то есть приспосабливаться к изменениям положения опорных точек звеньев при изменении их взаимного положения).

В 1951 году профессор Л. Н. Решетов [288] пришел к выводу, что за немногими исключениями этим условиям удовлетворяют только статически определяемые механизмы (механизмы без «лишних» связей). Кроме прочего,

Л. Н. Решетов также рекомендовал, чтобы при разработке структурных схем статически определимых механизмов была исключена возможность заклинивания механизма. В настоящее время структурные схемы для большинства статически определимых механизмов найдены [79, 146, 286]. Однако до сих пор «по инерции» продолжается конструирование статически неопределимых механизмов.

На нескольких достаточно простых примерах рассмотрим весьма неприятные особенности статически неопределимых механизмов, рассматриваемых здесь как не полностью наблюдаемые системы.

Варианты изменяемости не полностью наблюдаемой системы не сложно определить, а вот когда какой вариант реализуется и реализуется ли он вообще для не полностью наблюдаемых систем определить невозможно. Покажем, что при расчетах иногда можно считать, что в не полностью наблюдаемых системах возможны потеря «лишней» связи или появление «дополнительной» связи.

Пример 1. Рассмотрим статически неопределимую конструкцию, которая представляет собой балку постоянного сечения весом Q , лежащую на трех опорах A , B и C (рис. 1.4а), причем опоры A и C равно удалены от опоры B . В соответствии с правилами сопромата определим реакции опор [307]. Очевидно, что $R_A = R_C = \frac{3}{16}Q$ и $R_B = \frac{5}{8}Q$.

Предположим, что основание опоры C по какой-то причине опустилось на некоторую величину, достаточную, чтобы между балкой и опорой C образовался зазор. Опора C теперь оказалась не нагруженной. Но тогда и опора A не нагружена, а реакция опоры B равна весу балки ($R_A^{(1)} = R_C^{(1)} = 0$, $R_B^{(1)} = Q$).

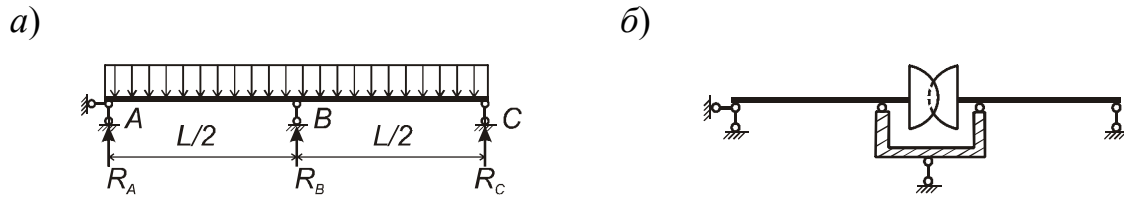


Рисунок 1.4 – Схемы статически неопределимой не полностью наблюдаемой системы (а) и разрезного вала с торцевым зубчатым защемлением и шаровыми подшипниками (б)

Предположим, что в первоначальной системе основание опоры B (только опоры B !) опустилось на какую-то величину, достаточную, чтобы зазор образовался между балкой и опорой B . Опора B теперь оказалась не нагруженной. При этом реакции опор A и C равны половине веса балки ($R_A^{(2)} = R_C^{(2)} = Q/2$, $R_B^{(2)} = 0$).

Представим ситуацию, когда по пересеченной местности эту же балку несут три человека. Очевидно, наибольшая возможная вертикальная нагрузка, приходящаяся на крайних носильщиков, равна $R_A^{(2)} = R_C^{(2)} = Q/2$, а наибольшая возможная вертикальная нагрузка, приходящаяся на среднего носильщика, равна $R_B^{(1)} = Q$. Также очевидно, что если опора B теряет устойчивость при реакции $R_B^{(1)} \leq Q$, то опоры A и C ни в коем случае не должны терять устойчивость при $R_A^{(2)} = R_C^{(2)} = Q/2$, а если опора B не теряет устойчивости при $R_B^{(1)} = Q$, то требований к устойчивости опор A и C можно не предъявлять.

Пример 2. Усложним предыдущий пример. Пусть неразрезной вращающийся вал опёрт на три опоры (рис. 1.4а). После каждого профилактического ремонта высота этих опор юстируется. Между

ремонтами эта юстировка может нарушиться. Основание, на которое опираются опоры, подвержено вибрациям. Не очевидно, но не исключено, что за какое-то время на валу накопятся не допустимые усталостные изменения, обусловленные изгибом оси вала вследствие неправильной юстировки опор. Отметим, что конструкция из двух валов, допустим, с зубчатой передачей (рис. 1.4б) является более рациональной относительно накопления усталости вследствие ошибок юстировки.

Пример 3. Пусть по стержню при помощи тяги может возвратно-поступательно двигаться бегунок. Пусть принципиально не исключена возможность заклинивания бегунка на стержне. Определить величину силы, «срывающей» бегунок из заклиненного состояния, обычно затруднительно. Иногда целесообразно «поставить на тяге предохранитель». Об одной из возможных конструкций такого предохранителя, представленной на рис. 1.5, докладывал на одной из международных конференций изобретатель из ЮАР Г. Шеффель. Представленный на рис. 1.5 предохранитель не срабатывает, пока тяга сохраняет рабочую длину, а продольная сила, приложенная к тяге, не достаточна, чтобы сухарик «выскочил» по наклонной плоскости из «ямки». После восстановления тягой «рабочей» длины, если этому не препятствует продольная сила, сухарик опять проваливается в «ямку», фиксируя длину тяги.

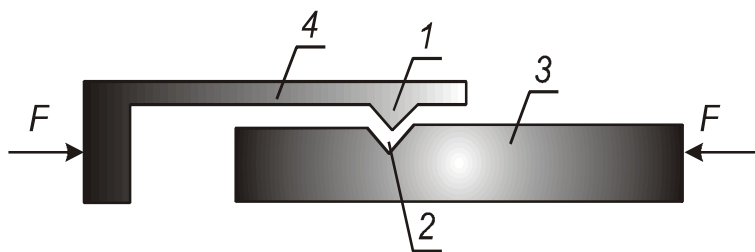


Рисунок 1.5 – Структурная схема «предохранителя от заклинивания»:

1 – сухарик; 2 – «яма»; 3, 4 – разрезная тяга

1.4. Современные тенденции развития конструкций тележек локомотивов

Безопасность движения, в том числе и от схода колеса с рельсов, в значительной степени зависит от технического состояния рельсовых экипажей [136]. Поэтому при обновлении парка вагонов и локомотивов или их модернизации 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) [302]. 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 [302], 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 [224]. 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. 1.6). 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.

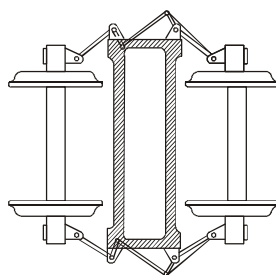


Рисунок 1.6 – Заявка ФРГ 3042594А1

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. 1.7.

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, вызванные 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.

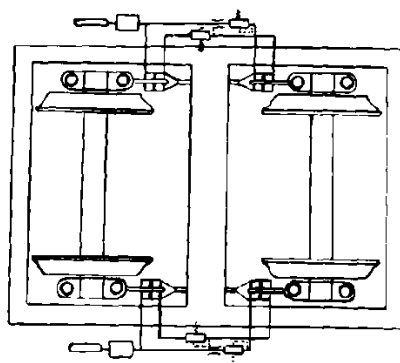


Рисунок 1.7 – Заявка ФРГ 3331559

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. 1.8), 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.

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.

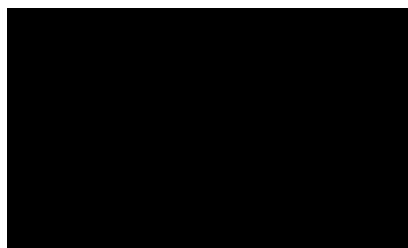


Рисунок 1.8 – Заявка ФРГ 3427723

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. 1.9) 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).

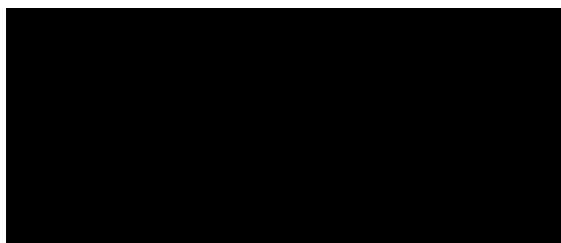


Рисунок 1.9 – Патент Швейцарии 630305

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. 1.10). 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.

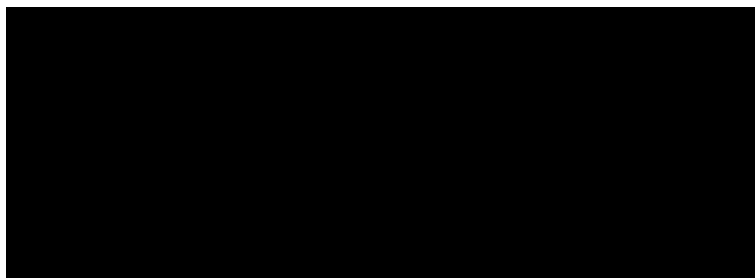


Рисунок 1.10 – Заявка Японии 5701468

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 Н-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 наддрессорного 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, наддрессорное строение наклониться 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. 1.11), она также имеет листовые рессоры (не показаны). 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 наддрессорного строения от возвышения наружного рельса, то получается радиальная установка колесных пар или что-то приближенное к ней, если наоборот – установка, ухудшающая вписывание.

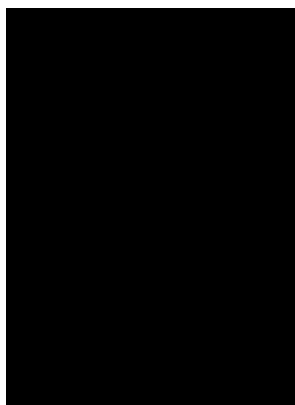


Рисунок 1.11 – Заявка ФРГ 2419989

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. 1.12), его шток связи с верхним концом

вертикального рычага, средней частью укрепленного на оси кронштейна рамы, а нижний конец связан с поводком буксы. 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.

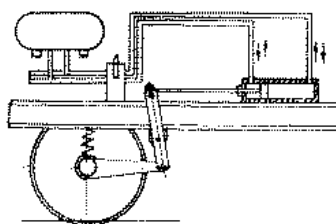


Рисунок 1.12 – Патент Швейцарии 644555

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. 1.13). 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 колес-

ной пары на раму тележки через моторно-осевые подшипники тягового двигателя.

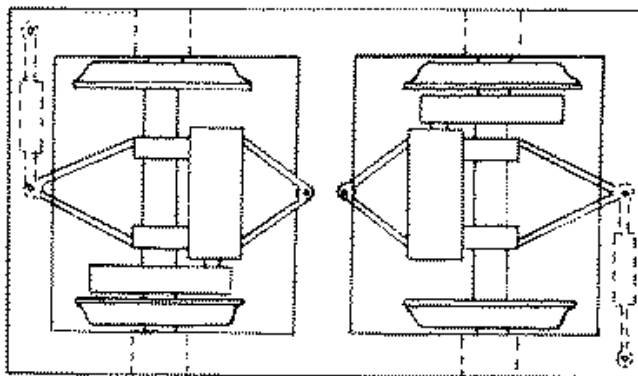


Рисунок 1.13 – Заявка Японии 57-1469

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 стерж-

нем, 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 [67].

Специалисты ВЭЛНИИ, 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 [225].

Автор статьи [198] 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 [322] 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^к-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 [150], 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 яв-

ляется: тяговый привод с опорно-рамным подвешиванием двигателей и системы связей тележек с кузовом [150]. Опираие 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 угловом повороте 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 гг. и одобренной Кабинетом Министров Украины «Программы создания и функционирования национальной сети международных транспортных коридоров в Украине» [277]. 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, энерго-снабжения. 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 [327].

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 ДИИТ'а. Еще на стадии проектирования с учетом особенностей конструкции электровоза с помощью компьютерного моделирования выбирались рациональные значения различных его узлов [24, 26, 27, 30].

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 про-

должаются. В 1998 году начаты работы по созданию четырехосного грузо-пассажирского 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 ДСЗ-001 принято равным 160 км/ч [118].

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.

Известно, что оценка качества подвижного состава железных дорог производится в процессе приемочных испытаний, которые, согласно отраслевому стандарту «ОСТ 32.53-96. Система испытаний подвижного состава. Организация и порядок проведения приемочных и сертификационных испытаний тягового подвижного состава», проводятся с целью решения вопроса о целесообразности постановки его на производство и использования по назначению. Для оценки подвижного состава проводится ряд натурных испытаний, в число которых входят комплексные динамические и по воздействию на путь и стрелочные переводы, динамико-прочностные, тормозные (стационарные и ходовые) и многие другие. Основная часть испытаний проводится в виде опытных поездок по путям специальных испытательных центров-полигонов, а в случае их отсутствия – на эксплуатируемых участках.

Первый такой полигон начал действовать в России в 1932 г. на ст. Щербинка; затем был создан еще один испытательный полигон на участке Белореченская – Майкоп Северо-Кавказской железной дороги, позволивший

проводить испытания со скоростями до 250 км/час. Позже в разные годы были созданы подобные центры в КНР (1960 г.), ЧССР (1963 г.) Румынии (1978 г.), США (1980 г.), Польше (1996 г.), Германии (1997 г.), Франции (2000 г.) [Лисицын А. Л. Экспериментальному кольцу ВНИИЖТ – 70 лет]. В статье Е. Гюртнера «Центры для испытаний подвижного состава и верхнего строения пути» отмечаются и финансовые, и технические выгоды от использования упомянутых полигонов. Так, например, благодаря исследованиям, проводившимся с 1980 г. в испытательном центре США вблизи станции Пуэбло, удалось число крушений поездов на железных дорогах Северной Америки снизить почти на 60 %.

В Украине нет специализированного полигона, и приходится использовать для динамических ходовых испытаний эксплуатируемые участки пути, хотя это и связано с рядом затруднений (вопросы безопасности, отсутствие участков для испытаний скоростного подвижного состава, ограниченное время занятия перегона и т.п.).

Старейшая в Украине Отраслевая научно-исследовательская лаборатория динамики и прочности подвижного состава ДИИТ²а в течение более полувека натурные испытания проводила не только на кольце Щербинка и на полигоне в Белореченске. Большая часть поездных испытаний проходила с условиях многих железных дорог СССР, среди которых необходимо отметить, прежде всего, Приднепровскую железную дорогу. Естественно, что в ряде случаев опытные участки пути приходилось предварительно подготовить. Такие работы много лет назад проводились на участке Березановка – Баловка перед испытаниями скоростного вагона-лаборатории со скоростью 250 км/ч, и совсем недавно – на специально подготовленных участках Юго-Западной железной дороги перед испытаниями скоростного электровоза ДСЗ, автомотрисы и рельсового автобуса со скоростями до 180 км/час.

В условиях действующих участков пути проводят также опыты испытательные подразделения Луганского тепловозостроительного завода, УкрНИИВ'а, ДНДЦ УЗ и других организаций.

Проведение натурных испытаний – дело чрезвычайно ответственное, в особенности в той части, которая касается оценки безопасности движения. Поэтому все этапы проведения испытаний четко регламентируются соответствующими стандартами, которые разрабатываются на основании многолетнего опыта и при необходимости корректируются в процессе эксплуатации.

Естественно, что в разных государствах и регионах правила проведения натурных испытаний отличаются. Это связано с установившимися традициями, особенностями конструкции подвижного состава и пути, культурой производства, имеющейся измерительной аппаратурой и др. Сравнение европейских и российских стандартов, например, на проведение ходовых динамических испытаний показывает, что по порядку проведения испытаний, по методике обработки результатов и их оценке эти стандарты отличаются. Каждый из стандартов представляет собой систему взаимосвязанных положений. Поэтому простое перенесение какого-либо положения из одной системы в другую может оказаться нецелесообразным.

Особую остроту проблема достоверности результатов натурных испытаний приобретает в связи с тем, что, как это отмечено в статье Богданова В. М. «Обеспечение устойчивой работы системы колесо-рельс на отечественных и зарубежных железных дорогах», безопасность движения подвижного состава должна быть обеспечена во всем жизненном цикле, а не только в новом неизношенном состоянии. Об этом свидетельствует, например, остановка эксплуатации высокоскоростных поездов фирмы Siemens (для проверки осей колесных пар).

Износы деталей экипажной части подвижного состава, в частности, поверхностей катания колесных пар, например, порожних полувагонов на те-

лежках модели 18-100, понижают их допускаемую скорость на 40...50 км/час, о чем сказано в работе [52].

В связи с широким применением математического моделирования в проектировании и расчетах, связанных с механикой железнодорожных экипажей, натурные испытания приобрели новое значение. Если раньше результаты этих испытаний использовались только для оценки качества опытного экипажа, то сейчас, кроме этого, натурные испытания должны дать материал для оценки и корректировки математической модели.

Основы этого подхода достаточно четко изложены известным ученым-механиком, академиком АН УССР В. А. Лазаряном в его работе «Динамика транспортных средств»: «Очевидно, что исследование динамических усилий в упряжных приборах поездов должны выполняться и теоретически, и экспериментально, причем оба метода должны переплетаться, опережая в нужных случаях друг друга. Так, теоретические исследования должны показать, что и как нужно мерить и какого порядка силы можно ожидать, а экспериментальные исследования должны дать возможность уточнить основные гипотезы и расчетные схемы с тем, чтобы, в случае необходимости, можно было исправить результаты теоретических исследований и выполнить нужные пересчеты».

Поэтому, например, предлагаемое в работе Демина Ю. В. «Математическое моделирование и динамика подвижного состава железных дорог» выполнение испытаний по сокращенной программе, согласно которой из числа величин, которые должны измеряться в процессе испытаний, исключается часть величин, причем характеризующих безопасность движения, совершенно неприемлемо. Во-первых, при этом не будет получена объективная оценка безопасности движения, а во-вторых, не будет достаточно полных натурных данных для уточнения и исправления математической модели.

Также неприемлемо по тем же соображениям предложение в статье Грищенко С. Г. «Випробування та допуск до експлуатації нового залізнично-

го рухомого складу», согласно которому при проведении приемочных испытаний скоростного подвижного состава вместо натурных испытаний со скоростями 180...220 км/час использовать результаты расчетов.

Предложения эти ведут к понижению требований к безопасности движения поездов, что недопустимо, так как здесь слишком велика цена ошибки.

При математическом моделировании всегда приходится помнить, что модель или непосредственно составленная программа расчета построены для расчетной схемы, а расчетная схема получается путем введения в исходную конструкцию тех или иных идеализаций, которые в некоторых случаях могут оказаться несостоятельными. Как, например, допущение, согласно которому не принималась во внимание упругость кузова при его изгибных колебаниях в вертикальной плоскости, привело к серьезной ошибке при проектировании вагонов электропоезда ЭР200 и выразилось в их неблагоприятных, динамических качествах, обнаруженных в процессе натурных испытаний.

Часто при проведении натурных испытаний подвижного состава обнаруживаются неожиданные особенности конструкции. Так, при ходовых динамических испытаниях электровоза типа ДСЗ обнаружили необычные колебания силы тяги. Оказалось, что эти колебания связаны с быстрым переключением режимов тяги и рекуперативного торможения при работе системы автоматического управления скоростью.

Вопрос выбора математической модели является достаточно тонким. Вообще говоря, например, электровоз следует рассматривать как сложную электромеханическую систему, и для составления математической модели использовать вместо уравнений Лагранжа второго рода уравнения Лагранжа-Максвелла, внося этим существенные усложнения в модель. Как раз в установлении разумной сложности модели и степени ее детализации и помогают данные натурного эксперимента.

Необходимость проведения непосредственных измерений ряда параметров в процессе движения в условиях эксплуатации экипажа привела к

развитию бортовых систем диагностики и контроля. Например, в работе «Диагностическая система для ходовой части ICE3» сообщается, что железных дороги Германии намерены оснастить весь парк высокоскоростных поездов ICE3 специальной диагностической системой для ходовой части. В статье Наговицына В. С. «Перспективы развития технических средств железнодорожного транспорта» указывается на необходимость оборудования перспективных локомотивов России бортовыми системами диагностики и обеспечения безопасности движения.

Измерения с помощью таких систем можно рассматривать как разновидность и продолжение натурных испытаний.

Выводы по разделу 1

Проведенные в разделе исследования и анализ состояния ходовых частей подвижного состава железных дорог, причин аварий и крушений, связанных со сходами рельсовых экипажей с рельсов, анализ существующих подходов к оценке безопасности от схода колеса с рельсов, а также вопросы, связанные с совершенствованием конструкций подвижного состава показал актуальность темы и необходимость решения вопросов, связанных с предотвращением причин сходов и обеспечением надежной работы железнодорожных экипажей в процессе их эксплуатации.

Решение данной проблемы на должном теоретическом, экспериментальном и методическом уровне связано с развитием и обобщением существующих методов оценки безопасности от схода колеса с рельсов, с обобщением методов, позволяющих на стадии создания новых типов подвижного состава или их модернизации на базе существующих единиц рельсовых экипажей улучшать работу межэлементных связей с целью предотвращения заклинивания, обрывов и отказов в работе механических устройств, уменьшения износа и т.д. Все сказанное является общей задачей, поставленной в дан-

ной работе.

Анализ рассматриваемой в работе проблемы позволяет определить основные комплексные подходы и направления ее решения:

- применять и совершенствовать теоретические методы, позволяющие предупредить и предотвратить причины схода подвижного состава в целом и схода с рельсов колес рельсовых экипажей в частности;
- установить связь между силовыми факторами, действующими на колесную пару в процессе ее вкатывания (всползания) на рельс, и высотой приложения горизонтальной поперечной (рамной) силы;
- проблемы сверхнормативных силовых нагрузений не полностью наблюдаемых систем можно ликвидировать созданием статически определенных механизмов, придав им свойства адаптации по возможным деформациям, неточностям изготовления и монтажа деталей.
- по предлагаемым в работе эскизным проектам создать и применять стенды для определения сил трения и момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова;
- применять методы, позволяющие на стадии проектирования нового подвижного состава или модернизации существующих единиц рельсовых экипажей выявить наиболее слабые места соединений его элементов, которые могли бы стать причиной его схода с рельсов.

Результаты, приведенные в разделе, опубликованы в работах [140, 144, 145, 159].

РАЗДЕЛ 2

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ БЕЗОПАСНОСТИ ОТ СХОДА С РЕЛЬСОВ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ

2.1 Оценка и анализ степени безопасности от схода колеса транспортного экипажа с рельсов

Динамические качества локомотивов и моторвагонного подвижного состава оцениваются по допускаемым значениям:

- коэффициентов запаса устойчивости против схода колеса с рельсов;
- показателей плавности хода;
- рамных сил;
- частот изгибных колебаний кузова;
- коэффициентов вертикальной динамики и конструктивного запаса.

Основными показателями, которые характеризуют безопасность движения локомотивов, являются:

- критическая скорость движения $V_{кр}$;
- коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельсов;
- коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания.

В работе рассмотрены вопросы, связанные с уточнением коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов.

Задача обеспечения безопасности движения подвижного состава от схода колесных пар с рельсов всегда привлекала внимание инженеров и исследователей. Более ста лет тому назад М. Надалем [354] 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 (см. рис. 1.1). Здесь μ – коэффициент трения, $N=Q\cos\beta+Y\sin\beta$ – нормальная реакция рельса в точке контакта, β – угол наклона образующей гребня к горизонтали.

Указанное выше условие приводит к неравенствам:

$$Q \sin \beta > Y \cos \beta + \mu (Q \cos \beta + Y \sin \beta) \quad (2.1)$$

или

$$q_{\tau} = Q \sin \beta - Y \cos \beta > \mu (Q \cos \beta + Y \sin \beta). \quad (2.2)$$

Из (2.1) или (2.2) следует, что

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta}. \quad (2.3)$$

Неравенство (2.3) 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 (2.3) к равенству (2.4)

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg}\beta} = \lambda_1 \quad (2.4)$$

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_τ оказывается больше силы трения, и происходит процесс скольжения гребня вниз в зоне безопасности. С другой стороны, при увеличении отношения Y/Q величина q_τ 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 [70, 325].

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

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\operatorname{tg}\beta + \mu}{1 - \mu \operatorname{tg}\beta} = \lambda_2. \quad (2.5)$$

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 горизонтальная поперечная сила Y изменяется от нуля до 100 кН, угол наклона образующей гребня к горизонту $\beta = 60^\circ$, а коэффициент трения $\mu = 0,25$. Тогда

$$\lambda_1 = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \text{tg}\beta} = \frac{1,73 - 0,25}{1 + 0,25 \cdot 1,73} = 1,03, \quad (2.6)$$

$$\lambda_2 = \frac{\text{tg}\beta + \mu}{1 - \mu \text{tg}\beta} = \frac{1,73 + 0,25}{1 - 0,25 \cdot 1,73} = 3,5. \quad (2.7)$$

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

Y , то есть:

$$Y_I = 20 \times 1,03 = 20,6 \text{ кН};$$

$$Y_{II} = 20 \times 3,5 = 70 \text{ кН}.$$

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. 2.1 приведены графики изменения $q_\tau = Q \sin \beta - Y \cos \beta$ суммы проекций сил Q и Y на образующую гребня (см. рис. 2.2) (линия 1) и предельных значений сил трения $T = \mu \cdot N$ (линия 2, которая соответствует обратным значениям силы). В этих зонах безопасности и опасности схода величины действующей силы q_τ больше по абсолютной величине предельного значения силы трения и имеет место скольжение. В зоне равновесия предельное значение силы трения больше действующей силы q_τ , поэтому реализуется ее значение.

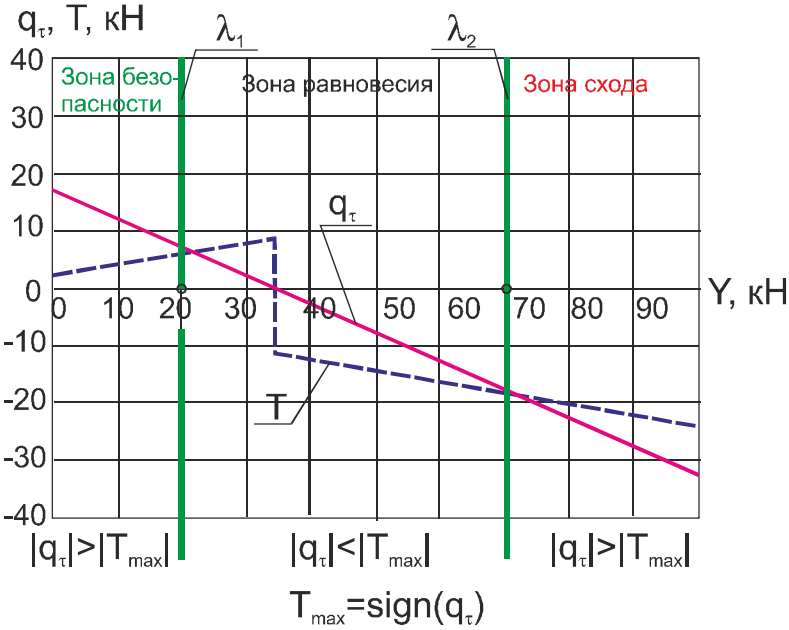


Рисунок 2.1 – График изменения суммы проекций вертикальной и горизонтальной сил на образующую гребня

При одновременном рассмотрении и зон безопасности, и зон опасности схода более наглядно видна двойкая роль трения. В зоне безопасности сила трения препятствует скольжению гребня вниз и играет негативную роль. По-

этому уменьшение коэффициента трения в этом режиме полезно. В режиме опасности схода трение препятствует всползанию гребня колеса на рельс, поэтому играет положительную роль. Уменьшение коэффициента трения при этом вредно.

Так, например, при коэффициенте трения $\mu=0,15$ значения коэффициентов λ соответственно равны $\lambda_1=1,25$ и $\lambda_2=2,5$. В рассмотренном примере при $Q=20$ кН значения силы Y соответственно при первом и втором состояниях предельного равновесия равны $Y_{PI} = Q \cdot \lambda_1 = 25$ кН, $Y_{PII} = Q \cdot \lambda_2 = 20 \cdot 2,5 = 50$ 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.

2.2 Безопасность от схода с рельсов колесной пары

Широкое распространение критерия Надаля для оценки безопасности от схода с рельсов колес подвижного состава железных дорог путем всползания их на рельс обеспечивается удачной постановкой задачи и простотой полученных результатов [354].

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 [192].

Будем рассматривать малые и положительные углы набегания колеса на рельс так, чтобы можно было действующие вертикальные и горизонталь-

ные 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

$$\delta A = \sum \delta A_k^a = 0, \quad (2.8)$$

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 возмож-

ное перемещение будет представлять собой поворот колесной пары $\delta\psi$ относительно некоторого центра C' , совпадающего с мгновенным центром скоростей опорных точек (рис. 2.2).

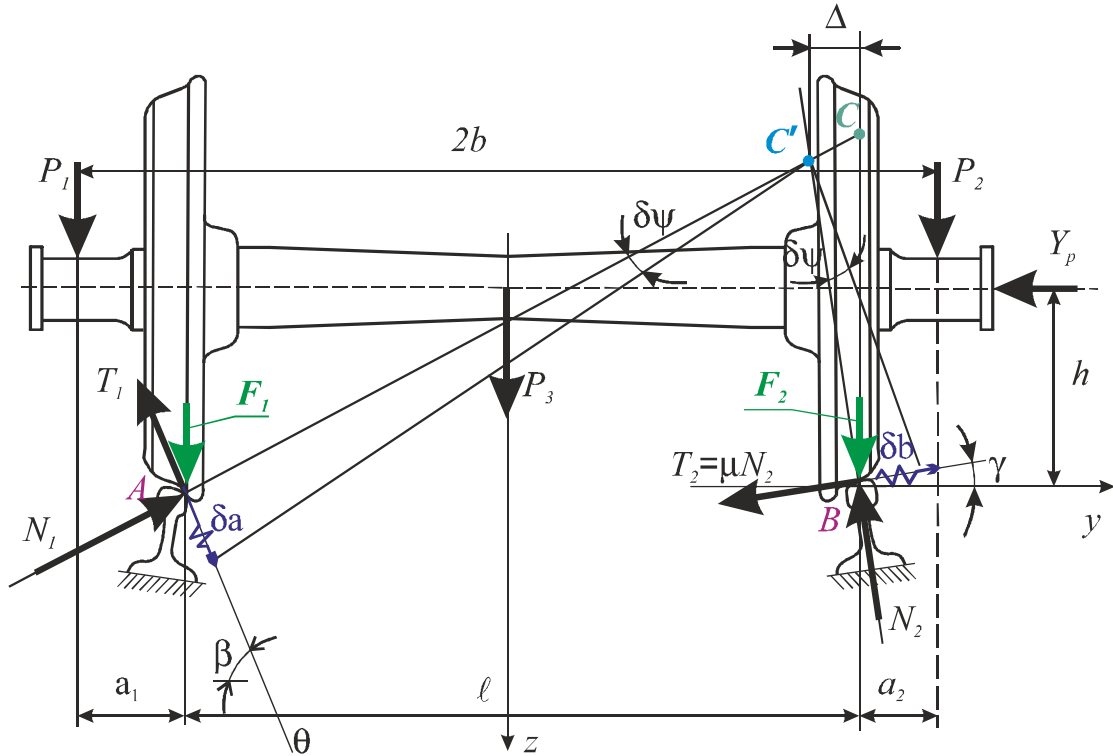


Рисунок 2.2 – Схема колесной пары и рассматриваемые нагрузки

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

$$\delta A_k^a = m_C^a(F_k^a) \cdot \delta\psi, \quad (2.9)$$

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

$$\sum \delta A_k^a = \sum m_C^a (F_k^a) \cdot \delta \psi = \sum m_C^a (F_k^a) \cdot \delta q_1 = 0, \quad (2.10)$$

а

$$\sum \delta A_k^a = Q_1 \cdot \delta q_1, \quad (2.11)$$

то обобщенная сила Q_1 в данном случае равна

$$Q_1 = \sum m_C^a (F_k^a) = 0. \quad (2.12)$$

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

Схема колесной пары и рассматриваемые нагрузки приведены на рис. 2.3, 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; μ – коэффициент трения, $\mu = 0,25$; h – высота от уровня головки рельса, на которой приложена рамная сила; β – угол наклона образующей конуса гребня бандажа к горизонтали; γ – угол наклона поверхности катания к горизонтали ненабегающего колеса.

Составим выражение обобщенной силы Q_1 как суммы моментов активных сил относительно центра поворота C' , принимая во внимание актив-

ные 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:

$$Q_1 = \sum m_{C'}(P_i) + m_{C'}(Y_p) - \sum m_{C'}(T_i) = 0. \quad (2.13)$$

Здесь:

– сумма моментов вертикальных активных сил равна:

$$\sum m_{C'}(P_i) = P_1(2b - a_2 - \Delta) - P_2(a_2 + \Delta) + P_3(b - a_2 - \Delta); \quad (2.14)$$

– момент рамной силы равен:

$$m_{C'}(Y_p) = -Y_p((\ell - \Delta)\operatorname{ctg}\beta - h); \quad (2.15)$$

– сумма моментов сил трения равна:

$$\sum m_{C'}(T_i) = -N_1 \cdot \mu \cdot \frac{\ell - \Delta}{\sin\beta} - N_2 \cdot \mu \cdot (\ell - \Delta) \cdot \operatorname{ctg}\beta. \quad (2.16)$$

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 соответ-

ственно для набегающего и ненабегающего колес; ℓ – между точками контакта колесной пары и рельсов; Δ – 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

$$N_1 = \frac{\sum m_B(P_i) + Y_p h}{\ell \cdot (\cos \beta + \mu \cdot \sin \beta)}, \quad N_2 = \frac{\sum m_A(P_i) - Y_p h}{\ell (\cos \gamma - \mu \sin \gamma)}, \quad (2.17)$$

где

$$\sum m_B(P_i) = P_1(2b - a_2) - P_2 a_2 + P_3(b - a_2), \quad (2.18)$$

$$\sum m_A(P_i) = P_1 a_1 - P_2(2b - a_1) - P_3(b - a_1) \quad (2.19)$$

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

На основании (2.13) условие безопасности по сползанию (скатыванию) гребня вниз по головке рельса будет

$$\sum_{i=1}^3 m_{C'}(P_i) > m_{C'}(Y_p) + \sum_{i=1}^2 m_{C'}(T_i). \quad (2.20)$$

При выборе расчетной схемы было введено уточнение, связанное с тем, что реакция ненабегающего колеса не вертикальна из-за уклона поверхности катания колеса. Подставив значения моментов действующих сил (активных

сил) и сил трения (2.14), (2.15), (2.16) в неравенство (2.20), получим условие безопасности от схода с рельсов колесной пары в следующем виде:

$$\frac{Y_p}{F_1} < k_1 - k_2 \cdot \frac{F_2}{F_1} - k_3 \cdot \frac{\sum P_i}{F_1}, \quad (2.21)$$

где коэффициенты k_i ($i=1, 2, 3$) зависят от угла γ наклона поверхности катания к горизонтали ненабегающего колеса, от горизонтального поперечного расстояния Δ между мгновенным центром скоростей и вертикалью, проходящей через точку контакта ненабегающего колеса и рельса и от высоты h приложения к колесной паре рамной силы и имеют вид

$$k_1 = \frac{\lambda_1 + \frac{\Delta}{\ell}(\operatorname{tg}\beta - \lambda_1)}{1 - \frac{h}{\ell}\left(\lambda_1 + \frac{\mu}{k_\gamma}\right) - \frac{\Delta}{\ell}\left(\operatorname{tg}\beta + \frac{\mu}{k_\beta}\operatorname{tg}\beta\frac{h}{\ell} - \frac{\mu}{k_\gamma} \cdot \frac{h}{\ell}\right)}, \quad (2.22)$$

$$k_2 = \frac{\frac{\mu}{k_\gamma}\operatorname{ctg}\beta\left(1 - \frac{\Delta}{\ell}\right)}{1 - \frac{h}{\ell}\left(\lambda_1 + \frac{\mu}{k_\gamma}\right) - \frac{\Delta}{\ell}\left(\operatorname{tg}\beta + \frac{\mu}{k_\beta}\operatorname{tg}\beta\frac{h}{\ell} - \frac{\mu}{k_\gamma} \cdot \frac{h}{\ell}\right)}, \quad (2.23)$$

$$k_3 = \frac{\frac{\Delta}{\ell}}{1 - \frac{h}{\ell}\left(\lambda_1 + \frac{\mu}{k_\gamma}\right) - \frac{\Delta}{\ell}\left(\operatorname{tg}\beta + \frac{\mu}{k_\beta}\operatorname{tg}\beta\frac{h}{\ell} - \frac{\mu}{k_\gamma} \cdot \frac{h}{\ell}\right)}, \quad (2.24)$$

$$\lambda_1 = \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\beta}, \quad \Delta = \ell \frac{\cos\beta \cdot \sin\gamma}{\sin(\beta + \gamma)}, \quad (2.25)$$

$$k_{\beta} = \sin \beta \cdot (\cos \beta + \mu \cdot \sin \beta), \quad k_{\gamma} = \cos \gamma - \mu \cdot \sin \gamma. \quad (2.26)$$

Для оценки необходимости введения в расчет величины Δ , учитывающей уклон поверхности катания ненабегающего колеса, сравним значения критерия (2.21) с учетом и без учета величины Δ .

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 (2.21) с учетом и без учета величины Δ .

Таблица 2.1 – Значения критерия безопасности от схода колеса с ерльсов с учетом и без учета Δ для четырехосного порожнего полувагона

значение критерия		%
с учетом Δ	без учета Δ	
2,041	1,922	6,2

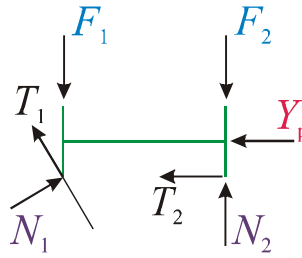


Рисунок 2.3 – Схема сил, приложенных к колесной паре

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 $\sum_{i=1}^3 m_C(P_i) = \sum_{i=1}^3 m_B(P_i) = F_1 \ell$ и $\sum_{i=1}^3 m_A(P_i) = F_2 \ell$, где силы F_1 и F_2 – 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 примет вид

$$\frac{Y_p}{F_1} < k_1 - k_2 \frac{F_2}{F_1}, \quad (2.27)$$

где $k_1 = \frac{\lambda_1}{1 - \frac{h}{\ell}(\lambda_1 + \mu)}$;

$$k_2 = \frac{\mu \cdot \operatorname{ctg} \beta}{1 - \frac{h}{\ell} \cdot (\lambda_1 + \mu)},$$

$$\lambda_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta}.$$

Полученное выражение условия безопасности (2.27) имеет структуру формулы Марье [189].

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 [153]. Для иллюстрации рассмотрим влияние величины h на условие безопасности (2.27). 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.

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	0,235	4,858	0,288	3,577	0,214
2	$h=0,5r$	1,399	0,179	2,267	0,138	2,089	0,128
3	$h=0$	1,033	0,144	1,479	0,091	1,479	0,091

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

Так, если обозначить этот коэффициент $\lambda_H = \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\beta}$ [70], то, например, для вагона при $\beta=60^\circ$, а $\mu=0,25$ значение $\lambda_H = 1,03$.

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:

$$\begin{aligned} \sum \eta &= F_{1np} \sin \beta - Y_{np} \cos \beta = \\ &= F_1 \sin \beta + Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta - Y_p \cos \beta - \mu \left(F_2 - Y_p \frac{h}{\ell} \right) \cos \beta \end{aligned} \quad (2.28)$$

В полученное выражение в число активных сил входит сила $Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta$, которая вызывает скольжение вниз, и сила $(-Y_p \cos \beta)$, которая способствует сходу колесной пары с рельсов. Характерным является значение $h = \ell \cdot \operatorname{ctg} \beta$.

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 $h > \ell \cdot \operatorname{ctg} \beta$ 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.

Анализ полученных результатов показывает, что разные постановки задачи:

а) в задаче Надаля ищется безопасное соотношение сил, действующих в точке контакта гребня набегающего колеса и рельса;

б) при рассмотрении в задаче о безопасности от схода – система сил, действующих со стороны рамы тележки на колесную пару.

В первом случае рассматриваются «приведенные» силы

$$F_{1np} = F_1 + \frac{h}{\ell} Y_p, \quad Y_{np} = Y_p + \mu \left(F_2 - \frac{h}{\ell} Y_p \right).$$

Во втором случае – равнодействующие вертикальных активных сил F_1 , F_2 , приложенные к колесам по вертикальным линиям, проходящим через точки A и B соответственно (см. рис. 2.2), и рамная сила Y_p .

Естественно, что между разными силами в одной и той же задаче получаются разные соотношения:

$$\text{а) } \frac{Y_{np}}{F_{1np}} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad \text{б) } \frac{Y_p}{F_1} < k_1 - k_2 \frac{F_2}{F_1}.$$

Учет особенностей действия рамной силы в процессе схода показывает, что увеличение высоты h благоприятно с точки зрения безопасности от схода. Более наглядно это видно из графиков, приведенных на рис. 2.4...2.9.

Здесь линия (1) соответствует величине коэффициента Надаля

$\lambda_H = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta}$, линия (2) соответствует отношению $\frac{Y_{np}}{F_{1np}}$, линия (3) соответ-

ствует выражению $k_1 - k_2 \frac{F_2}{F_1}$, линия (4) – отношению $\frac{Y_p}{F_1}$. Значения равнодей-

ствующих вертикальных активных сил F_1 и F_2 принимались одинаковыми и равными 100 кН. Высота приложения рамной силы в одном случае принималась равной 0 м, а в другом – равной радиусу r колеса (для вагона $r = 0,475$ м, для электровоза $r = 0,625$ м, для тепловоза $r = 0,525$ м).

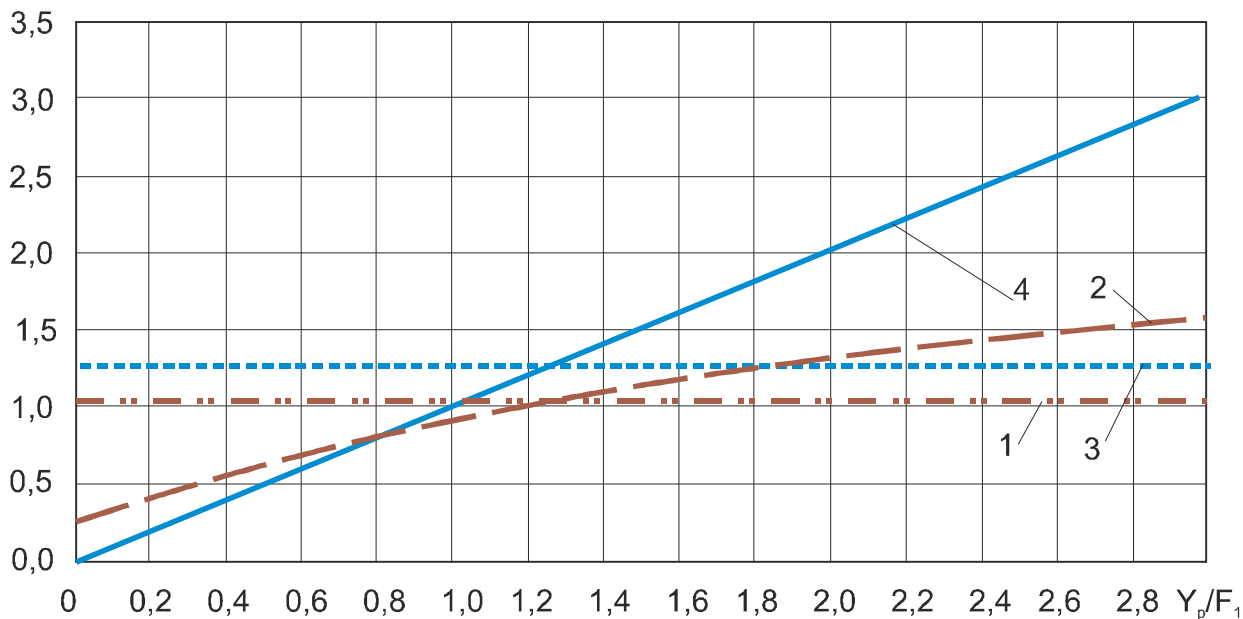


Рисунок 2.4 – Условия безопасности от схода. Вагон грузовой.

Высота приложения рамной силы $h=0,475$ м

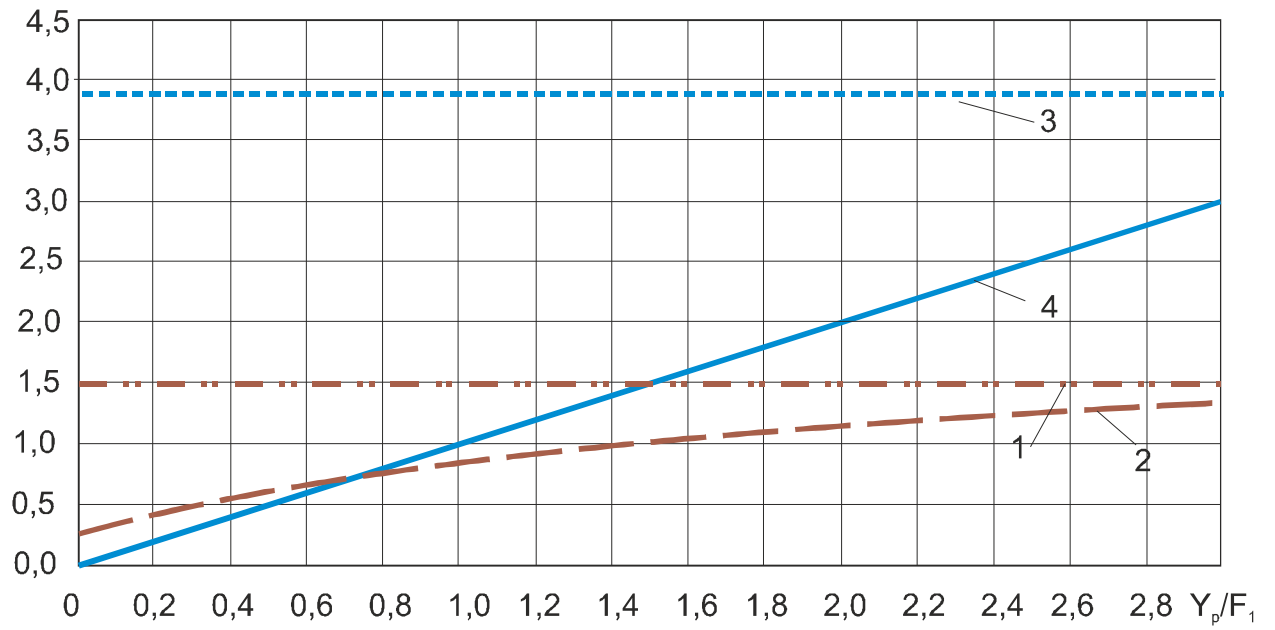


Рисунок 2.5 – Условия безопасности от схода. Электровоз ДС3.

Высота приложения рамной силы $h=0,625$ м

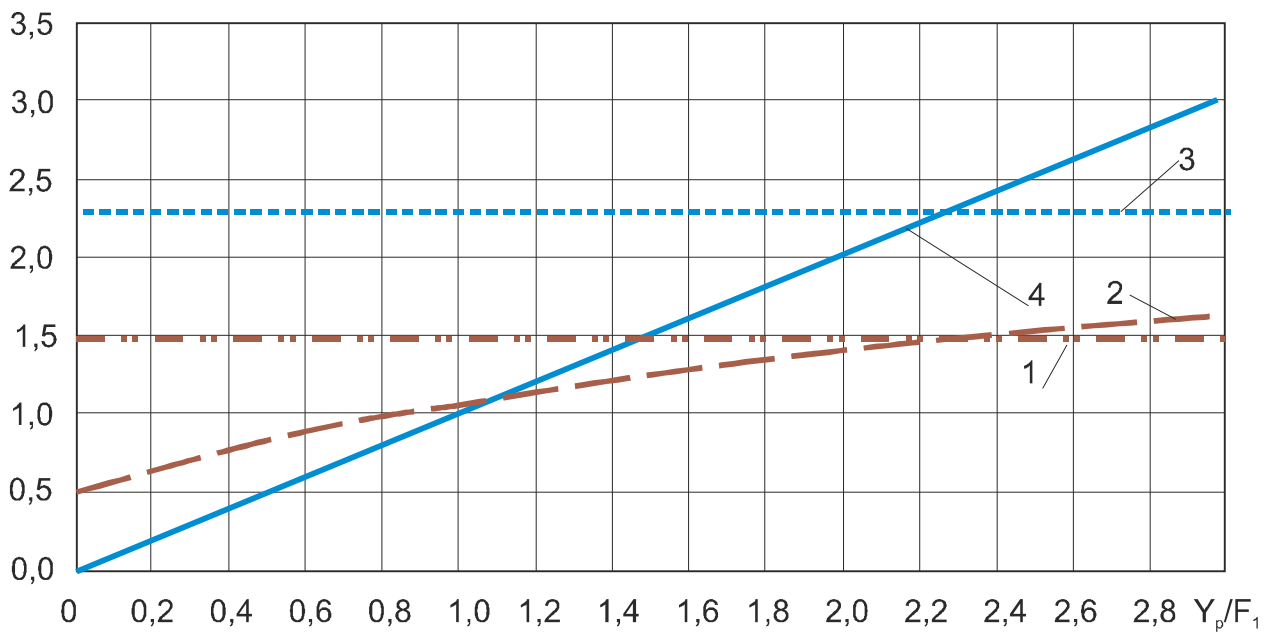


Рисунок 2.6 – Условия безопасности от схода. Тепловоз. Высота приложения

рамной силы $h=0,525$ м

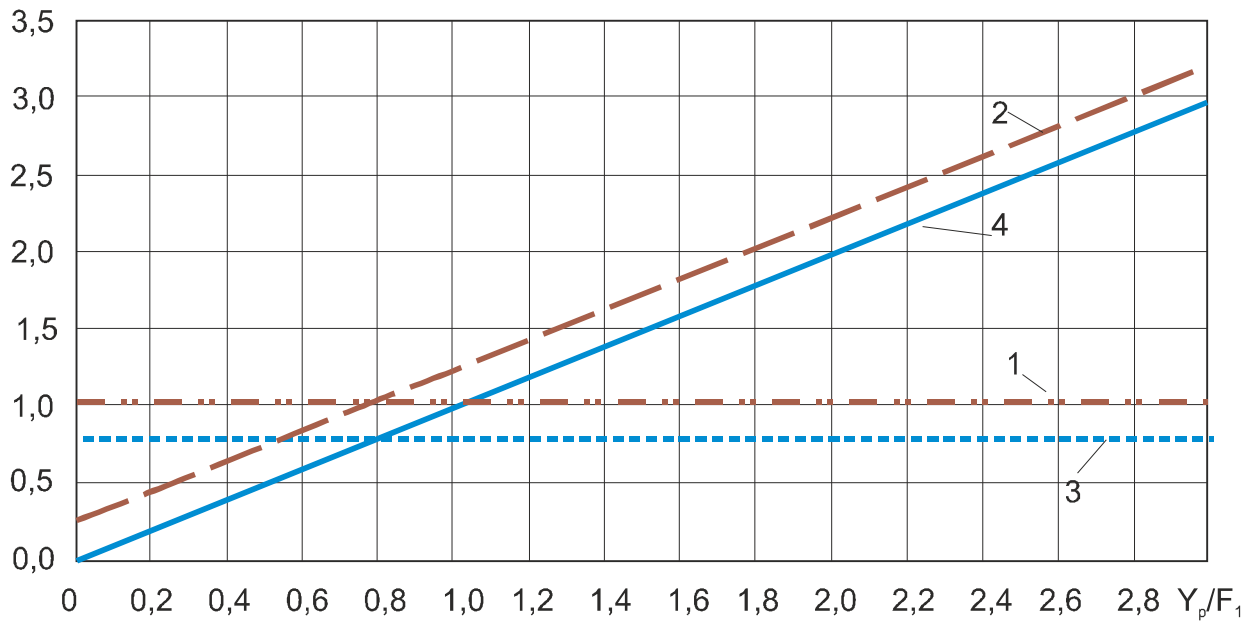


Рисунок 2.7 – Условия безопасности от схода. Вагон грузовой.

Высота приложения рамной силы $h=0$ м

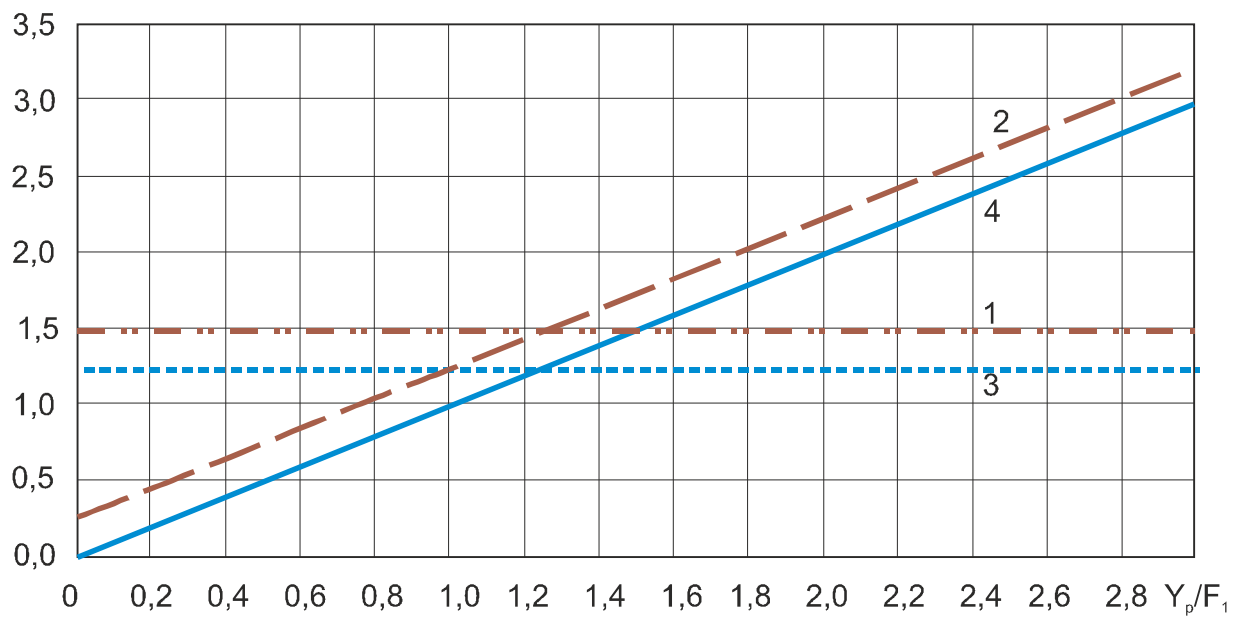


Рисунок 2.8 – Условия безопасности от схода. Электровоз ДС3.

Высота приложения рамной силы $h=0$ м

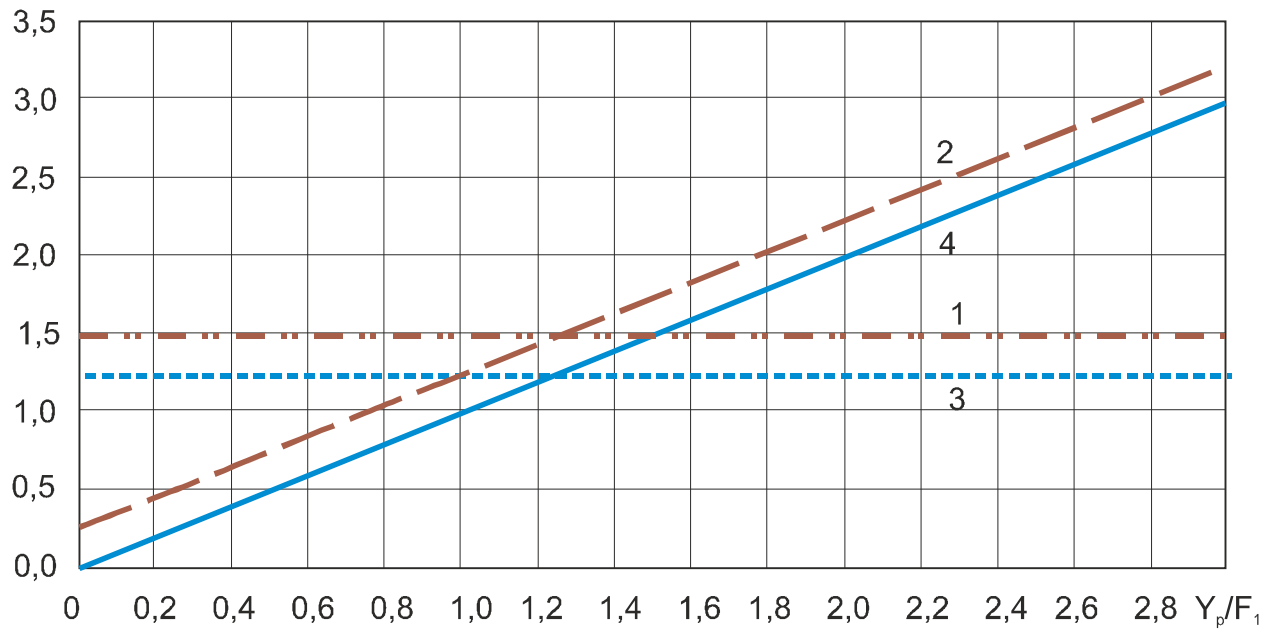


Рисунок 2.9 – Условия безопасности от схода. Тепловоз.

Высота приложения рамной силы $h=0$ м

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 вползания колеса на рельс (см. рис. 2.1), то есть

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta} \quad (2.29)$$

или

$$\frac{Y}{Q} < \operatorname{tg}(\beta - \varphi), \quad (2.30)$$

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

Помимо аналитических выражений представляет интерес рассмотреть графические представления, связанные с упомянутым выше критерием [25]. Для этого рассмотрим прямоугольную систему координат, в которой соответственно по горизонтали и вертикали отложены силы Y и Q .

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

$$Q \sin \beta - Y \cos \beta = \mu(Q \cos \beta + Y \sin \beta). \quad (2.31)$$

Из (2.31) следует соотношение

$$\left(\frac{Y}{Q} \right)_{\text{равн.}} = \operatorname{tg}(\beta - \varphi). \quad (2.32)$$

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 (2.31).

Любое сколь угодно малое уменьшение величины Y/Q по сравнению с $\operatorname{tg}(\beta - \varphi)$ (тогда $Y/Q < \operatorname{tg}(\beta - \varphi)$) вызывает срыв трения и скольжение гребня

вниз. То есть точки, расположенные слева от линии OA , будут соответствовать неравенствам (2.29) и (2.30) и представлять зону безопасности от схода по Надалю.

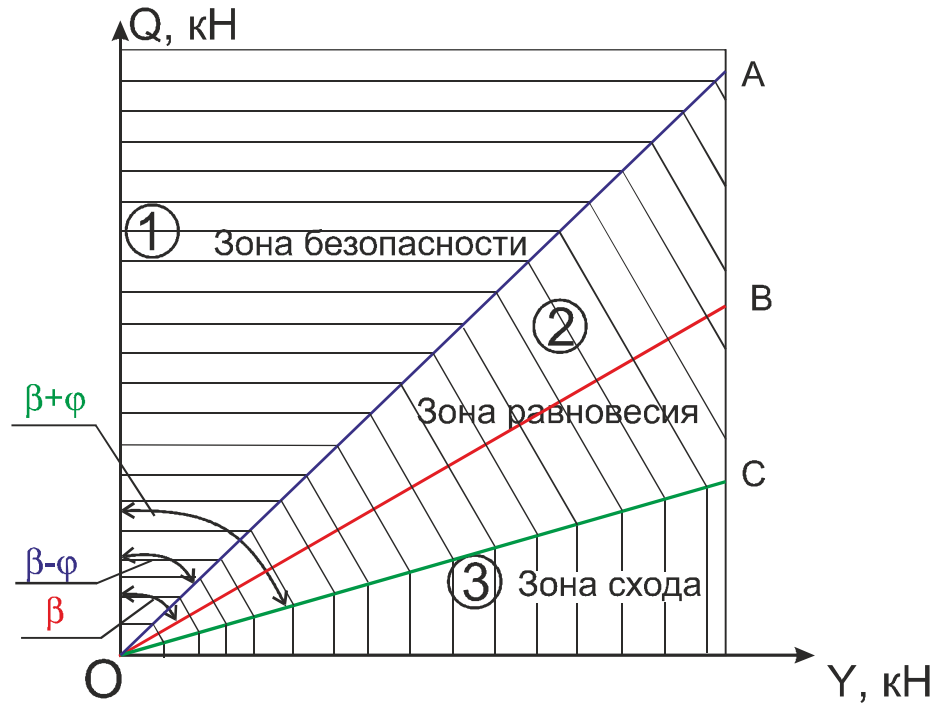


Рисунок 2.10 – Зоны безопасности от схода, равновесия и схода колеса с рельса в плоскости YOQ

Если отложить от вертикальной оси по часовой стрелке угол $(\beta + \phi)$ 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)

$$\frac{Y}{Q} = \text{tg}(\beta + \phi). \quad (2.32)$$

При любом сколь угодно малом превышении значения Y/Q над указанным в (2.32) 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 равновесия [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 равновесия, естественно, зависит от величины коэффициента трения μ , 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 β с осью OQ .

Подход, предложенный Надалем, достаточно широко используется для оценки безопасности от схода подвижного состава железных дорог. Так, в европейских нормах [359] в качестве допустимой величины с точки зрения схода колеса с рельса используется соотношение

$$\frac{Y}{Q} = 0,8. \quad (2.33)$$

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.

Предпосылки постановки задачи Надаля используются также и в Нормах расчета и проектирования вагонов [230]. Для оценки степени безопасности колес вагонов от схода вводится K_{yc} коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельсов

$$K_{yc} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{равн.}}}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{расч.}}}, \quad (2.34)$$

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 ненабегающего колеса.

Исходя из допускаемой величины $[K_{yc}]$ можно из (2.34) найти допускаемое отношение $[Y/Q]$

$$\left[\frac{Y}{Q}\right] = \frac{\text{tg}(\beta - \varphi)}{[K_{yc}]}. \quad (2.35)$$

Используя то, что в [227] для грузовых вагонов $[K_{yc}] = 1,3$, а для пассажирских $[K_{yc}] = 1,6$ и то, что для вагонов угол между образующей конической части гребня и горизонталью $\beta = 60^\circ$, а обычно принимают $\mu = 0,25$, откуда $\varphi = \text{arctg} 0,25 \cong 14^\circ$, а $\text{tg}(\beta - \varphi) = 1,03$ 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 $\text{tg}\varphi_{\text{гр.}} = 0,79$ и $\text{tg}\varphi_{\text{пасс.}} = 0,64$, 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. 2.12 для грузовых и пассажирских вагонов приведены расположенные между соответствующими лучами зоны безопасности $OQ-OA$, зона равновесия (застоя) $OA-OC$, зона схода $OC-OY$, а также области допускаемых значений параметров: для европейских норм – $OQ-OE$; для грузовых вагонов по нормам [230] – $OQ-OF$, для пассажирских вагонов – $OQ-OP$. Коэффициент трения принят равным $\mu=0,25$.

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. 2.10 и 2.11 видно, что зона безопасности отделена от зоны схода зоной равновесия (застоя).

На рис. 2.14-2.16 приведены аналогичные графики для случая, когда угол между образующей конической части гребня и горизонталью составляет 70° при разных значениях коэффициента трения μ : на рис. 2.14 – при $\mu=0,25$, на рис. 2.15 – при $\mu=0,15$, на рис. 2.16 – при $\mu=0,3$.

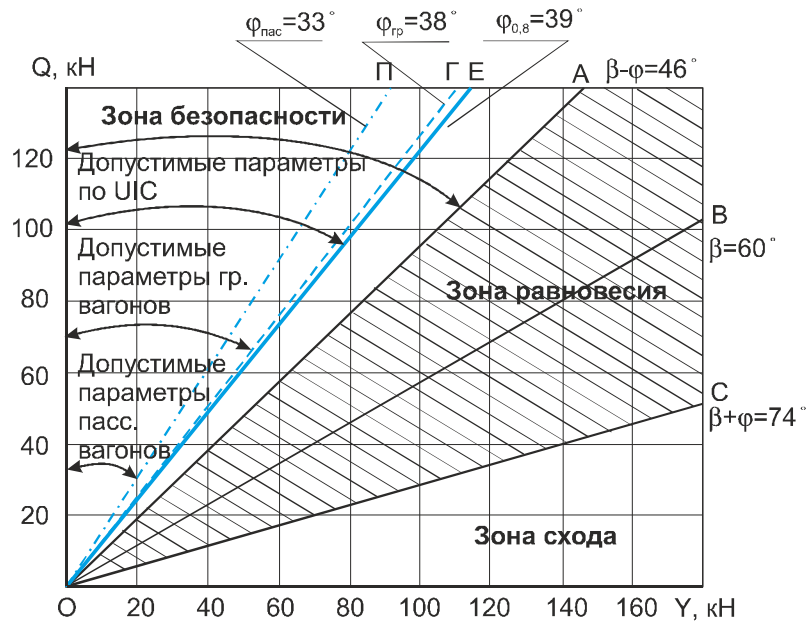


Рисунок 2.11 – Допускаемые значения горизонтальной поперечной Y и вертикальной Q сил, действующих в точке контакта, с точки зрения допускаемых величин коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов ($\mu=0,25$)

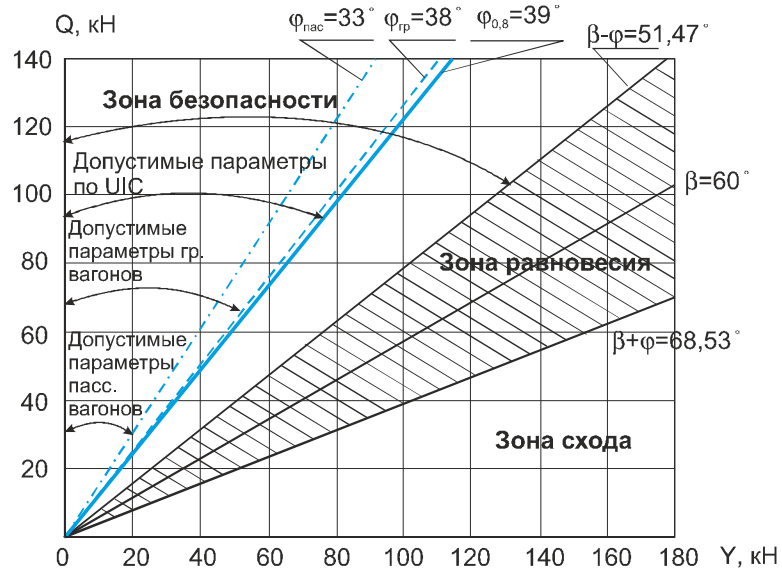


Рисунок 2.12 – Допускаемые значения горизонтальной поперечной Y и вертикальной Q сил, действующих в точке контакта, с точки зрения допускаемых величин коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов ($\mu=0,15$)

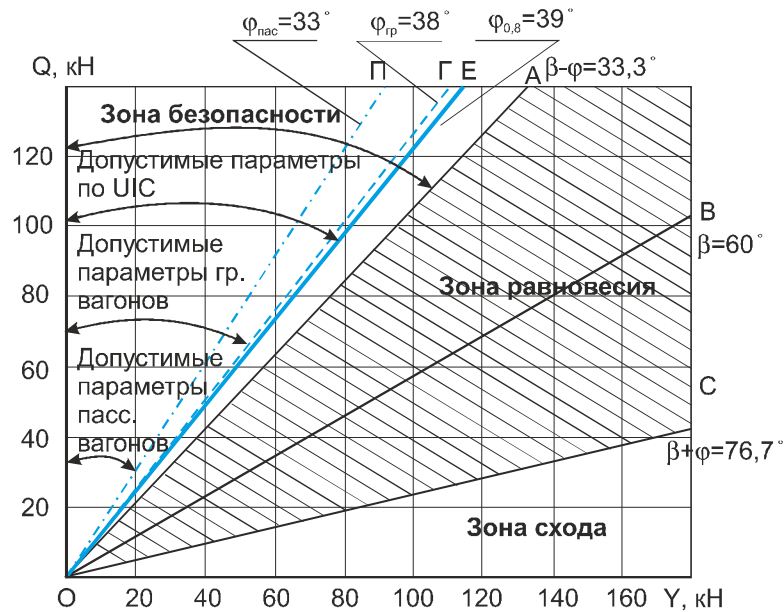


Рисунок 2.13 – Допускаемые значения горизонтальной поперечной Y и вертикальной Q сил, действующих в точке контакта, с точки зрения допускаемых величин коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов ($\mu=0,3$)

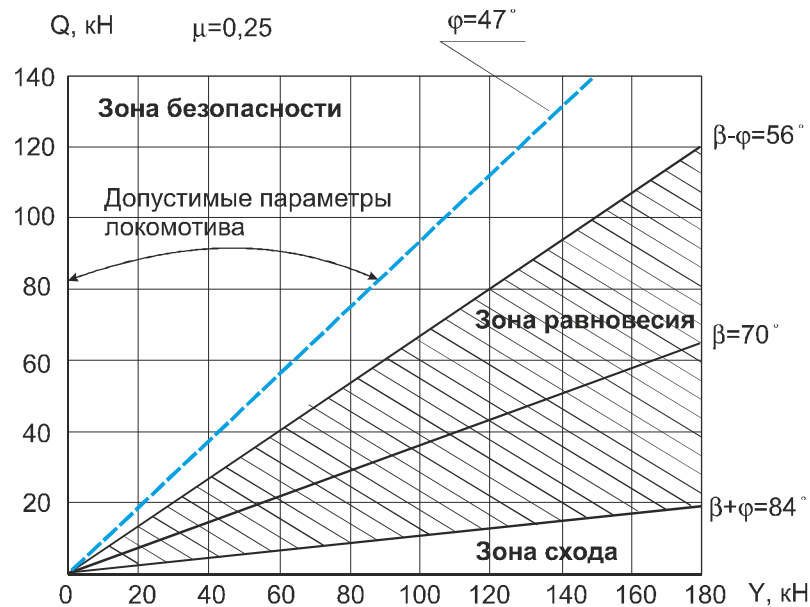


Рисунок 2.14 – Допускаемые значения горизонтальной поперечной Y и вертикальной Q сил, действующих в точке контакта, с точки зрения допускаемых величин коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов ($\mu=0,25$)

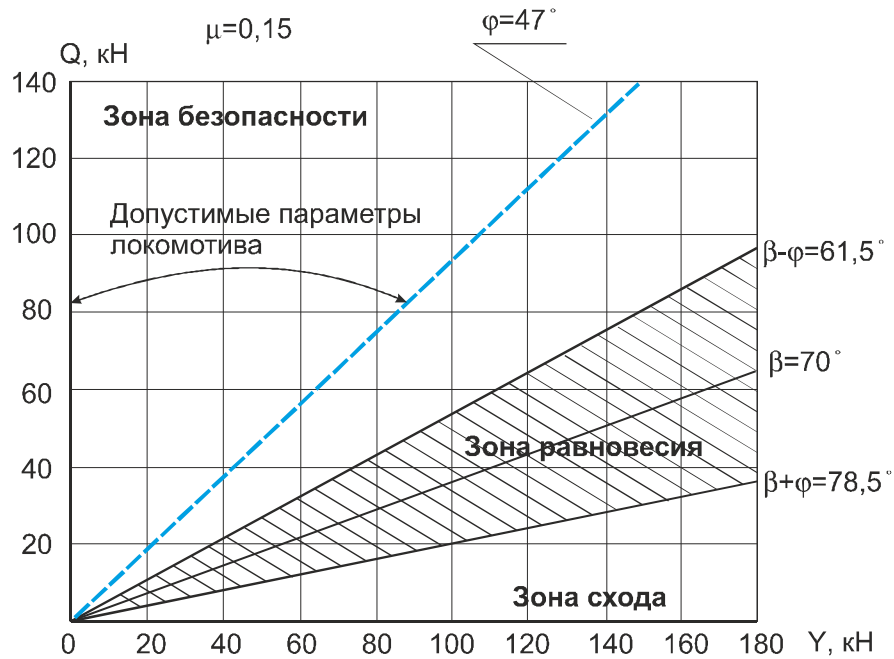


Рисунок 2.15 – Допускаемые значения горизонтальной поперечной Y и вертикальной Q сил, действующих в точке контакта, с точки зрения допускаемых величин коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов

($\mu=0,15$)

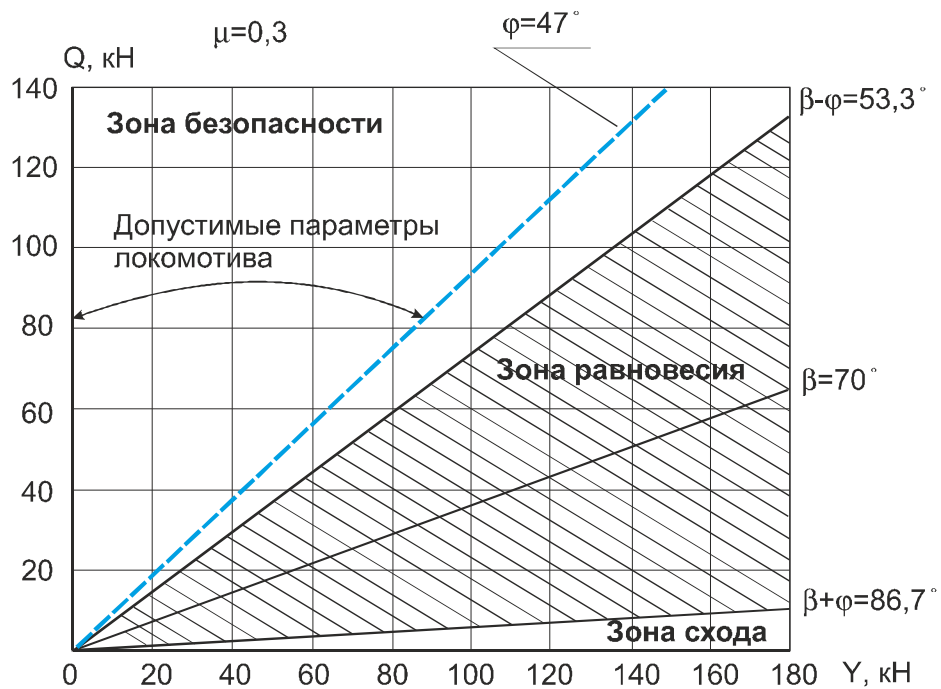


Рисунок 2.16 – Допускаемые значения горизонтальной поперечной Y и вертикальной Q сил, действующих в точке контакта, с точки зрения допускаемых величин коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов

($\mu=0,3$)

Авторы статьи [68] 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 [70] со ссылкой на источники [335, 348] отмеченное в некоторых опытах отсутствие схода с рельсов при невыполнении критерия Надаля.

При практических расчетах обычно, как только выясняется, что условие безопасности не выполняется, переходят к использованию критерия, связанного с определением времени вкатывания гребня колеса на головку рельса, не учитывая наличия зоны застоя.

Предложенное в работе графическое представление позволяет наглядно определить, какое соотношение между горизонтальной поперечной и вертикальной силами соответствует разным условиям взаимодействия колеса и рельса в задаче о сходе колеса с рельса при исходных предпосылках задачи Надаля. Так, в опытных поездках на Приднепровской железной дороге с порожними грузовыми вагонами, полувагонами, хопперами и цистернами был зафиксирован ряд результатов, в которых коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельсов значительно ниже, чем его допускаемое значение $[K_y] = 1,3$. Наименьшее значение коэффициента запаса устойчивости было зафиксировано для цистерны и составило $K_y = 0,5$. Однако схода вагонов с рельсов при этом не наблюдалось. Объяснить это можно следующим образом. При коэффициенте запаса устойчивости, равном 0,5, отношение гори-

горизонтальной поперечной силы Y к вертикальной Q равно $Y/Q = 1,03/0,5 = 2,06$.

Если воспользоваться диаграммой (см. рис. 2.11), то луч из начала координат, на котором будут находиться точки с указанным отношением Y/Q , будет составлять с вертикальной осью угол $\varphi = \arctg(2,06) = 64^\circ$. Если отложить этот угол на диаграмме, то проведенный луч под этим углом к вертикали будет находиться в зоне равновесия, а не в зоне схода (рис. 2.17). Этим и объясняется тот факт, что сход в данном случае не произошел.

При определении допускаемых скоростей движения по результатам натурных испытаний используются величины минимальных значений коэффициентов запаса от схода колес вагонов с рельсов $[K_{yc}]$. В ОСТ 24.050.37-84 эти значения приведены с соответствующими значениями вероятностей. Так, например, для груженого пассажирского вагона имеют значения, приведенные в табл. 2.3.

Таблица 2.3 – Величины минимальных значений коэффициентов запаса от схода колес вагонов с рельсов $[K_{yc}]$ с соответствующими вероятностями

№ п/п	вероятности	значения $\min [K_{yc}]$	значения φ_i , град
1	0,00001	1,0	45,8
2	0,0001	1,5	34,5
3	0,001	1,7	31,2
4	0,01	2,0	27,2

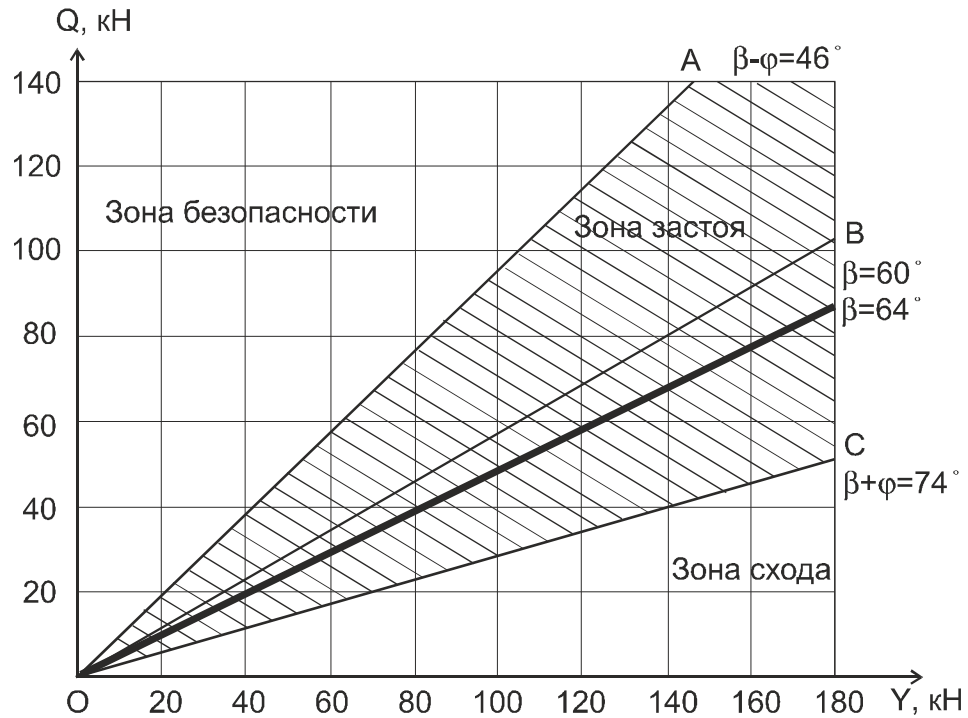


Рисунок 2.17 – Экспериментальное подтверждение графического подхода к анализу безопасности движения подвижного состава

Положения областей параметров, отношения которых в каждой точке соответствуют допускаемым значениям коэффициента $[K_{yc}]$ при соответствующем значении вероятности, приведены на рис. 2.18. При этом значения соответствующих углов φ_i определены по формуле (2.35).

При помощи рассмотренных диаграмм можно связать допускаемые значения сил, полученных по другим критериям. Так, например, по допускаемой величине коэффициента вертикальной динамики для грузового вагона $[K_{дв}]$ по необрессоренной раме составляет $[K_{дв}] = 0,8$. Если принять, что имеет место только подпрыгивание и $P_{ст} = 235 \text{ кН}$, то при разгрузке $Q = \frac{P_{ст}}{2}(1 - K_{дв}) = 135 \cdot 0,2 = 27 \text{ кН}$. По диаграмме на рис. 2.11 по условию вписывания при $Q = 27 \text{ кН}$ значение $Y_{доп.}$ составит 22 кН, по границе зоны безопасности $Y_{без.} \approx 27 \text{ кН}$, а на границе зоны схода эта величина составит примерно 100 кН.

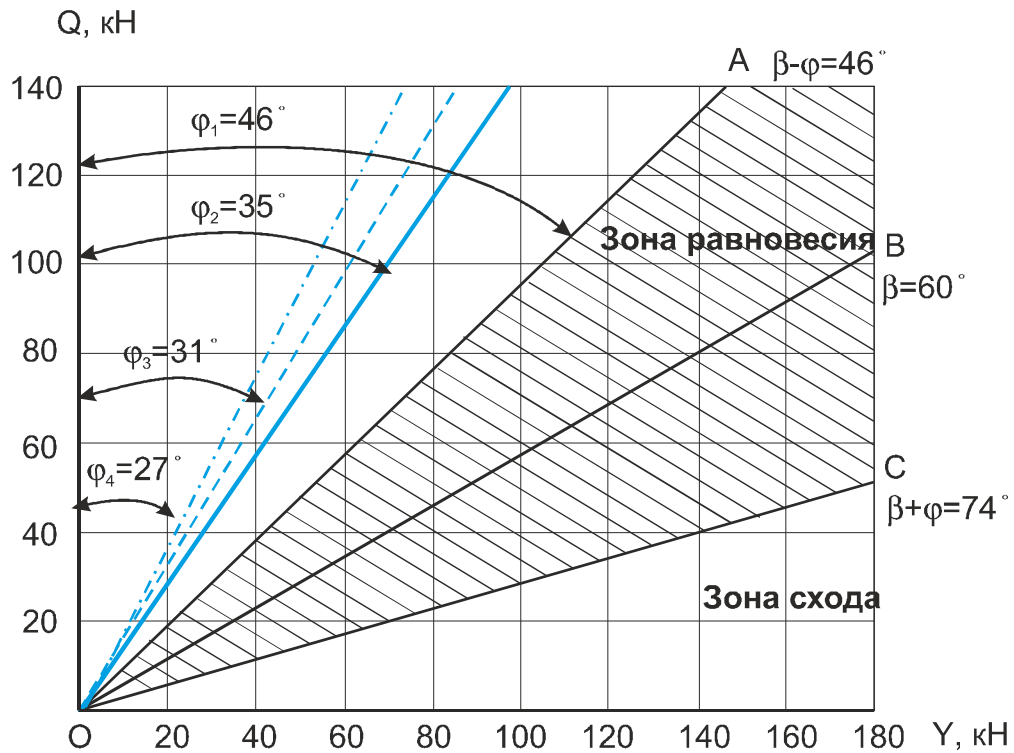


Рисунок 2.18 – Положения областей параметров, отношения которых в каждой точке соответствуют допускаемым значениям коэффициента $[K_{yc}]$ при соответствующем значении вероятности

Для разных значений коэффициента трения и разных значений угла между образующей конической части гребня и горизонталью на рис. 2.19 и 2.20 представлены графики изменения горизонтальной поперечной силы, приложенной в точке контакта колеса и рельса. На рис. 2.19 – случай, относящийся к состоянию предельного равновесия перед скольжением гребня колеса вниз по головке рельса. На рис. 2.20 – состояние предельного равновесия перед движением колеса вверх относительно головки рельса.

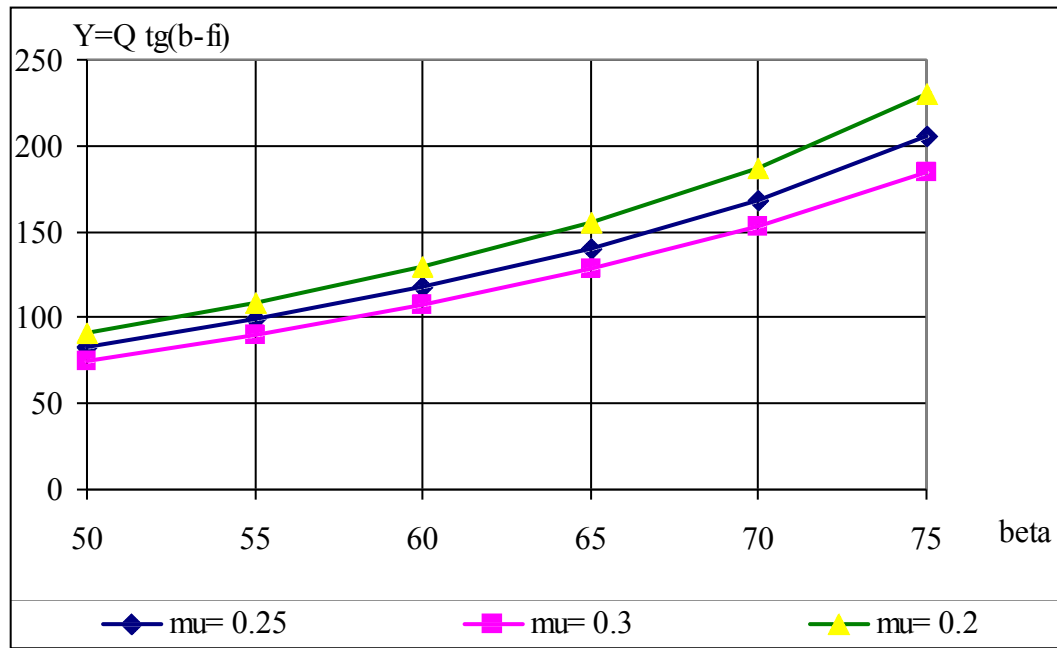


Рисунок 2.19 – Значения горизонтальной поперечной силы, приложенной в точке контакта колеса и рельса, в зависимости от коэффициента трения (μ) и угла наклона образующей конической части колеса к горизонту (β) (перед скольжением колеса вниз)

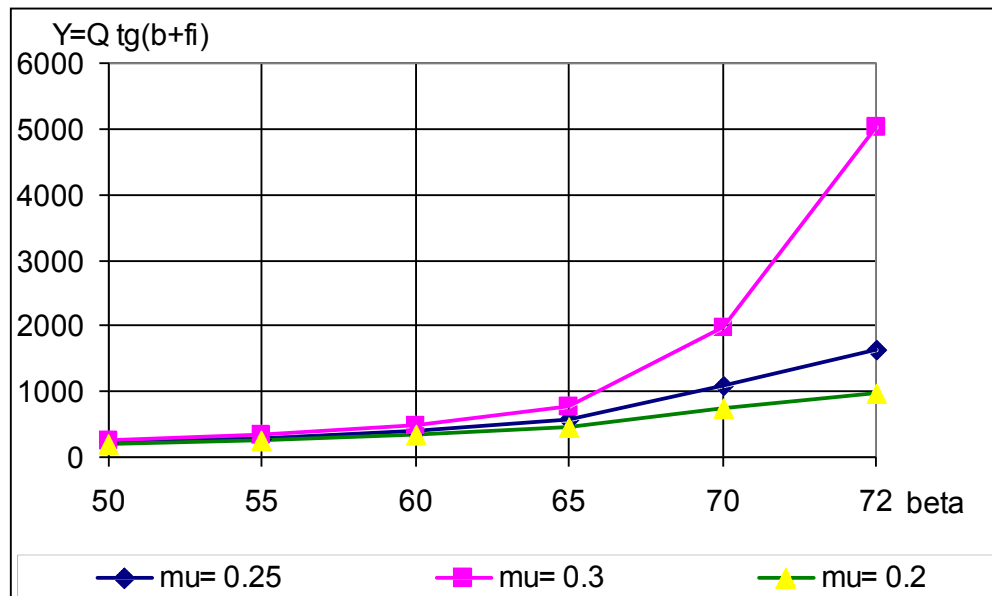


Рисунок 2.20 – Значения горизонтальной поперечной силы, приложенной в точке контакта колеса и рельса, в зависимости от коэффициента трения (μ) и угла наклона образующей конической части колеса к горизонту (β) (перед всползанием колеса вверх)

Из графиков видно, что в состоянии предельного равновесия перед скольжением колеса вниз относительно головки рельса уменьшение коэффициента трения полезно (см. рис. 2.19). В режиме всползания колеса вверх относительно головки рельса уменьшение коэффициента трения вредно (см. рис. 2.20).

2.4 Уточнение методов оценки безопасности от схода колеса с рельсов

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 [230] определяется по формуле (рис. 2.21):

$$K_y = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot \frac{Q}{Y} = \lambda_1 \frac{Q}{Y} \quad (2.36)$$

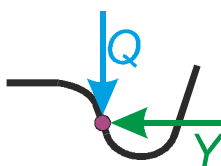


Рисунок 2.21 – Схема сил в задаче Надаля

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

Коэффициент λ_1 в формуле Надаля характеризует соотношение боковой и вертикальной сил при равновесии. Надежность состояния скольжения в формуле (2.36) 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 (рис. 2.22). Возвращает колеса сила

$$S_{\varepsilon} = Q \sin \beta, \quad (2.37)$$

препятствует опусканию колеса – сумма сил

$$S_{np} = Y \cos \beta + \mu (Y \sin \beta + Q \cos \beta). \quad (2.38)$$

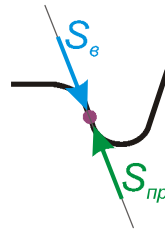


Рисунок 2.22 – Схема сил, возвращающих колесо вниз и препятствующих скольжению колеса вниз

По аналогии с предыдущим в качестве оценки интенсивности скольжения или безопасности от схода K'_y естественно взять отношение указанных сил (2.37), (2.38), то есть

$$K'_y = \frac{S_{\varepsilon}}{S_{np}} = \frac{Q \sin \beta}{Y \cos \beta + Y \mu \sin \beta + Q \mu \cos \beta}. \quad (2.39)$$

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

$$K'_y = \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta + \frac{Q}{Y} \cdot \mu} \cdot \frac{Q}{Y} = \lambda_2 \left(\frac{Q}{Y} \right) \cdot \frac{Q}{Y}. \quad (2.40)$$

Рассмотрим значения K'_y при разных значениях отношения Q/Y (табл. 2.4).

Таблица 2.4 – Зависимость значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов от отношения вертикальной силы к горизонтальной

Q/Y	K'_y	K_y	%
1	1,033	1,028	0,5
2	1,8	2,07	13
3	2,38	3,09	23

Данные табл. 2.4 показывают, что результаты оценки условий интенсивности скольжения по величине отношения 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 (2.40) для оценки интенсивности скольжения гребня колеса по головке рельса является более точной для оценки безопасности движения от схода колеса с рельсов, чем формула (2.36). При этом коэффициент Надаля в формуле (2.36) зависит только от угла наклона образующей гребня к горизонтали и от коэффициента трения и не зависит от отношения приложенных к колесу сил горизонтальной поперечной и вертикальной. В формуле (2.40) коэффициент λ_2 зависит от отношения указанных сил.

Для иллюстрации изложенного были проведены расчеты коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса по формулам (2.36) и (2.40) в зависимости от отношения Q/Y (рис. 2.23, 2.24, табл. 2.5, 2.6) или значения горизонтальной поперечной силы Y (рис. 2.25, 2.26, табл. 2.7, 2.8) и при разных значениях угла наклона гребня колеса β .

Таблица 2.5 – Значения коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по разным формулам, в зависимости от отношения Q/Y ($\beta = 60^\circ$).

Q/Y	$K_y(\text{РД})$	$K_y(\text{лок})$	K_y	доп.	%
10	10,332	6,968	4,399	1,3	57,4
5	5,166	4,250	3,224	1,3	37,6
3,33	3,444	3,058	2,545	1,3	26,1
2,50	2,583	2,388	2,102	1,3	18,6
2,00	2,066	1,958	1,790	1,3	13,4
1,67	1,722	1,660	1,559	1,3	9,4
1,43	1,476	1,441	1,381	1,3	6,4
1,25	1,291	1,272	1,239	1,3	4,0
1,11	1,148	1,139	1,124	1,3	2,1
1,00	1,033	1,032	1,028	1,3	0,5

Таблица 2.6 – Значения коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по разным формулам в зависимости от отношения Q/Y ($\beta = 70^\circ$)

Q/Y	$K_y(\text{РД})$	$K_y(\text{лок})$	K_y	доп.	%
10	14,7856	11,851	6,551572	1,3	55,7
5	7,393	6,632	4,671	1,3	36,8
3,33	4,929	4,604	3,629	1,3	26,4
2,50	3,696	3,526	2,967	1,3	19,7
2,00	2,957	2,857	2,509	1,3	15,1
1,67	2,464	2,401	2,174	1,3	11,8
1,43	2,112	2,071	1,918	1,3	9,2
1,25	1,848	1,821	1,716	1,3	7,2
1,11	1,643	1,624	1,552	1,3	5,5
1,00	1,479	1,466	1,417	1,3	4,2

Таблица 2.7 – Значения коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по разным формулам в зависимости от значения горизонтальной поперечной силы Y ($\beta = 60^\circ$)

Y	$K_y(\text{РД})$	$K_y(\text{лок})$	K_y	доп.	%
10	10,33	6,97	4,40	1,3	57,4
20	5,166	4,250	3,224	1,3	37,6
30	3,444	3,058	2,545	1,3	26,1
40	2,583	2,388	2,102	1,3	18,6
50	2,066	1,958	1,790	1,3	13,4
60	1,722	1,660	1,559	1,3	9,4
70	1,476	1,441	1,381	1,3	6,4
80	1,291	1,272	1,239	1,3	4,0
90	1,148	1,139	1,124	1,3	2,1
100	1,033	1,032	1,028	1,3	0,5

Таблица 2.8 – Значения коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по разным формулам в зависимости от значения горизонтальной поперечной силы Y ($\beta = 70^\circ$)

Y	$K_y(\text{РД})$	$K_y(\text{лок})$	K_y	доп.	%
10	14,79	11,85	6,55	1,3	55,7
20	7,393	6,632	4,671	1,3	36,8
30	4,929	4,604	3,629	1,3	26,4
40	3,696	3,526	2,967	1,3	19,7
50	2,957	2,857	2,509	1,3	15,1
60	2,464	2,401	2,174	1,3	11,8
70	2,112	2,071	1,918	1,3	9,2
80	1,848	1,821	1,716	1,3	7,2
90	1,643	1,624	1,552	1,3	5,5
100	1,479	1,466	1,417	1,3	4,2

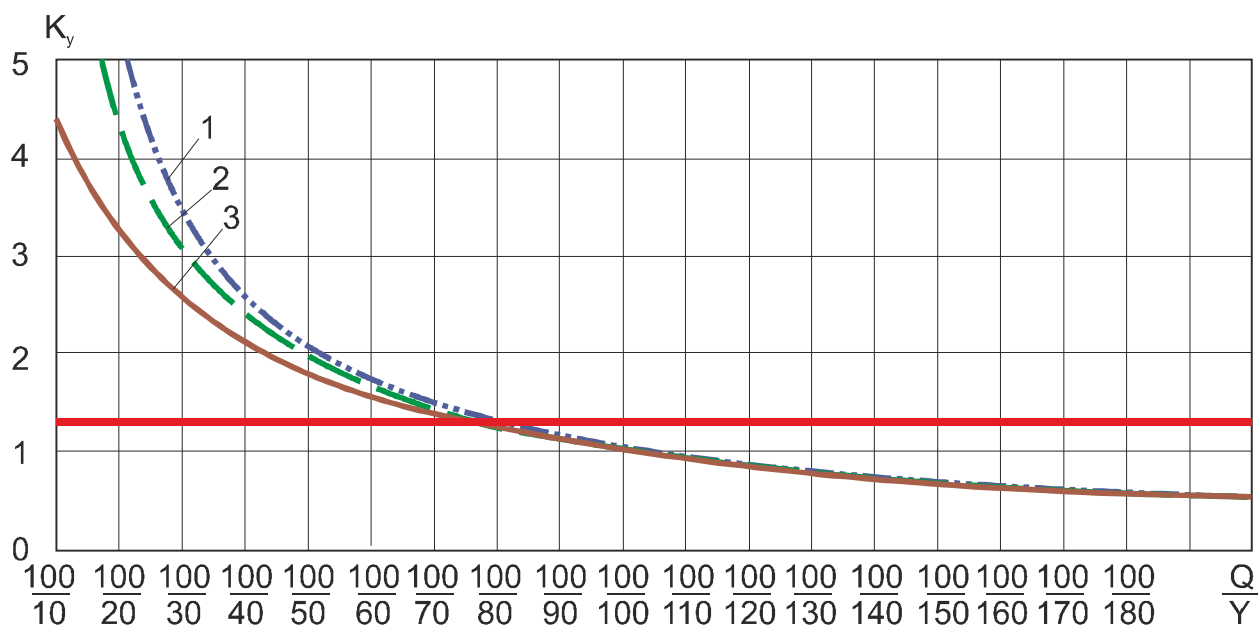


Рисунок 2.23 – График изменения коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса в зависимости от отношения Q/Y ($\beta = 60^\circ$)

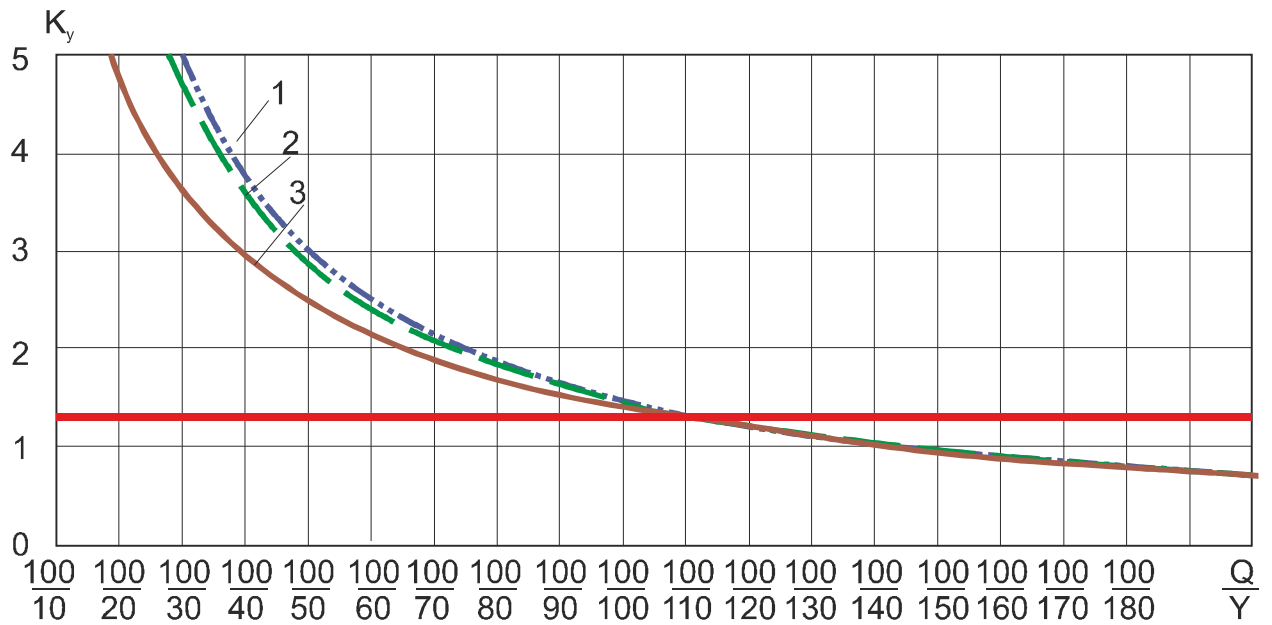


Рисунок 2.24 – График изменения коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса в зависимости от отношения Q/Y ($\beta = 70^\circ$)

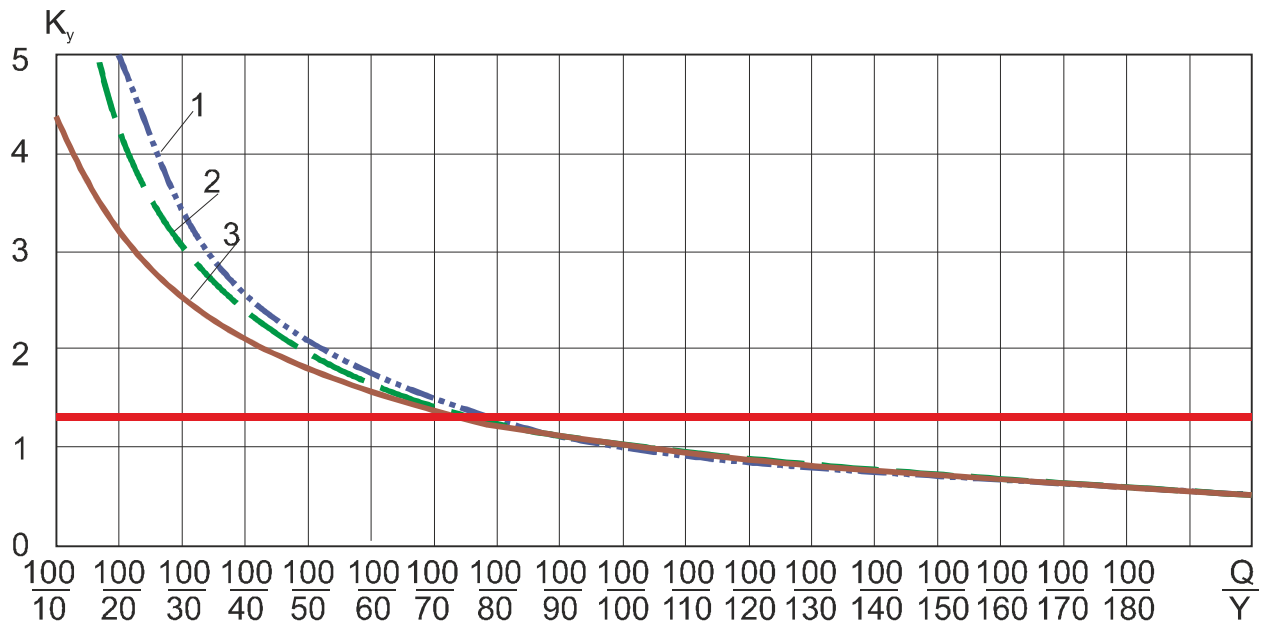


Рисунок 2.25 – График изменения коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса в зависимости от значения горизонтальной поперечной силы Y ($\beta = 60^\circ$)

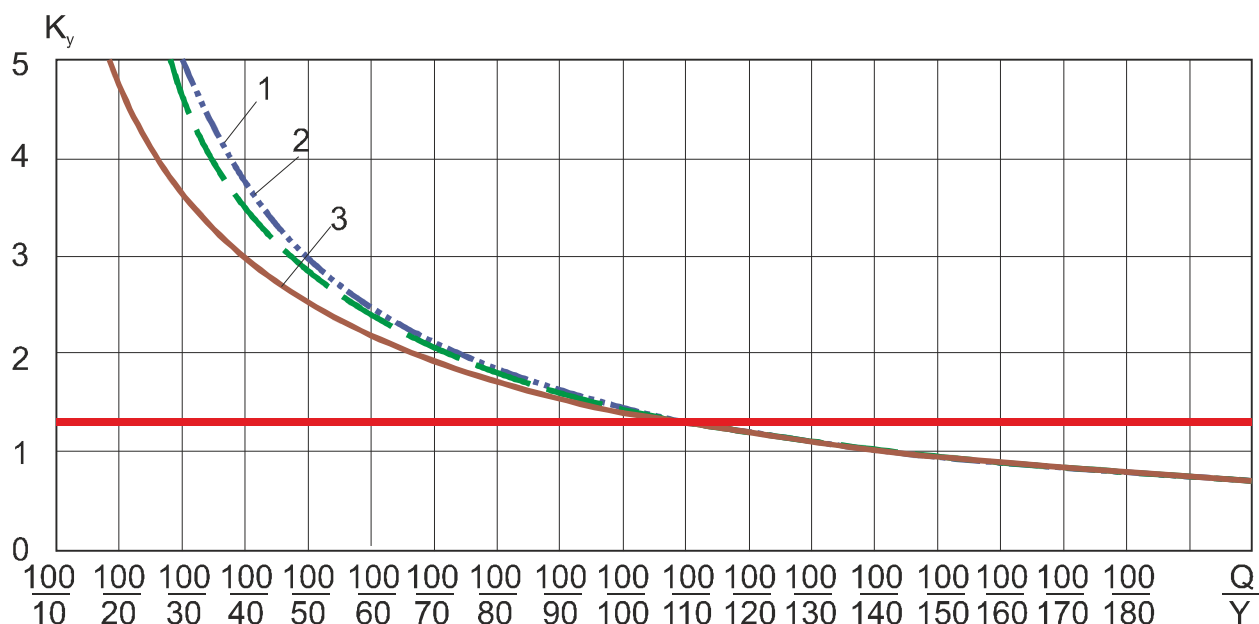


Рисунок 2.26 – График изменения коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса в зависимости от значения горизонтальной поперечной силы $Y (\beta = 70^\circ)$

Анализ графиков показывает, что коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленный по предлагаемой формуле (2.40), предъявляет более жесткие условия по сходу колеса с рельсов, чем коэффициент, вычисленный по формуле (2.36).

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.

Результаты применения предложенной в диссертации уточненной формулы (1.40) для определения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов наряду с известными формулами, приведенными в РД и

Нормах локомотивных при обработке результатов натурных испытаний представлены в табл. 2.9 и 2.10, а также на рис. 2.28 и 2.29. Испытания груженого полувагона производства Казахстан проводились на разных участках (прямая, кривые радиусом от 400 до 700 м) при разных скоростях движения. Исходные данные для исследуемого экипажа были следующими: $\mu=0,25$, $\beta=60^\circ$, $Q_{ш}=120 \text{ кН}$, $q=17,4 \text{ кН}$, $2b=2,036 \text{ м}$, $a_1=0,264 \text{ м}$, $a_2=0,219 \text{ м}$, $\ell=1,58 \text{ м}$, $r=0,478 \text{ м}$.

Результаты сравнения значений коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленных по формуле РД и по формуле, предложенной в диссертации, представлены в табл. 2.9 (прямая), 2.10 (кривые) и рис. 2.28 (прямая), 2.29 (кривые).

Таблица 2.9 – Значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов для груженого полувагона производства Казахстан при движении по прямой (ось 11)

V, км/ч	Ку(РД)	Ку	%	доп.
40	2,51	2,06	17,93	1,3
50	1,94	1,71	11,86	1,3
60	1,74	1,57	9,77	1,3
70	1,68	1,53	8,93	1,3
80	1,55	1,43	7,74	1,3
90	1,63	1,5	7,98	1,3
100	2,14	1,84	14,02	1,3
110	1,76	1,59	9,66	1,3
120	1,68	1,53	8,93	1,3
130	1,93	1,7	11,92	1,3

Таблица 2.10 – Значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов для груженого полувагона производства Казахстан при движении по кривой среднего радиуса от 400 до 700 м (ось 11)

V	$K_y(\text{РД})$	K_y	% (РД-нов)	доп.
40	1,95	1,72	11,79	1,3
50	1,47	1,38	6,12	1,3
60	1,43	1,35	5,59	1,3
70	1,26	1,21	3,97	1,3

Из приведенных графиков видно, что предлагаемая формула (2.40) для вычисления коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов более жестко оценивает запаса устойчивости. Поэтому предлагается для оценки безопасности от схода колеса с рельсов применять предложенную в диссертации формулу.

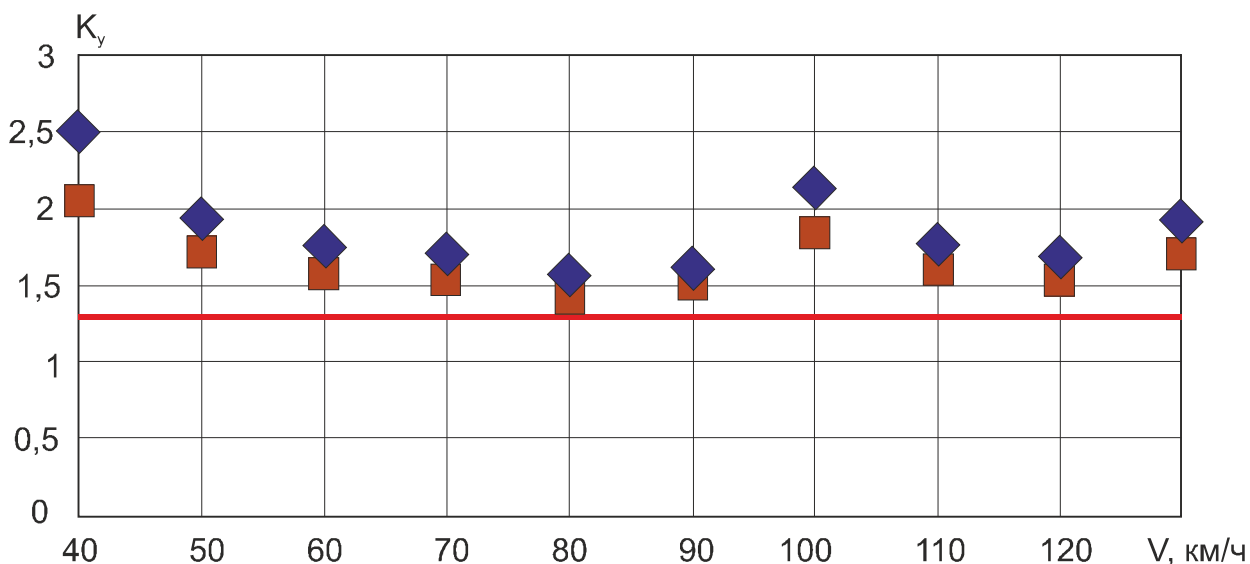


Рисунок 2.27 Значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов для груженого полувагона производства Казахстан при движении по прямой (ось 11): $\square$ – формула РД; $\diamond$ – уточненная формула

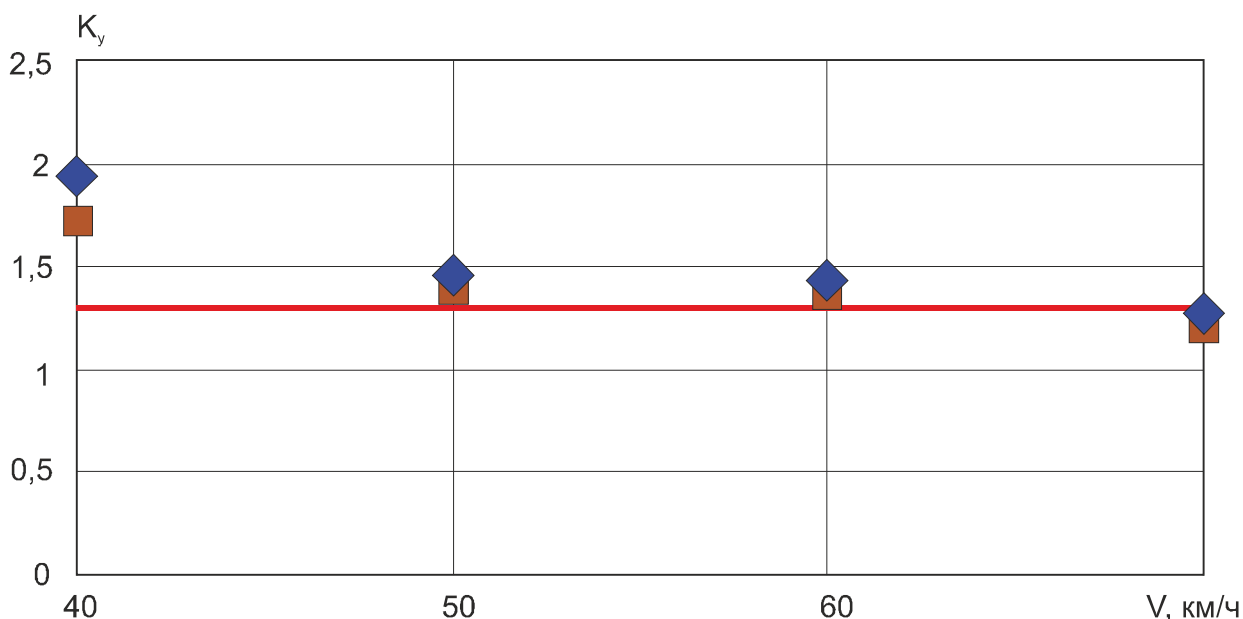


Рисунок 2.28 – Значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов для груженого полувагона производства Казахстан при движении по кривой среднего радиуса от 400 до 700 м (ось 11): $\diamond$ – формула РД; $\square$ – уточненная формула

2.5. Об эквивалентности критериев безопасности от схода колеса с рельсов при использовании направляющей или боковой силы

Еще в 1976 г. в работе [155] отмечалось, что до тех пор не было единого мнения, какое из отношений $\frac{Y_B}{Q}$, $\frac{Y_H}{Q}$, $\frac{Y_P}{Q}$ горизонтальных поперечных сил, действующих на колесную пару, к вертикальной силе Q , действующей в точке контакта конической части гребня (при однотоочечном контакте) с головкой рельса, следует выбрать в качестве критерия безопасности колеса от схода с рельсов. Здесь через Y_B обозначена боковая сила в точке контакта гребня и головки рельса, через Y_H – направляющая сила, через Y_P – рамная сила, то есть горизонтальная поперечная сила, действующая на колесную пару со стороны рамы тележки.

Так, например, для оценки безопасности от схода колеса с рельсов для вагонов используется коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, в который входит критерий безопасности (2.41) как отношение боковой силы $Y_{\text{б}}$ к вертикальной Q , действующих в точке контакта гребня набегающего колеса с головкой рельса при одноточечном контакте [284]:

$$\frac{Y_{\text{б}}}{Q} < \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \text{tg}\beta} = \frac{\sin\beta - \mu \cos\beta}{\cos\beta + \mu \sin\beta}, \quad (2.41)$$

а для оценки безопасности движения локомотивов и моторвагонного подвижного состава используется коэффициент запаса устойчивости, в который входит критерий (2.42) как отношение направляющей силы $Y_{\text{н}}$ к вертикальной Q [228, 229]:

$$\frac{Y_{\text{н}}}{Q} < \frac{1}{\text{ctg}\beta + \mu} = \frac{\sin\beta}{\cos\beta + \mu \sin\beta}, \quad (2.42)$$

Здесь β – угол наклона образующей конической части гребня к горизонту;
 μ – коэффициент трения.

Покажем эквивалентность критериев безопасности от схода колеса с рельсов, в которых используется либо боковая, либо направляющая сила, а также проведем анализ выражений для коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, использующих указанные критерии.

Для этого проанализируем выражения критериев безопасности от схода колеса с рельсов, в которых используется боковая или направляющая сила в положении предельного равновесия системы, а также выражения для коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов при использовании указанных критериев. При этом используем известное соотношение [202]

$$Y_H = N \sin \beta \quad (2.43)$$

и [19]

$$Y_H = Y_B + H_1, \quad (2.44)$$

где N – нормальная реакция рельса в точке контакта;

H_1 – проекция на горизонтальную ось силы трения T в точке контакта набегающего колеса с рельсом.

Так как

$$T = \mu \cdot N, \quad (2.45)$$

а

$$H_1 = T \cos \beta = \mu N \cos \beta, \quad (2.46)$$

то, используя (1.43), (1.44) и (1.46), получим

$$Y_B = N (\sin \beta - \mu \cos \beta). \quad (2.47)$$

Подставив (2.47) в (2.41), выразим критерий безопасности (1.41) через нормальную силу N :

$$\frac{N}{Q} < \frac{1}{\cos \beta + \mu \sin \beta}. \quad (2.48)$$

Аналогично, подставив (1.43) в выражение критерия (1.42), получим:

$$\frac{N}{Q} < \frac{1}{\cos\beta + \mu \sin\beta}, \quad (2.49)$$

то есть выражения критериев (2.41) и (2.42) приведены к одному и тому же выражению, что свидетельствует об их эквивалентности.

Иным путем это можно показать, если взять отношение выражений (2.43) и (2.47):

$$\frac{Y_H}{Y_B} = \frac{\sin\beta}{\sin\beta - \mu \cos\beta}, \quad (2.50)$$

из которого следует, что

$$Y_H = Y_B \frac{\sin\beta}{\sin\beta - \mu \cos\beta}. \quad (2.51)$$

Легко проверить, что подстановкой (2.51) в (2.42) можно получить критерий безопасности (2.41).

Критерии равны, когда колесная пара находится в состоянии предельного равновесия.

Если же это состояние нарушается, то к силам статики добавляются инерционные силы. А значит коэффициенты запаса устойчивости, вычисленные по этим критериям, будут неодинаковыми, но близкими друг к другу. Об этом будет показано ниже.

Из эквивалентности выражений критерия безопасности (2.41) и (2.42) следует, что для оценки безопасности движения подвижного состава от схода колеса с рельсов равнозначно применение и того, и другого выражения (2.41) или (2.42). Выбор одного из этих выражений для оценки безопасности движения подвижного состава от схода колеса с рельсов можно оценивать рав-

нозначно по любому из них, и выбор того или иного определяется удобством его использования, и нет смысла рассматривать эти критерии как независимые.

Для количественной оценки опасности схода колеса с рельса принято использовать коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельсов.

Для вагонов используют коэффициент запаса устойчивости, представляющий отношение в состоянии предельного равновесия перед скольжением колеса вниз относительно головки рельса теоретического значения боковой силы к вертикальной нагрузке на набегавшем колесе к его опытному значению [284]:

$$K_{y1} = \frac{\left(\frac{Y_B}{Q}\right)_{\text{теор.}}}{\left(\frac{Y_B}{Q}\right)_{\text{оп.}}} \quad (2.52)$$

Если выразить формулу (2.52) через динамические показатели конкретного вагона, то, как известно, эта формула примет вид:

$$\begin{aligned} K_{y1} &= \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \text{tg}\beta} \cdot \frac{Q}{Y_B} = \\ &= \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \text{tg}\beta} \cdot \frac{2Q_{\text{ш}} \left[\frac{b - a_2}{\ell} (1 - k_{\text{дв1}}) - \frac{b}{\ell} k_{\text{дв2}} \right] +}{Y_p + \mu \cdot \left\{ 2Q_{\text{ш}} \left[\frac{b - a_1}{\ell} (1 - k_{\text{дв1}}) + \frac{b}{\ell} k_{\text{дв2}} \right] - \right.} \\ &\quad \left. + Y_p \cdot \frac{r}{\ell} + q \cdot \frac{b - a_2}{\ell} \right. \\ &\quad \left. - Y_p \cdot \frac{r}{\ell} + q \cdot \frac{b - a_1}{\ell} \right\} \quad (2.53) \end{aligned}$$

где $Q_{ш}$ – сила тяжести обрессоренных частей вагона, действующая на шейку оси колесной пары;

q – сила тяжести необрессоренных частей, приходящихся на колесную пару;

$k_{дв1}$ – расчетное значение коэффициента вертикальной динамики экипажа;

$k_{дв2}$ – расчетное значение коэффициента динамики боковой качки;

$Y_p = k_{дг} \cdot P_{ст}$ – расчетное среднее значение рамной силы;

$k_{дг}$ – коэффициента горизонтальной динамики;

$P_{ст} = q + 2Q_{ш}$ – статическое давление колеса на рельс;

$2b$ – расстояние между серединами шеек оси;

ℓ – расчетное расстояние между средними точками контакта колес с рельсами;

$a_{1,2}$ – расстояние от точек контакта до середин шеек;

r – радиус среднеизношенного колеса.

Для локомотивов и моторвагонного подвижного состава используют коэффициент запаса устойчивости, представляющий отношение в состоянии предельного равновесия перед скольжением колеса вниз относительно головки рельса теоретического значения направляющего усилия к вертикальной нагрузке на набегавшем колесе к его опытному значению [229]:

$$K_{y2} = \frac{\left(\frac{Y_H}{Q} \right)_{\text{теор.}}}{\left(\frac{Y_H}{Q} \right)_{\text{оп.}}} \quad (2.54)$$

или, после выражения формулы (2.54) через динамические показатели конкретного локомотива, эта формула примет вид [229]:

$$\begin{aligned}
K_{y2} &= \frac{1}{\operatorname{ctg}\beta + \mu} \cdot \frac{Q}{Y_H} = \\
&= \frac{1}{\operatorname{ctg}\beta + \mu} \cdot \frac{Q_{\text{ш}}[2(b-a_2) - k_{\text{дв1}}(\ell+a_1) + a_2 k_{\text{дв2}}] +}{\left(Y_p \cdot \ell + \mu \cdot \left\{ Q_{\text{ш}}[2(b-a_1) - k_{\text{дв2}}(\ell+a_2) + a_1 k_{\text{дв1}}] - \right. \right.} \\
&\quad \left. \left. + Y_p \cdot r + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. - Y_p \cdot r + q \cdot (b-a_1) \right\} \right) \cdot (1 + \mu \sin\beta \cos\beta) + \\
&\quad \left. \frac{+ q \cdot (b-a_2)}{+ \{ Q_{\text{ш}}[2(b-a_2) - k_{\text{дв1}}(\ell+a_1) + a_2 \cdot k_{\text{дв2}}] + Y_p \cdot r + q(b-a_2) \} \mu \cos^2\beta} \right) \cdot \mu \cos^2\beta
\end{aligned} \tag{2.55}$$

Для анализа возможности использования формул (2.53) и (2.55) определим значения коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов по каждой из указанных формул для одного и того же локомотива при разных значениях его динамических параметров.

В качестве исходных данных возьмем данные магистрального грузо-пассажирского электровоза типа ДСЗ: $P_{\text{ст}} = 221$ кН, $q = 37$ кН, $\beta = 70^\circ$, $2b = 2,036$ м, $\ell = 1,58$ м, $a_1 = 0,264$ м, $a_2 = 0,219$ м, $r = 0,625$ м.

В первом варианте расчета рассматривается случай, когда берутся такие значения динамических параметров: коэффициенты вертикальной динамики в буксовой ступени подвешивания принимаются одинаковыми для набегающей и ненабегающей стороны колесной пары и их значения изменяются от 0 до 0,4. Коэффициент горизонтальной динамики принимается постоянным и равным $[k_{\text{дг}}] = 0,4$ (допускаемое значение). Результаты расчетов представлены на рис. 2.30. Здесь по горизонтали отложены значения коэффициентов вертикальной динамики в буксовой ступени рессорного подвешивания, а по вертикали – значение коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов. Пунктирная линия соответствует данным теоретических

исследований значений коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленным по формуле (2.53), которая использует боковую силу. Линия сплошная – значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по формуле (2.55) с использованием направляющей силы. Прямая горизонтальная линия – допускаемые значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов для локомотивов.

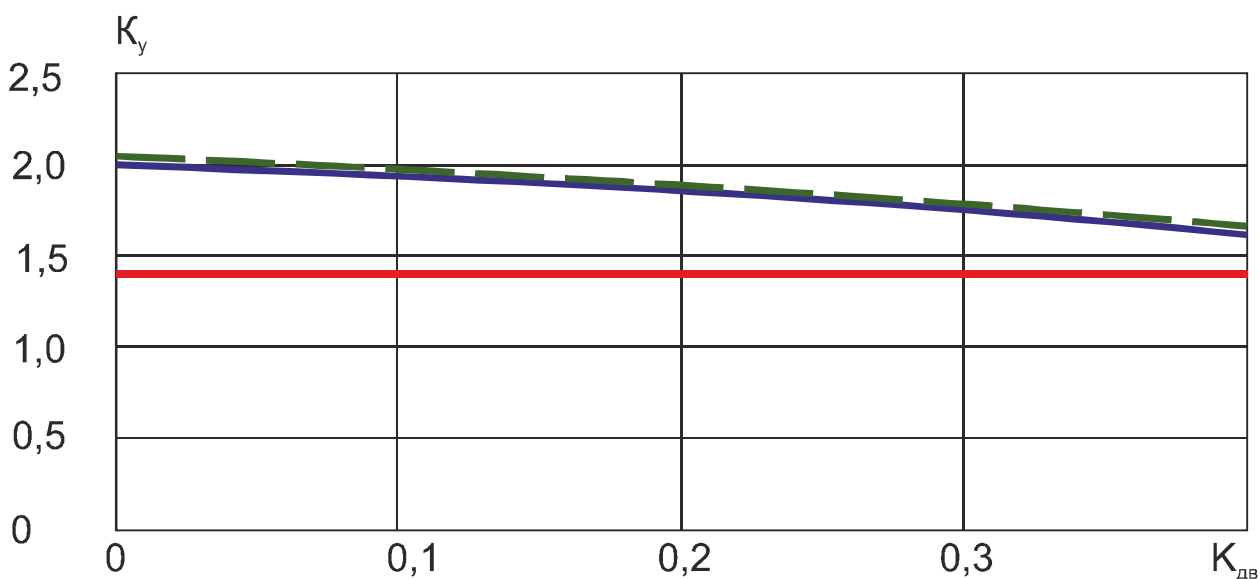


Рисунок 2.29 – Значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по критерию с боковой силой (РД) и с направляющей силой (лок.) при изменении $K_{дв}$

Из рис. 2.29 видно, что значения коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по формулам (2.53) и (2.55), достаточно близки, причем они имеют бóльшие расхождения при бóльших значениях коэффициента запаса устойчивости, что мало существенно для оценки безопасности движения от схода колеса с рельсов, а при меньших значениях K_y вблизи его допускаемых нормативными документами [229] значениях практически совпадают (расхождение составляет 1 %).

Во втором варианте расчета рассматривается случай, когда коэффициенты вертикальной динамики в буксовой ступени подвешивания принимают-

ся одинаковыми для набегающей и ненабегающей стороны колесной пары и равными 0,4, а коэффициент горизонтальной динамики изменяется от 0 до 0,4. Результаты расчетов представлены на рис. 2.31. Здесь по горизонтали отложены значения коэффициентов вертикальной динамики в буксовой ступени рессорного подвешивания, а по вертикали – значение коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов. Линия пунктирная – это значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по формуле (2.53), которая использует боковую силу. Линия сплошная – значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по формуле (2.55) с использованием направляющей силы. Сплошная горизонтальная линия – допускаемые значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов для локомотивов.

Из рис. 2.30 видно, что значения коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по формулам (2.53) и (2.55), также достаточно близки и имеют большие расхождения при больших значениях коэффициента запаса устойчивости, что мало существенно для оценки безопасности движения от схода колеса с рельсов, а при меньших значениях K_y вблизи его допускаемых нормативными документами [229] значениях также практически совпадают (расхождение составляет 1 %).

Анализ возможностей применения критериев (2.41) и (2.42) в практике расчетов и экспериментов показал, что преимущества в этом отношении имеет критерий (2.41) по боковой силе. Эти преимущества заключаются в следующем.

1. В случае использования из опыта сил, действующих со стороны надрессорного строения на колесную пару, при использовании формулы (2.53), полученной на основании первого критерия, упрощается расчетная формула по сравнению с формулой (2.55) для расчета K_{y2} , полученной по

второму критерию, так как вычисление боковой силы по указанным данным проще, чем направляющей силы.

2. При использовании из опыта сил взаимодействия колеса и рельса в точке контакта непосредственно, например, с помощью тензометрической колесной пары, определяется боковая сила, значения которой прямо подставляются в формулу для оценки безопасности движения от схода колеса с рельсов без всяких пересчетов. А в том случае, когда используется формула, в которую входит направляющая сила, то для ее определения нужны дополнительные расчеты.

3. Упрощается сравнение данных испытаний по критерию (2.41) с данными, полученными при помощи европейских норм [359], так как в этих нормах используется критерий безопасности движения от схода колеса с рельсов, связанный с боковой силой.

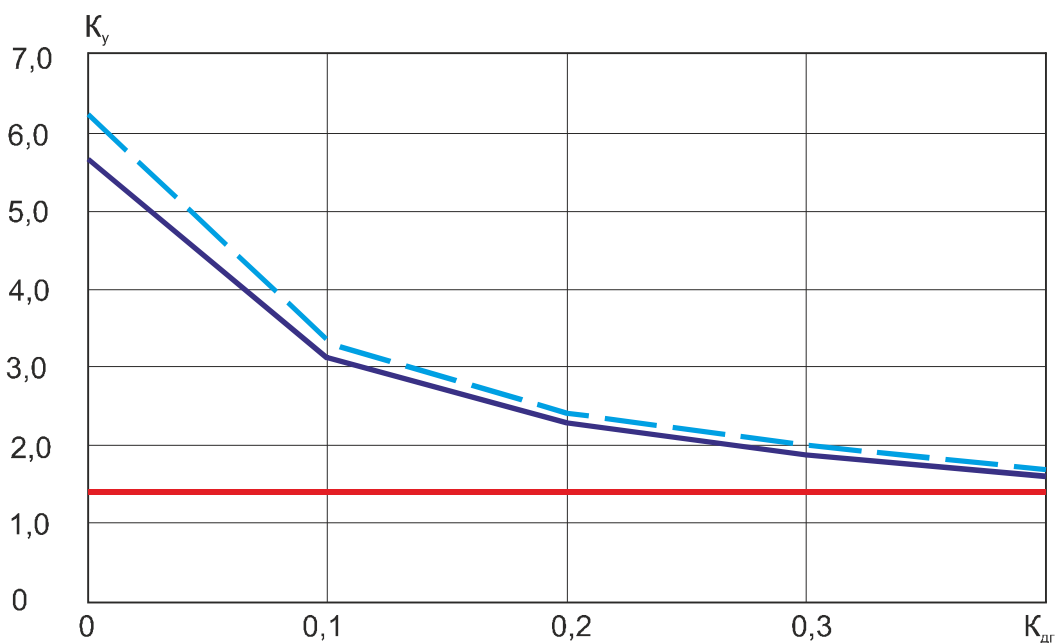


Рисунок 2.30 – Значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленные по критерию с боковой силой (РД) и с направляющей силой (лок.) при изменении $K_{дг}$

Для оценки безопасности от схода с рельсов вагонов, локомотивов и других видов рельсового подвижного состава, как уже отмечалось, существует разнообразие подходов к оценке условий безопасности и решению указанной проблемы. Так, для оценки безопасности движения локомотивов и моторвагонного подвижного состава используется коэффициент запаса устойчивости, в который входит критерий безопасности как отношение направляющей силы к вертикальной [227]. Для оценки безопасности от схода колеса с рельсов для вагонов используется коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, в который входит критерий безопасности как отношение боковой силы к вертикальной, действующих в точке контакта гребня набегающего колеса с головкой рельса при однотоочечном контакте [284, 230].

В состоянии предельного равновесия указанные критерии безопасности от схода колеса с рельсов, в которых используется либо боковая, либо направляющая сила, эквивалентны [46]. При этом анализ возможностей применения указанных критериев в практике расчетов и экспериментов показал, что преимущества в этом отношении имеет критерий по боковой силе [46].

Если же состояние равновесия нарушается, то к силам статики добавляются инерционные силы. И коэффициенты устойчивости, вычисленные по формулам с применением боковой или направляющей силы, будут неодинаковыми.

Необходимо также заметить, что 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 колеса [37].

Далее в работе проводятся теоретические исследования зависимости от динамических показателей локомотива коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленного по формулам, в которых используются либо боковая сила, либо направляющая сила, либо силы, действующие вдоль по направляющей конической части профиля колеса.

В качестве объекта исследования был взят четырехосный грузо-пассажирских электровоз переменного тока типа ДСЗ, работы по созданию которого были начаты еще в 1998 году и на котором реализованы ряд принципиально новых технических решений. Электровоз ДСЗ является базовым в Украине электровозом с асинхронными тяговыми двигателями [118].

Для того чтобы установить зависимость от динамических показателей электровоза коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса при использовании направляющей, боковой или скатывающей силы, выполнены расчеты по определению указанного коэффициента устойчивости при различных значениях коэффициентов вертикальной динамики в первой и второй ступени рессорного подвешивания. Коэффициент горизонтальной динамики принимался постоянным и равным допускаемому значению 1,4 [227].

В качестве исходных данных магистрального грузо-пассажирского электровоза типа ДСЗ были взяты следующие значения: статическое давление колеса на рельс 221 кН, сила тяжести необрессоренных частей, приходящаяся на колесную пару, 37 кН, угол наклона образующей гребня колеса к горизонтальной плоскости 70 град., расстояние между точками приложения вертикальных нагрузок к шейкам оси колесной пары 2,036 м, расстояние между точками приложения вертикальной нагрузки на шейку оси на набегавшем колесе и точкой контакта на гребне 0,264 м, расстояние между точками приложения вертикальной нагрузки на шейку оси на ненабегавшем колесе и точкой контакта на его поверхности катания 0,219 м, радиус колеса по кругу катания 0,625 м [118].

В результате проведенных теоретических исследований были построены графики зависимости коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов от динамических показателей электровоза.

Результаты расчета представлены на рис. 2.32. По оси абсцисс откладывались значения коэффициента вертикальной динамики в первой ступени рессорного подвешивания электровоза ДСЗ, которые варьировались в преде-

лах от $-0,8$ до $+0,8$ с шагом $0,4$. По оси ординат – значения коэффициента вертикальной динамики во второй ступени рессорного подвешивания, которые варьировались в пределах от $-0,8$ до $+0,8$ с шагом $0,4$. По оси аппликат – коэффициент K_c (интенсивность скольжения) запаса устойчивости от схода колеса с рельсов. Линия 1 соответствует значениям коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленным по формуле, в которой использовалось отношение значения направляющей силы к вертикальной нагрузке на набегающем колесе [227] (назовем ее формулой локомотивной). Линия 2 соответствует значениям коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленным с использованием отношения значения боковой силы к вертикальной на набегающем колесе [284, 230] (назовем ее формула РД). Линия 3 соответствует значениям коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, вычисленным по формуле, в которой использовалось отношение сил, действующих по направлению скольжения гребня колеса относительно головки рельса [46] (формула уточненная). Линия 4 соответствует допускаемым для локомотивов нормами [227] значениям коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов.

Из рисунка видно, что при бóльших значениях коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельсов они различаются в бóльшей степени, что мало существенно для оценки безопасности от схода колеса с рельсов, а при меньших значениях вблизи допускаемых нормативными документами [1] значениях – в меньшей степени. При этом расхождение составляет: для формул РД и уточненной $3,5\%$, а для формул локомотивной и уточненной $6,7\%$.

Таким образом, для оценки безопасности от схода колеса с рельсов целесообразней использовать силы, действующие по линии скольжения колеса относительно головки рельса.

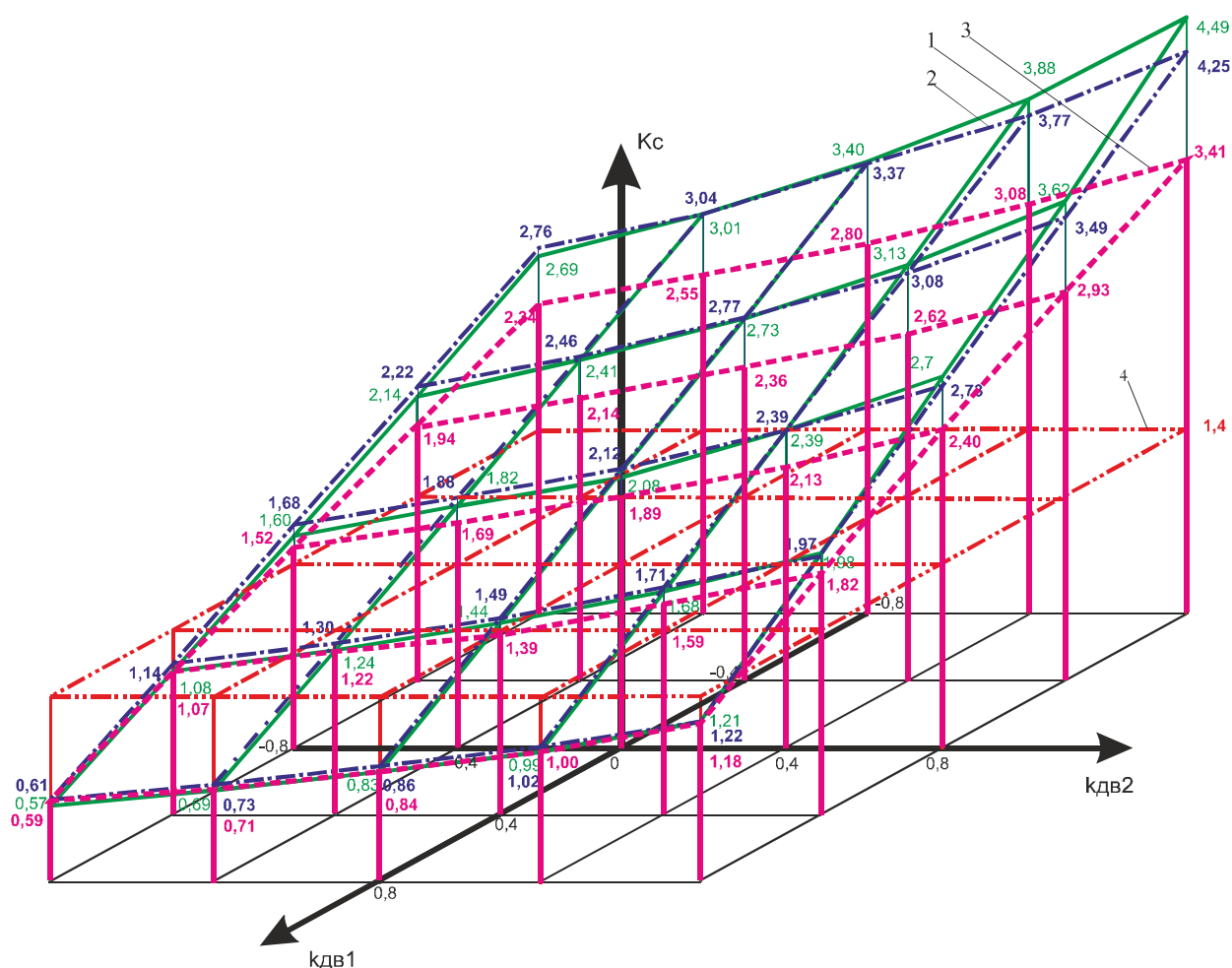


Рисунок 2.31 – Значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов в зависимости от значений коэффициентов вертикальной динамики первой и второй ступени подвешивания электровоза ДСЗ

Таким образом, при определении коэффициента запаса устойчивости локомотива от схода колеса с рельсов в качестве критерия безопасности было взято отношение силы, способствующей скатыванию колеса вниз относительно головки рельса, к силе, препятствующей этому скольжению. В этом случае при различных значениях коэффициентов вертикальной динамики в первой и второй ступени рессорного подвешивания электровоза типа ДСЗ и при допускаемом нормативными документами значении коэффициента горизонтальной динамики указанный критерий предъявляет более жесткие требования к оценке безопасности от схода с рельсов подвижного состава.

Таким образом, при определении коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов для локомотивов и моторвагонного подвижного состава обычно применяется формула, в которой используется направляющая сила. Результаты расчета показывают, что оценку интенсивности скольжения гребня колеса локомотива 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. При этом расхождение составляет: для формул РД и уточненной 3,5%, а для формул локомотивной и уточненной 6,7%.

Выводы по разделу 2

В данном разделе проведена оценка и анализ степени безопасности от схода колеса железнодорожного транспортного экипажа с рельсов, критериев безопасности от схода колеса с рельсов, в которых используется боковая или направляющая сила, рассмотрены совместно и условия безопасности, и условия схода как единого процесса взаимодействия колеса и рельса, а также даны рекомендации по оценке ситуации, когда критерий Надаля не выполняется, а схода колеса с рельса не происходит.

На основании анализа рассмотренных вопросов можно сделать такие выводы.

1. 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.

2. Так как 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 обоснованно.

3. Определение степени безопасности от схода колеса с рельсов по отношению силы, вызывающей скольжение гребня вниз, к величине сил, препятствующих этому движению, более точно, чем по отношению действующих на колесо вертикальной и горизонтальной поперечной силы.

4. 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.

5. Впервые получен критерий устойчивости, в котором учитывается угол наклона поверхности катания колеса ненабегающего колеса.

6. Установлен двойственный характер действия рамной силы на колесную пару в процессе вертикального скольжения гребня относительно головки рельса.

7. 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.

8. Предложено графическое представление критерия Надаля, которое позволяет в случае невыполнения критерия Надаля объяснить, почему не происходит сход колесной пары с рельсов.

9. Проведена детализация положений, касающихся оценки безопасности от схода колес с рельсов подвижного состава железных дорог, в указанной выше постановке.

10. Показана эквивалентность критериев безопасности от схода колеса с рельсов, полученных с использованием либо боковой, либо направляющей сил.

11. Показана тождественность коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов, полученных на основании критериев с использовани-

ем либо боковой, либо направляющей сил. При значениях коэффициента запаса устойчивости вблизи его допускаемых нормативными документами значениях расхождение составляет 1 %.

12. Показано, что в качестве критерия безопасности от схода колеса с рельсов выбрать критерий, представляющий собой отношение боковой силы к вертикальной в точке контакта гребня колеса с головкой рельса.

Результаты, приведенные в разделе, опубликованы в работах [25, 37, 38, 46, 141, 142, 143, 159]

РАЗДЕЛ 3

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИИ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ЭЛЕКТРОВОЗА

3.1 Структурный анализ систем подвешивания электровоза

Начиная с 1994 года отечественные производители подвижного состава по заказам Укрзализныци разработали и поставили на производство целый ряд новых грузовых и пассажирских вагонов, локомотивов, электропоездов и дизель-поездов [294]. Среди них – грузопассажирский электровоз переменного тока типа ДСЗ 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 ДСЗ-001.

Поскольку электровоз представляет собой систему твердых тел, соединенных между собой связями, то его можно отнести к таким понятиям, как механизм [288]. Вообще говоря, строением механизма определяются такие его важнейшие характеристики, 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 [286]. 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 на примере грузопассажирского магистрального электровоза ДСЗ соединения его элементов с точки зрения структурного анализа системы подвешивания на предмет наличия избыточных связей [247]. Электровоз имеет две двухосные тележки. Подвешивание кузова – люлечное, восьмиточечное (в тележке – четырехточечное) с параллельно расположенными гидроамортизаторами, работающими в вертикальном и горизонтальной направлениях. Кузов через люлечные 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 [151, 247]. 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 приспособляться 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. Малышева (как для пространственной системы) [286]:

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

где W – число степеней подвижности системы;

n – число подвижных звеньев;

$p_1, \dots, p_5$ – род кинематических пар.

Выбор системы координат, представленный на рис. 2.9, 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. 3.1 рядом с цифрой подвижного звена приведена цифра параллельно расположенной стороны подвижных звеньев.

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 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 .

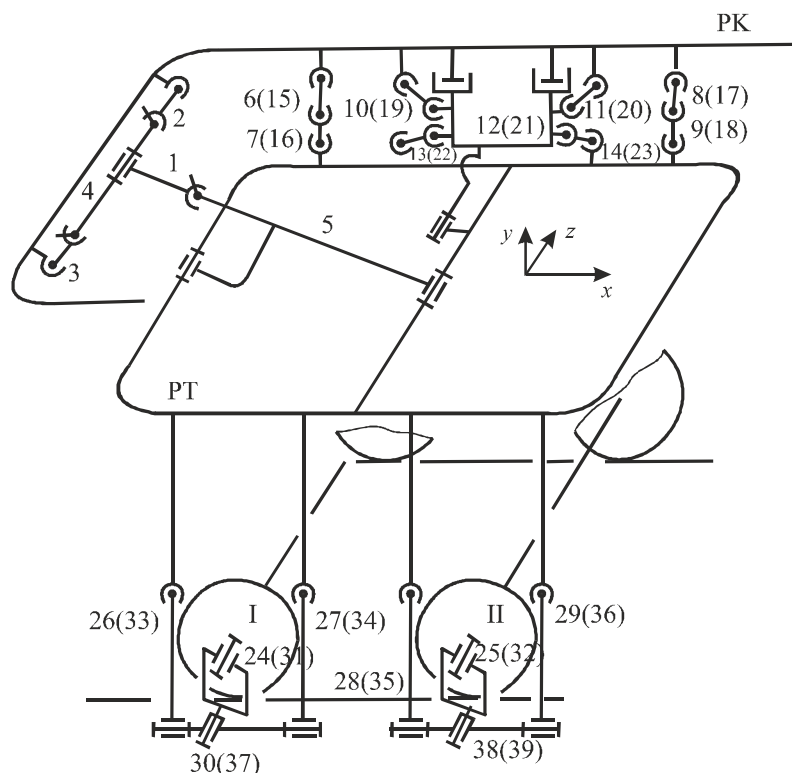


Рисунок 3.1 – Механическая система соединений электровоза типа ДСЗ

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 люлечного 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 $n=PT+PK+I+II+39=43$.

Запишем кинематические пары рассматриваемого механизма:

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

$$\begin{aligned}
& 26-30, 33-37, I-24, I-31, 24-30, 31-37, 27-30, 34-37, \\
& 28-38, 35-39, II-25, II-32, 25-38, 32-39, 29-38, 36-39; \\
p_2: & 6-7, 8-9, 15-16, 17-18, 3-4, 2-4, 1-5; \\
p_3: & PK-2, PK-3, PK-6, PK-15, PK-10, PK-19, PK-11, \\
& PK-20, PK-8, PK-17, 12-10, 21-19, 12-13, 21-22, 12-11, \\
& 21-20, 12-14, 21-23, PT-7, PT-16, PT-13, PT-22, PT-14, \\
& PT-23, PT-9, PT-18, PT-26, PT-33, PT-27, PT-34, \\
& PT-28, PT-35, PT-29, PT-36; \\
p_4: & PK-12, PK-12', PK-21, PK-21'.
\end{aligned}$$

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 электроваза типа ДСЗ спроектирована без избыточных связей.

3.2 Анализ структурной схемы тягового устройства электроваза

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 электроваза ДСЗ показали, что наклонная тяга в режиме выбега не является связью, а в режиме тяги – является (в ней появляется напряжение) [152]. Испытания также показали, что в режиме тяги (наличии напряжения в наклонной тяге) электроваз 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 допускаемые значения.

Стержни тягового устройства взаимодействуют с помощью гаек, шайб, резиновых шайб с кронштейнами на торцевом бруске рамы кузова. Соединение наклонной тяги с тележкой и балансиром выполнено через резиновую втулку, а со стержнями – с помощью шарнирных подшипников (рис. 3.2). Схема соединения наклонной тяги представлена на рис. 3.3.

Запишем кинематические пары рассматриваемого механизма.

– число кинематических пар первого рода:

$$p_1: 1-0, 1-2, 2-3, 2-0, (2)-0;$$

– число подвижных звеньев в системе: $n = 3$ (см. рис. 3.2);

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

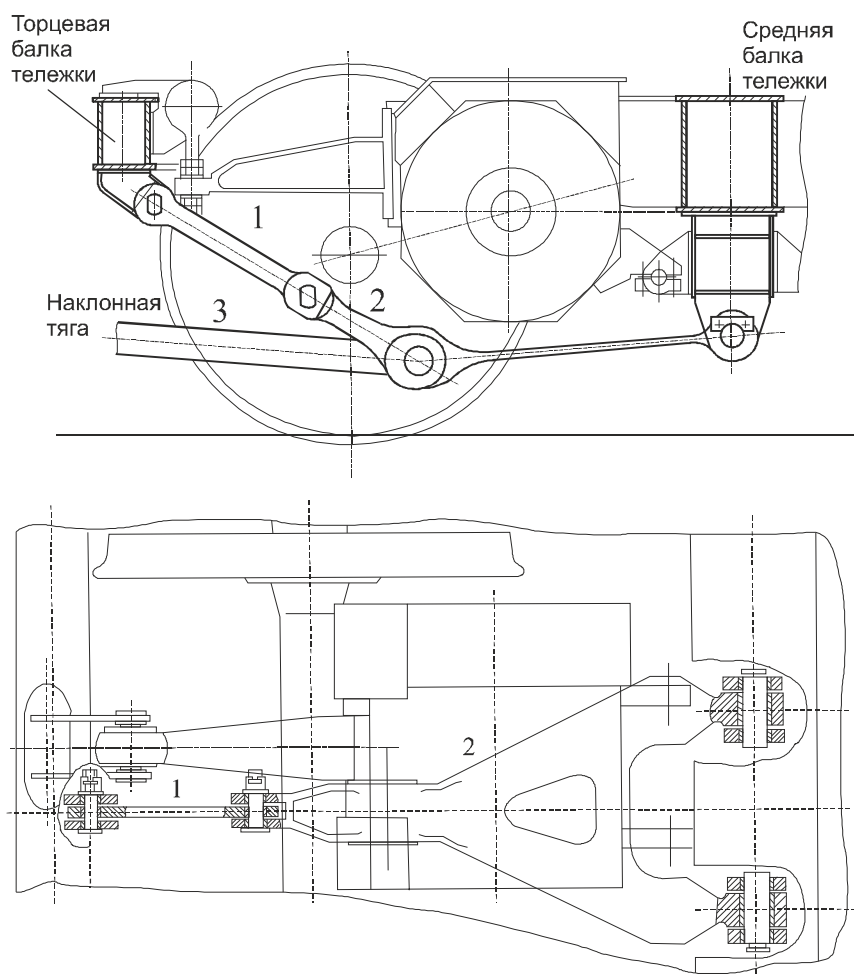


Рисунок 3.2 – Тяговое устройство электровоза ДСЗ

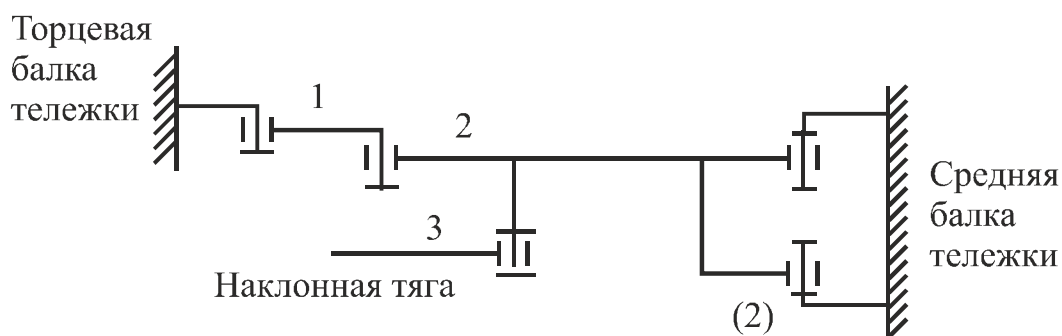


Рисунок 3.3 – Кинематические связи тягового устройства

Тогда число избыточных связей, подсчитанное по формуле Малышева (3.1), равно

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

Если убрать избыточную связь (2)–0, то количество избыточных связей механизма будет равно

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

Если вращательные кинематические пары 1–0 и 2–0 заменить пространственными путем постановкой 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.

3.3 Предложения по модернизации тормозной рычажной передачи электровоза

Грузо-пассажирский 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 бруске 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. Такая 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.

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 поперчины 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 [240, 241, 245].

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. 3.4а 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.

Первые 26 из кинематических пар – вращательные, а две последние – поступательные – имеют линейные перемещения. Всего $p_1 = 28$ пар. Связь между ТЦ и первым звеном – шарнирное соединение третьего рода p_3 : ТЦ–1, (ТЦ)–(1). Всего $p_3 = 2$. Подвижных звеньев $n = 9 + (8) + \text{ТЦ} + (\text{ТЦ}) + \text{КП} = 20$. Четвертое звено является общим для ТРП и (ТРП) – это жесткая поперечина между ними.

Система ТРП–(ТРП) первого колеса имеет

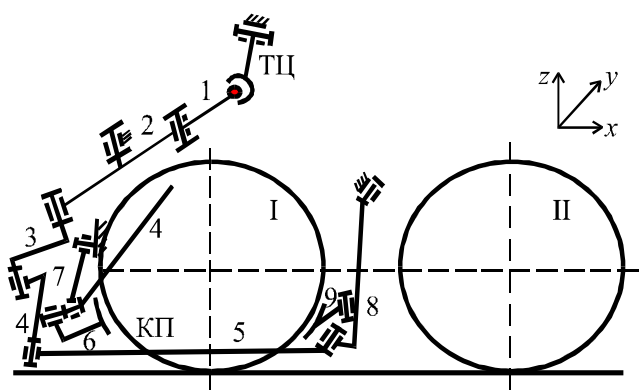
$$q = 5 - 6 \times 20 + 5 \times 28 + 3 \times 2 = 31$$

избыточную связь.

О наличии избыточных связей в ТРП свидетельствует тот факт, что при эксплуатационных испытаниях ДСЗ произошел навар металла колодки на поверхность катания колеса. Произошел нагрев бандажа колеса с последующим его проворотом. Это стало причиной прекращения испытаний, возврата электровоза на завод и замены колесной пары.

Рассмотрим ТРП, взаимодействующую со второй колесной парой [ТРП II] (рис. 3.4б).

а)



б)

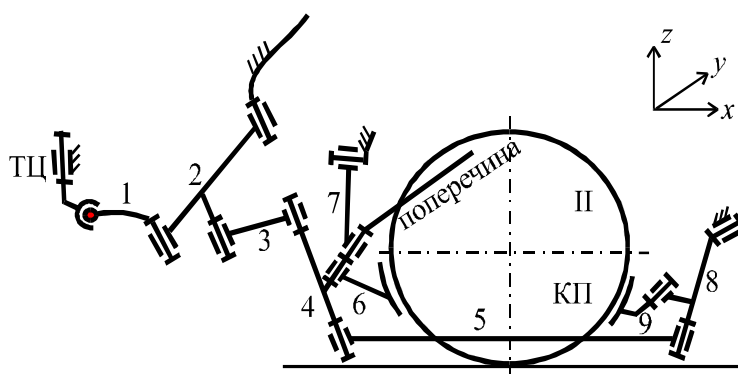


Рисунок 3.4 – Кинематические связи ТРП (ТРП): а) I первого колеса; б) II второго колеса

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. 3.5а), где цифрами обозначены число вносимых кинематической парой связей, а черточкой или фигурой – звено передачи либо тележки с их порядковыми номерами.

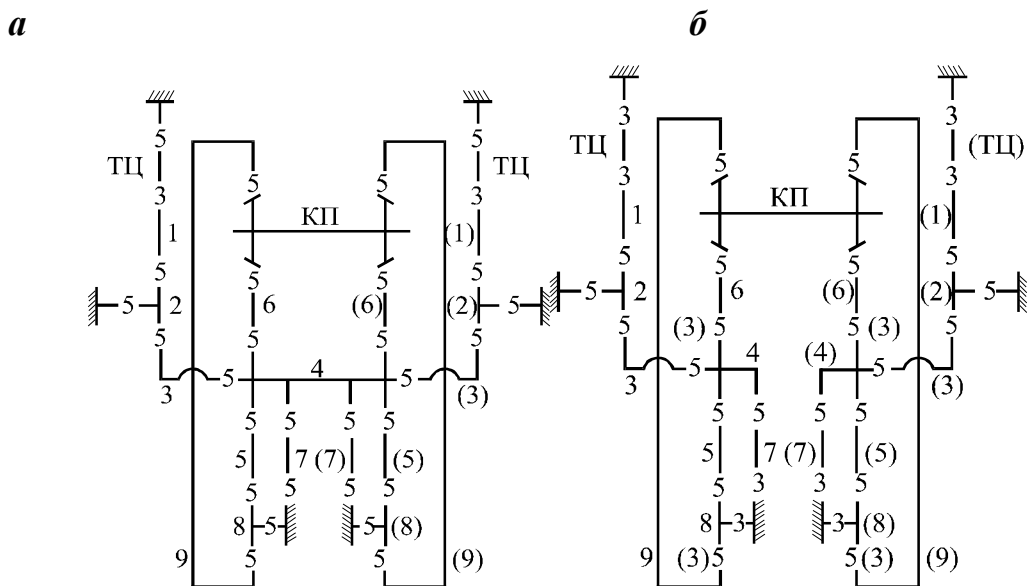


Рисунок 3.5 – Структурные формулы ТРП электровоза ДСЗ: а) существующей; б) рекомендуемой

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. 3.5б).

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. 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

$$q = 5 - 6 \times 21 + 5 \times 20 + 3 \times 10 = 9$$

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

$$q = 5 - 6 \times 21 + 5 \times 16 + 3 \times 14 = 1$$

избыточная 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.

3.4 Структурный анализ системы подвешивания тягового привода электровоза ДС3-001

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 стро-

ение пути, колесные пары, зубчатые передачи и, кроме того, ухудшаются условия коммутации двигателей [18].

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 [18], 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 ободу 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 Швеции, 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, укреплен-

ного 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 модернизации систем соединений элементов в тележке электровоза [51].

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 [287].

В работе [286] 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 [287]. 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. 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, за-

зор 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.

Привод при его размещении в тележке должен обеспечивать минимальный момент инерции тележки относительно вертикальной оси, вокруг которой происходят угловые колебания в горизонтальной плоскости [18].

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 перекося.

Поэтому поиск возможных решений, способствующих уменьшению этих перекосов, а также усовершенствование конструкции с учетом самонастройки 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 ЕР, Е). 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 ректорами является рациональный выбор угла наклона реактивной тяги подвески редуктора [18]. 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 [29].

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 [30]. 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° к вертикали, а окружная сила редуктора другого привода действует вниз под тем же углом к вертикали (рис. 3.6).

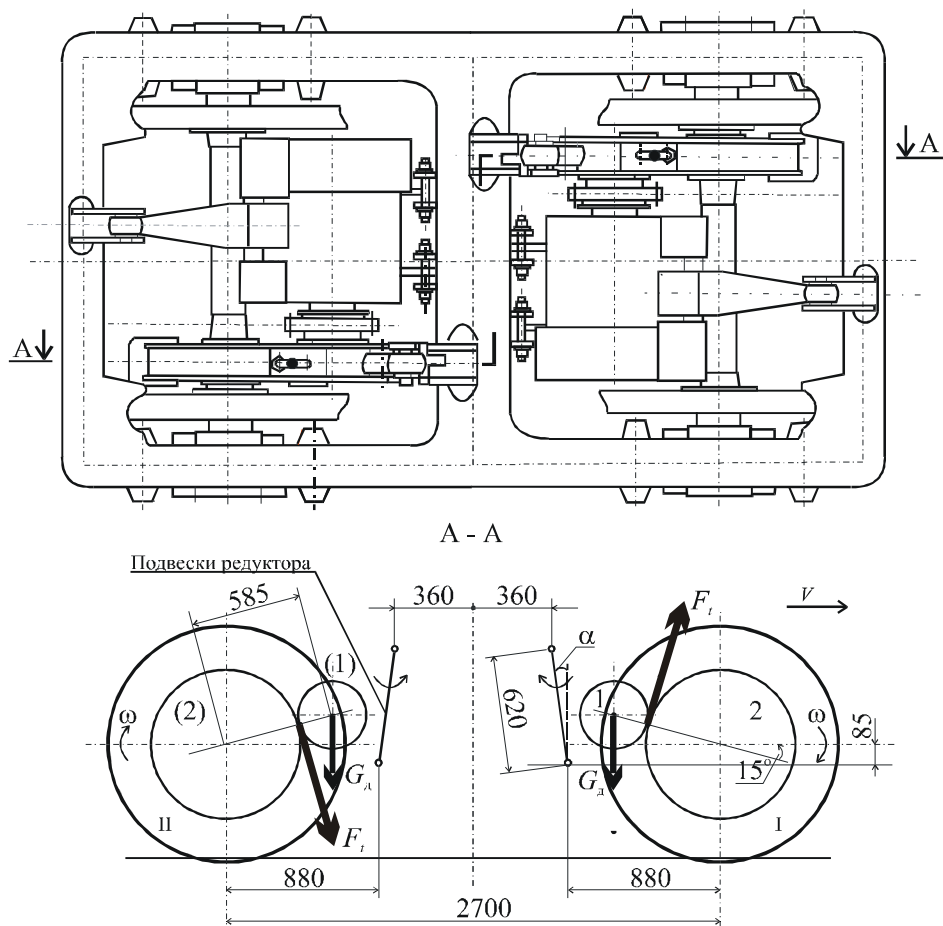


Рисунок 3.6 – Силы, действующие в тележке при создании силы тяги:

1, 2 – ведущее и ведомое зубчатые колеса I колесной пары; (1), (2) – ведущее и ведомое зубчатые колеса II колесной пары; $\vec{V}$ – направление скорости движения тележки в режиме тяги; G_d – вес тягового двигателя с ведущим валом.

Противоположно направленные окружные силы, точки приложения которых не совпадают с центром симметрии тележки, вызывают кососимметричное нагружение рамы тележки, кузова электровоза, что и было отмечено в работе [29].

Авторами в работе [31] также указано, что наличие двух приводов, кососимметрично расположенных в тележке, приводит к 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 (закреплений на раме тележки). Для создания рационального механизма необходимо ликвидировать избыточные связи, то есть получить статически определимую систему. Число избыточных связей q определяется по формуле (3.1).

Рассмотрим систему подвешивания тягового привода класса II магистрального грузо-пассажирского электровоза типа ДСЗ и составим структурную формулу подвешивания тягового двигателя (см. рис. 3.6).

Запишем кинематические пары рассматриваемого механизма:

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

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

$$p_4: 4-5;$$

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 двоякими: 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 .

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

Один из вариантов механизма скоростного тягового привода описан в книге Л. Н. Решетова [287], 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.

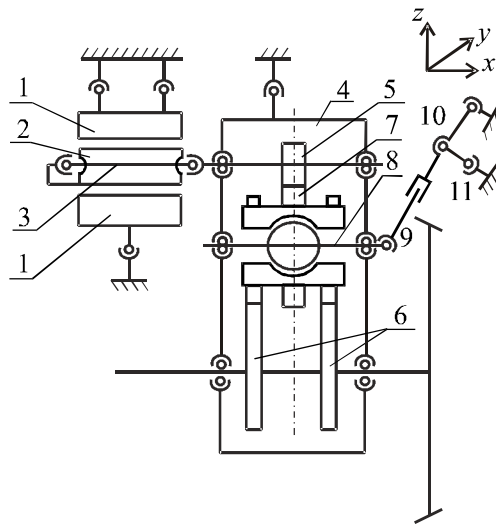
Однако недостатком этой конструкции тягового привода является то, что он может способствовать кососимметричному нагружению рамы тележки в случае ее шарнирного соединения с кузовом (что имеет место в конструкции электровоза ДСЗ).

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, приведена новая конструкция тягового привода, подтвержденная патентом Украины [258].

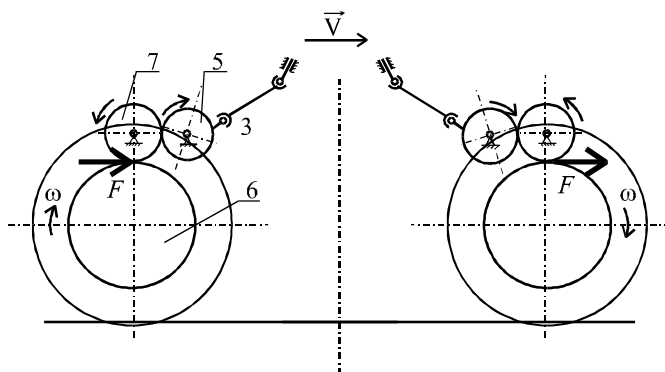
На рис. 3.8а представлен один тяговый привод локомотива. Он состоит из электродвигателя 1, его ротора 2, в середине которого находится торсионный вал 3, корпуса редуктора 4, в котором между ведущей 5 и ведомой 6 шестернями установлена промежуточная шестерня 7, конструкция которой способствует самоустановлению зубьев шестерен, соединенных между собой, вала промежуточной шестерни 8, реактивной тяги 9, длина которой ре-

гулируется, 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. 3.8б), 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.

a



б



в

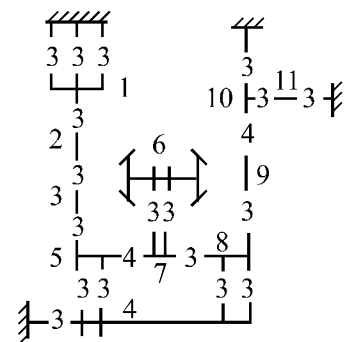


Рисунок 3.8 – Схема привода:

a) кинематическая схема тягового привода локомотива; *б*) схема размещения зубчатых колес передаточного механизма; *в*) структурная формула разработанной конструкции тягового привода класса II локомотива.

Запишем кинематические пары спроектированного механизма (см. рис. 3.10а):

$$\begin{aligned} p_1: 1-2; & \quad p_2: 5-7, 9-10; \\ p_3: 1-0, (1)-0, (1)-0, 7-8, 9-8, 10-0, \\ & 4-0, 2-3, 3-5, 5-4, 8-4, (5)-(4), \\ & (8)-(4), 11-0, 10-11, 6-7, (6)-(7), \end{aligned}$$

то есть $p_1 = 1$, $p_2 = 2$, $p_3 = 17$, $n = 11$.

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 наложено одно линейное условие связи по оси z ; если колесная пара прижата гребнем к рельсу, то будет связь по оси y и одно линейное условие связи по оси z .

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. 3.8в).

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 [51].

Выводы по разделу 3

В данном разделе, рассматривая подвижной состав как сложный механизм, сделана попытка при помощи структурного анализа провести теоретические исследования его соединений. На примере грузопассажирского электровоза ДСЗ составлена его структурная схема в целом и отдельных его элементов с целью определения числа избыточных связей, а также даны рекомендации по их возможному устранению.

На основании проведенного анализа сделаны следующие выводы.

1. Для хорошей работы подвижного состава в целом и его отдельных узлов необходимо составлять их структурные схемы и проводить анализ на предмет наличия избыточных связей.

2. Для электровоза ДСЗ в системе тягового устройства тележки с кузовом замена вращательных кинематических пар в местах соединения торцевой балки с тягой и средней балки с наклонной тягой на пространственные путем постановки резиновых втулок позволит получить рациональный механизм, то есть без избыточных связей.

3. Модернизация тормозной рычажной передачи электровоза ДСЗ путем ликвидации поперечины между колесами, а также замены вращательных кинематических пар сферическими соединениями путем постановки резино-

вых втулок позволит уменьшить число избыточных связей, что даст возможность повысить надежность механизма, а тем самым обеспечить безопасность движения на железных дорогах.

Результаты, приведенные в данном разделе, опубликованы в работах [236, 240, 241, 244, 247]

РАЗДЕЛ 4

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ
КОНСТРУКЦИИ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА4.1 Исследование некоторых аспектов проблемы износа пары
«колесо – рельс»

В последнее время одной из серьезнейших проблем железнодорожного транспорта стало увеличение интенсивности износа гребней колесных пар подвижного состава и боковых поверхностей головок рельсов.

Во многих странах мира в целях повышения экономичности и эффективности перевозок грузов повысили осевую нагрузку вагонов. При этом нагрузки на рельс и износ пары «колесо – рельс» тоже возросли.

Без сомнения, проблема износа пары «колесо – рельс» является актуальной, несмотря на совершенствование элементов ходовых частей рельсовых экипажей и верхнего строения пути [35, 74, 279, 333]. 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.

Износ колес и рельсов зависит от физико-механических процессов, которые протекают в области их контакта. Характер протекания этих процессов и их интенсивность в значительной степени зависит от внешних воздействий на поверхность площадки контакта, в частности, от сил взаимодействия контактирующих тел и их относительных перемещений. Поэтому одним из возможных путей решения проблемы снижения интенсивности износа гребней колес и боковых поверхностей головок рельсов является установление усло-

вий снижения внешних воздействий на контактирующие тела или снижение динамической нагруженности площадки контакта. Так как износ связан с работой трения (сил псевдоскольжения) на площадке контакта, то при этом также существенное значение имеют взаимные перемещения контактирующих тел.

На страницах газеты «Гудок» за 2003 год множество статей посвящено 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, если внимательно посмотреть на расположение колеса относительно рельса (рис. 4.1), то можно заметить, что 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.

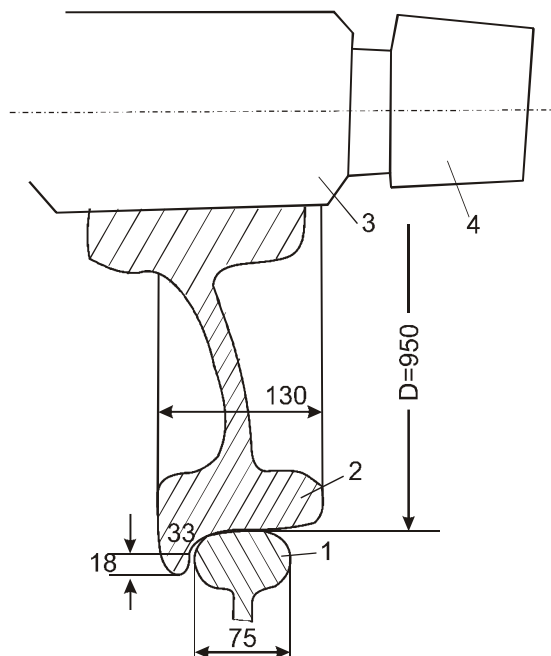


Рисунок 4.1 – Расположение колеса на рельсе:

1 – рельс, 2 – колесо, 3 – ось, 4 – букса

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).

Однако, множество раз проходя по рельсовой колее, «замазученных» с внутренней стороны рельсов не видно.

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 [114]. Однако авторы не дают пояснений – почему, а только констатируют сам факт.

Авторы работы [114] правильно делают вывод о том, что необходимо улучшать конструкцию и состояние тележек вагонов, что позволит колесам лучше вписываться в кривые, поддерживать согласованные профили рельсов и колес.

В настоящее время предлагается 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».

Автор в статье [20] 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 [114] 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 [318].

Ученые ВНИИЖТ'а 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 [290]. 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 [126] 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 [15, 245].

Размер замыкающего звена A_{Δ} определяется выражением

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

где ξ_i – размер i -го звена;

n – число составляющих звеньев;

A_i – предельное отклонение, которое принимается положительным для увеличивающего и отрицательным для уменьшающего размера звена.

Диаметр внутренней цилиндрической части буксы из стального литья составляет: при новом изготовлении $250^{+0,061}_{+0,015}$ мм, при ремонте $250^{+0,200}_{+0,015}$ 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 $250^{+0,008}_{-0,038}$ мм [89]. 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:

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

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

Считается, что осевой разбег двух цилиндрических подшипников наружным диаметром 250 мм, установленных на одну шейку оси, обеспечи-

вается конструкцией подшипника. Как уже отмечалось выше, 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 [286].

Осмотрщик-ремонтник вагонного депо Бекасово В. Монолаки «обвиняет» (и не безосновательно) в износе колесного гребня роликовую буксу [211].

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

4.2 Структурный анализ тележки грузового вагона

Прототипом тележки грузового вагона модели 18-100 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 модели 18-100 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.

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 [128] 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 на кафедре «Вагоны» ДИИТа в 1966-67 годах, 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 [234]. Колесная пара при этом могла самоустанавливаться на рельсах.

Рассмотрим тележку модели 18-100 как пространственный механизм, состоящий из жестких деталей (звеньев) подвижно связанных между собой: двух продольных балок (боковин), соединенных с колесными парами через

буксы, и поперечной (надрессорной балкой), опирающейся на боковины через комплект пружин и тормозной рычажной передачи. Особенностью трехэлементной тележки грузового вагона (в отличие от пассажирской) является отсутствие жесткой рамы.

Тормозная рычажная передача, как известно, служит для равномерного распределения усилий между тормозными колодками. В действительности, в существующей конструкции тележки равномерное распределение силы нажатия колодок тормозной рычажной передачи не обеспечивается. 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 [286].

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 оси z ; 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 [287].

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 [99]:

– силы трения могут устранять часть подвижностей кинематических пар механизма, который, будучи выполненным по структурной схеме без из-

Кинематические пары при этом:

1) без учета ТРП (рис. 3.3а):

$$p_1 = 6 : (\text{I-V, I-VI, VII-V, VII-VI, IV-VI, IV-V});$$

$$p_3 = 0; \quad p_4 = 0; \quad p_5 = 0.$$

Тогда число избыточных связей, согласно (3.1), будет:

$$q = 10 - 6 \times 5 + 5 \times 6 = 10.$$

2) в процессе торможения тележки (рис. 3.3б):

$$p_1 = 12 : (\text{I-V, I-VI, VII-V, VII-VI, IV-VI, IV-V, IV-4, 3-4, 3-6, 3-2, 2-1, 1-5});$$

$$p_2 = 8 : (\text{6-9, 6-10, 5-7, 5-8, 10-V, 7-V, 8-VI, 9-VI});$$

$$p_3 = 0;$$

$$p_4 = 0;$$

$$p_5 = 4 : (\text{6-VIII, 6-IX, 5-II, 5-III}).$$

Число подвижных звеньев $n = 5 + 10 = 15$ (на рис. 4.3а: колесные пары I и VII, надрессорная балка IV, боковины V и VI; на рис. 4.2б: рычаги 1 и 3, подосная тяга 2, серьга 4, триангели 5 и 6, подвески 7, 8, 9, 10).

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 (соединения подвесок 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, то есть

$$q = 10 - 6 \times 15 + 5 \times 16 + 4 \times 4 + 4 = 20.$$

Согласно [126] у грузовых вагонов при сборке тележек ЦНИИ-ХЗ необходимо выполнять следующие требования (рис. 4.4):

- не допускать отсутствие зазора в точках 1 и 2, или в сумме меньше 5 мм (аналогично в точке 3 и 4);
- размер $a = a_1 + a_2$ (то есть осевой разбег) при выпуске из ремонта должен быть 6... 12 мм, где a_1 и a_2 – зазоры между корпусом буксы и боковой тележки;
- при отсутствии зазора a_2 зазор a_1 должен составлять не менее 5 мм по всей длине направляющих корпуса буксы и боковины тележки.

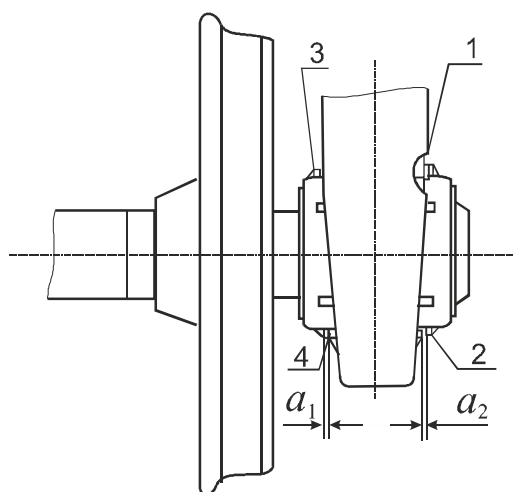


Рисунок 4.4 – Соединение буксы с боковиной тележки модели 18-100

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 [283].

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; μ – 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 [283].

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» [212].

На рис. 4.36 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. 4.37 – 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.

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 [234].

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, 3 и по этой причине триангели 5, 6 не могут без деформации своих деталей занимать положение колесных пар при торможении. Для устранения дефектов

передачи представляется возможным (с учетом того, что подосная тяга работает на сжатие) вращательные соединения тяги 2 и соединения серьги 4 заменить на сферические p_3 и сферические с пальцем p_2 .

Для облегчения радиальной самоустановки колесных пар необходимо уменьшить силу трения в соединении «боковина – букса» за счет создания в этом соединении кинематической пары третьего рода, что имело место между колесной парой и буксой при подшипниках скольжения [271]. В этом случае число степеней подвижности $W = 10$, число подвижных звеньев $n = 15 + 4 = 19$, а кинематические пары:

$$p_1 = 10 \text{ (I-II, I-III; VII-VIII; VII-IX; IV-4; 3-4, 3-2, 2-1, 3-6, 1-5);}$$

$$p_2 = 4 \text{ (9-6, 10-6, 7-5, 8-5);}$$

$$p_3 = 10 \text{ (II-V, V-VIII, VI-IX, III-VI, IV-V, IV-VI, V-10, 7-V, 9-VI, VI-8);}$$

$$p_4 = 4 \text{ (VII-6, (VII-6), I-5, (I-5)).}$$

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, то есть получить рациональный механизм.

Данные предложения подкреплены патентами [252, 253].

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.

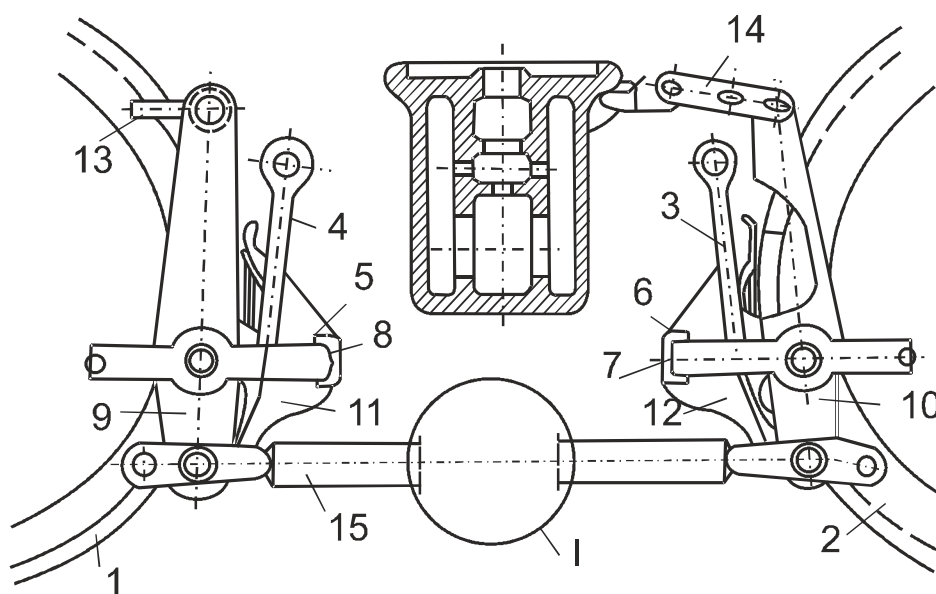
Объединенные между собой пластины вертикального рычага 1 (распределительного) тормозной рычажной передачи тележки (см. рис. 4.3б) с шириной между ними, равной толщине головки подосной тяги 2 (распорки), как и второго вертикального рычага 3 (ведомого), нижние концы которых связаны этой распоркой с достаточно 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 тяги, что предложено в а. с. СССР № 1463599 [11] (рис. 4.5). Эта конструкция будет способствовать не только самоустановлению колесной пары, но и повысит эффективность торможения при прохождении вагоном кривых участков пути.

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 защемлены 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.



Узел I.

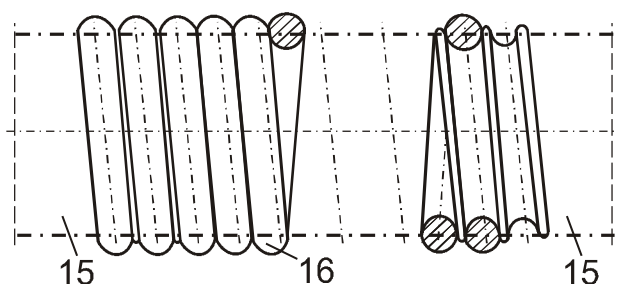


Рисунок 4.5 – Совершенствование подосной распорки рычажной передачи тележки модели 18-100

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 [235]. Это можно осуществить за счет постановки податливого элемента или уменьшения силы трения в узле. Необходимо также совершенствовать тормозную рычажную передачу тележки грузового вагона [254, 255].

Выводы по разделу 4

В разделе рассмотрены вопросы, связанные с исследованиями некоторых аспектов проблемы износа пары «колесо – рельс», составлена структурная схема и проведен структурный анализ типовой тележки грузового вагона.

На основании материала, изложенного в разделе, можно сделать такие выводы.

1. Структурный анализ типовой тележки модели 18-100 грузового вагона показал, что типовая вагонная тележка имеет избыточные связи, препятствующие самоустанавливанию тормозной колодки относительно поверхности катания колесной пары при изменении положения колесной пары, а также при перемещениях боковин и надрессорной балки.

2. Установлено, что в тележках с буксами, оборудованными подшипниками скольжения, число избыточных связей гораздо меньше, чем в тележках с буксами, оборудованными подшипниками качения.

3. Показано, что для облегчения радиальной самоустановки колесных пар необходимо уменьшить силу трения в соединении «боковина – букса» за счет создания в этом соединении кинематической пары третьего рода, что

имело место между колесной парой и буксой при подшипниках скольжения. В этом случае получается рациональный механизм, то есть без избыточных связей.

4. Предложенные модернизации подтверждены патентами Украины.

Данные, изложенные в разделе, опубликованы в работах [35, 239, 243, 252, 253, 254, 255].

РАЗДЕЛ 5

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ
ЭЛЕМЕНТОВ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

5.1 Скользун тележки грузового вагона

Опыт эксплуатации показал, что грузовым вагонам на трехэлементных тележках с зазорами в скользянах при движении на прямых участках пути и кривых большого радиуса свойственно самовозбуждение виляния тележки и боковин и боковой качки кузова. При скорости выше критической боковая качка и виляние негативно сказывается на устойчивости и безопасности движения, а в некоторых случаях приводит к сходу с рельсов подвижного состава.

Одним из недостатков конструкции тележки 18-100 является использование простейших скользянов жесткого и опорного соединения пятник – подпятник с быстро и неравномерно изнашивающимися поверхностями, что способствует нестабильности ходовых характеристик вагона и ускоряет износ колесных пар и других элементов тележки.

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.

За последние 30 лет тележка грузового вагона (модель 18-100) претерпела значительную модернизацию. Так, заменены подшипники скольжения на подшипники качения [234]; вертикальные рычаги тормозной

передачи, состоящие из двух пластин, объединены между собой перемычками, закрепленными электросваркой. По нашему мнению, эти модернизации, наряду с другими причинами, привели к интенсивному износу гребней колесных пар [15, 20, 89, 126, 282, 283, 290, 333].

Для технического перевооружения вагонного хозяйства необходим поиск новых конструктивных решений, направленных не только на улучшение технических характеристик ходовых частей грузовых вагонов, но и на качество их обслуживания [11, 127, 212, 318].

Для специализированных грузовых вагонов, которые эксплуатируются со скоростью до 140 км/ч, разработана двухосная тележка модели 18-115 с улучшенными динамическими качествами по сравнению с тележкой модели 18-100 [211].

Одной из конструктивных особенностей тележки модели 18-115 является использование более совершенной по сравнению с тележкой модели 18-100 схемы опирания кузова на тележку: часть нагрузки от кузова вагона передается на подпятник, а часть – через упруго-пружинный скользящий элемент. Однако элементы фрикционной пары скользящих элементов 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 износостойчивых элементов в виде металлокерамических вставок. Но это техническое решение относится к паре трения в клиновом амортизаторе рессорного подвешивания тележки, а не их скользящих элементов.

Чтобы усовершенствовать конструкцию скользящих элементов с целью улучшения динамического качества транспортного средства и уменьшения их изна-

шивания предлагается конструкция скользуна тележки железнодорожного вагона [250]. Отличие предлагаемой конструкции скользуна от предыдущих в том, что износоустойчивые элементы выполнены в виде сменных металло-керамических 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. 5.1 представлен общий вид скользуна, который состоит из Г-образной плиты 1 с жестко закрепленным на ней приливом 2 для фиксации пружины 3. Плита установлена на верхнем поясе надрессорной балки 4 и опирается на ребра 5. На пружине установлен фрикционный клин 6, наклонная поверхность которого взаимодействует с опорной наклонной площадкой плиты через пластинку 7 с нанесенной на нее износоустойчивыми элементами в виде металлокерамических вставок 8.

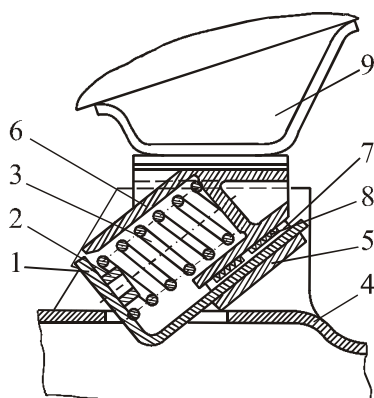
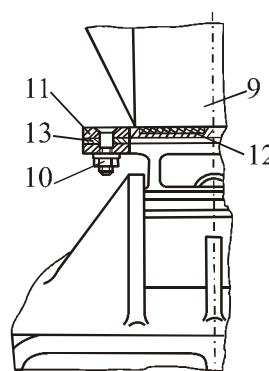
а*б*

Рисунок 5.1 – Общий вид скользуна (*а*) и вид по стрелке А (*б*):

1 – Г-образная плита, 2 – прилив; 3 – пружина; 4 – надрессорная балка;
5 – ребра; 6 – фрикционный клин; 7 – пластинка; 8 – износоустойчивые элементы в виде металлокерамических вставок.

Между верхней поверхностью опорной части клина и скользяном 9, закрепленным на раме вагона, к клину жестким соединением 10 закреплена также пластинка 11 с износоустойчивыми 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 необрессоренной части 9 кузова вагона относительно надрессорной 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.

5.2 Тормозная рычажная передача тележки железнодорожного транспортного средства

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 [11], 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 [257].

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. 5.2а представлена схема тормозной рычажной передачи тележки железнодорожного транспортного средства (вид сбоку с частичным вырезом), на рис. 5.2б – узел I с шаровым подшипником; на рис. 5.2в – 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. Под-

вески 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. Рычаги 9, 10 взаимно поворачиваются на угол поворота колесных пар относительно друг друга (главная тяга 13 и сережка 14 содействуют этому).

Расторможение 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 [250] (Приложение Ж) вместо шарикового подшипника вертикальные рычаги в своей нижней части соединены с распорной тягой кинематической парой четвертого класса в виде резиновой втулки, которая показана на рис. 3.7в. Резиновая втулка своим внутренним кольцом закреплена на валике шарнира 17, а внешним – в отверстии вертикальных рычагов.

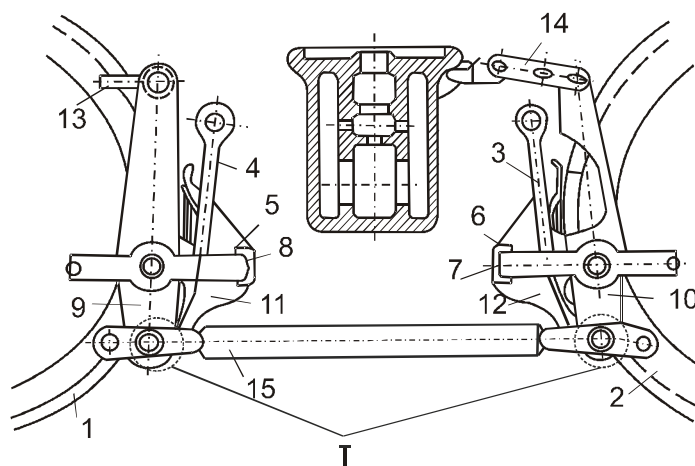
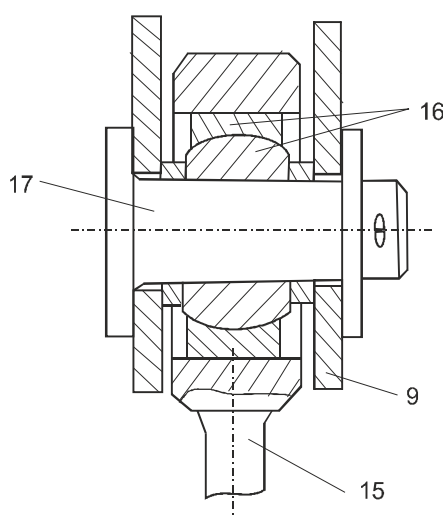
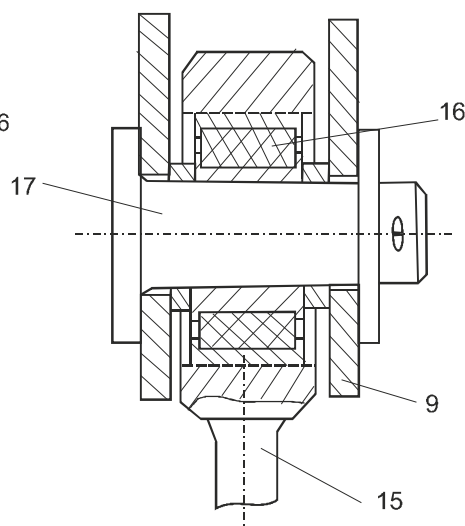
a***б******в***

Рисунок 5.2 – Тормозная рычажная передача тележки железнодорожного транспортного средства: *a*) общий вид; *б*) узел I с шаровым подшипником; *в*) узел I с резиновой втулкой: 1, 2 – колесные пары; 3, 4 – подвески; 5, 6 – триангели; 7, 8 – распорки; 9, 10 – вертикальный и ведомый рычаги; 11, 12 – башмаки; 13 – тяга, 14 – сержка, 15 – распорная тяга, 16 – кинематическая пара четвертого класса в виде шарикового подшипника; 17 – валик.

5.3 Фрикционный клиновой 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 [54].

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 см³.

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 надрессорной 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 [249, 256].

Суть предлагаемой конструкции заключается в следующем. Фрикционный клиновой гаситель колебаний тележки транспортного средства имеет клин, установленный на пружинах рессорного подвешивания и контактирующий наклоненной поверхностью с соответствующей поверхностью наддрессорной балки тележки, а вертикальной поверхностью при помощи жестко закрепленной на клине сменной пластины, которая содержит износостойчивые элементы, размещенные среди разгрузочных выступов, – с фрикционной планкой, которая закреплена на боковой раме тележки. Новым в предлагаемой конструкции является то, что износостойчивые элементы выполнены в виде сменных металлокерамических пластинок. Каждая металлокерамическая пластинка имеет разгрузочные выступы, ширина которых выбирается из расчета размещения отверстия под электрозаклепки [249].

На рис. 5.3а представлен общий вид фрикционного гасителя колебаний; на рис. 5.3б – пластина с металлокерамическими вставками; на рис. 5.3в – сечение А-А.

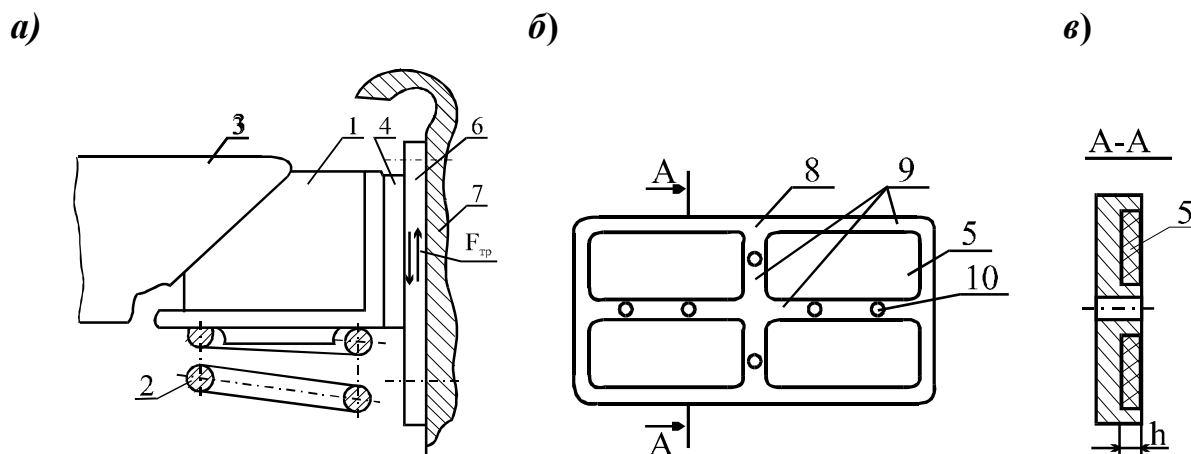


Рисунок 5.3 – Фрикционный клиновой гаситель колебаний: а) общий вид; б) пластина с металлокерамическими вставками; в) сечение А-А: 1 – клин, 2 – упругий элемент, 3 – обрессоренная часть тележки, 4 – пластина с нанесенными на ней износостойчивыми элементами в виде металлокерамических вставок, 5 – металлокерамические вставки, 6 – фрикционная планка, – необрессоренная часть тележки, 8 – пластина, 9 – разгрузочные выступы, 10 – электрозаклепки.

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 износоустойчивыми 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.

На тележке модели 18-100 используется фрикционный клиновой 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 наддрессорной 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 [256].

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 закреплен износоустойчивый материал, вставляется в усики клина, размещенные на клине со стороны направления движения клина, то есть перпендикулярно к направлению его движения.

На рис. 4.4а представлен общий вид гасителя; на рис. 4.4б – клин со стороны поверхности трения; на рис. 4.4в – вставленная в клин пластина с фрикционным материалом; на рис. 4.4г – сечение А-А.

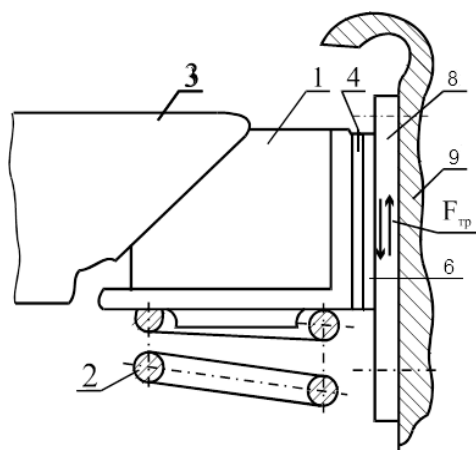
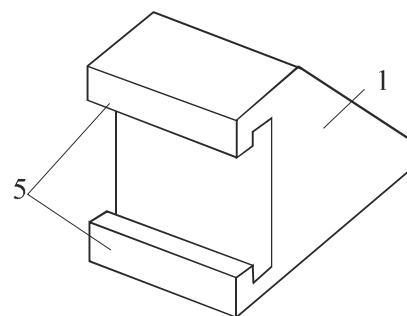
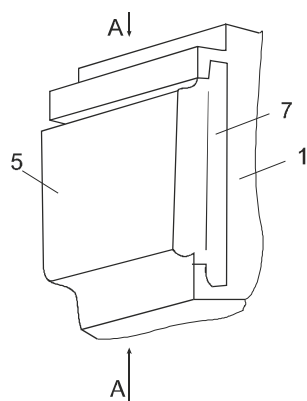
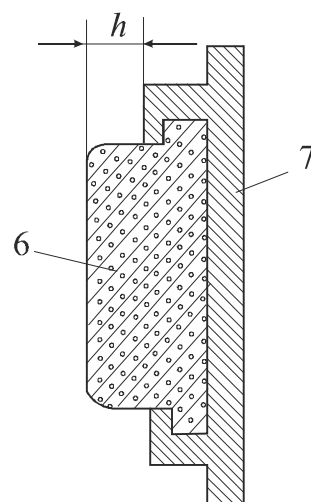
a***б******в******г***

Рисунок 5.4 – 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: 1 – клин, 2 – пружина, 3 – обрессоренная часть тележки, 4 – усовики, 5 – пластина, 6 – износоустойчивые элементы в виде металлокерамических или чугуновых со сфероидальным графитом вставок, 7 – планка, 8 – фрикционная планка, 9 – необрессоренная часть тележки.

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 надрессорной балки 3.

Таким образом, совершенствуется конструкция фрикционного гасителя колебаний, улучшаются динамические качества транспортного средства и улучшают условия его ремонта.

Выводы по разделу 5

В разделе рассмотрены вопросы, связанные с совершенствованием некоторых узлов грузового вагона с целью улучшения динамических его качеств, уменьшения износа трущихся поверхностей, улучшения условий ре-

монта, что, в конечном счете, повысит безопасность движения на железных дорогах.

На основании изложенного материала можно сделать следующие выводы.

1. С целью улучшения динамического качества железнодорожного транспортного средства и уменьшения износа элементов соединения тележки и рамы грузового вагона предложена новая конструкция скользуна тележки железнодорожного вагона, подтвержденная патентом Украина.

2. С целью повышения эффективности работы тормозной рычажной передачи грузового вагона и повышения надежности функционирования тормозной рычажной передачи, особенно при прохождении кривых участков пути, что в свою очередь положительно повлияет на безопасность движения на железных дорогах, предложена модернизированная конструкция тормозной рычажной передачи, подтвержденная патентом Украина.

3. Для усовершенствования конструкции фрикционного гасителя колебаний с целью улучшения динамических его качеств условий ремонта предложена конструкция фрикционного клинового гасителя колебаний вагонной тележки, подтвержденная патентами Украина.

Данные, изложенные в разделе, опубликованы в таких работах: [56, 159, 218, 239, 241, 243, 249, 250, 252, 253, 254, 255, 256, 257, 260, 261].

РАЗДЕЛ 6

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ ТЕЛЕЖЕК
РАЗНЫХ ТИПОВ

6.1 Структурная схема тележки полувагоновс диагональными связями

Цицикарской железнодорожной компанией с ограниченной ответственностью (QRRS, КНР) для Казахского акционерного общества Казтеміртранс (АО «КТТ») изготовлены полувагоны [303] на тележках ZK1 [129].

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 [318]) радиальную установку колесной пары в кривой. Тележка ZK1 снабжена диагональными связями. На рис. 6.1 видны два перекрещивающиеся стержня диагональных связей, проходящие через полость надрессорной 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» [303]. Кроме того, тележки ZK1 снабжены износостойким вкладышем между пятником и подпятником, упруго-катковыми скользунками 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.

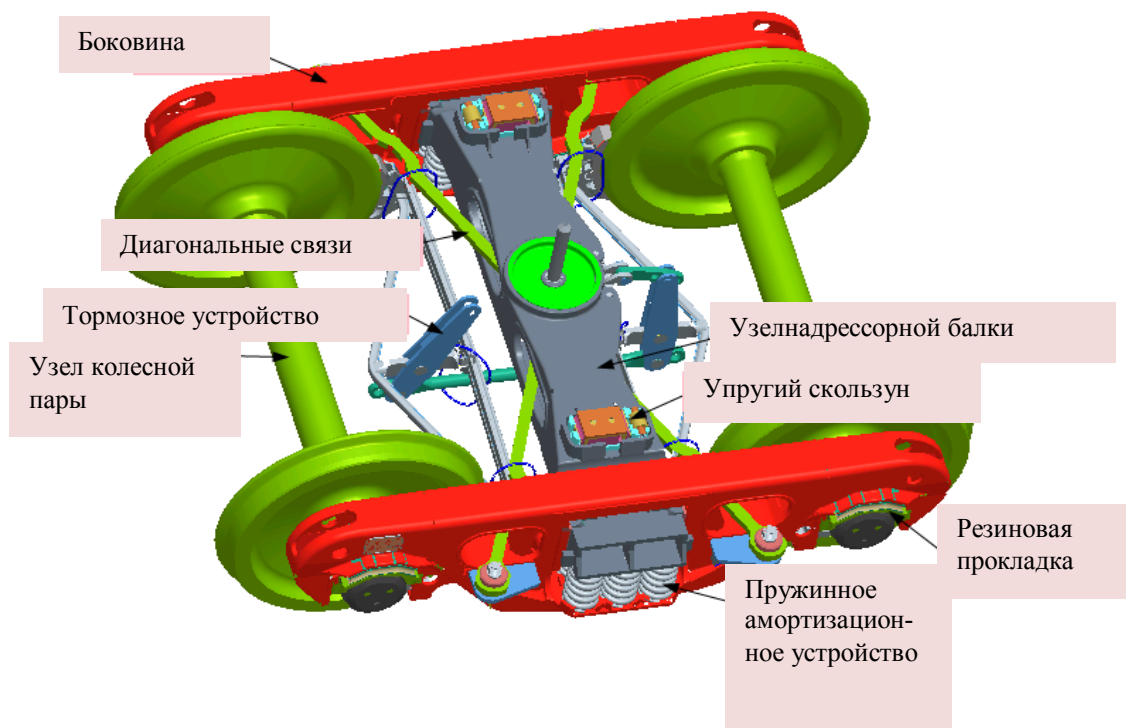


Рисунок 6.1 – Тележка ZK1

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.

Резиновая прокладка между буксой и боковиной даже при скользунaх 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 критиче-

ской скорости начинают интенсивно вилять. Чтобы поднять критическую скорость, нужно несколько затруднить самоустановку, что и достигается скользунами постоянного контакта при работе диагональных связей [302].

Кроме свойств, перечисленных выше, скользуны 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 [318] атрибуты прогрессивной конструкции тележки.

Рассмотрим подробнее остальные особенности конструкции тележки.

В центральном подвешивании тележки ZK1 используется пружинное амортизационное устройство (рис. 6.2), 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.

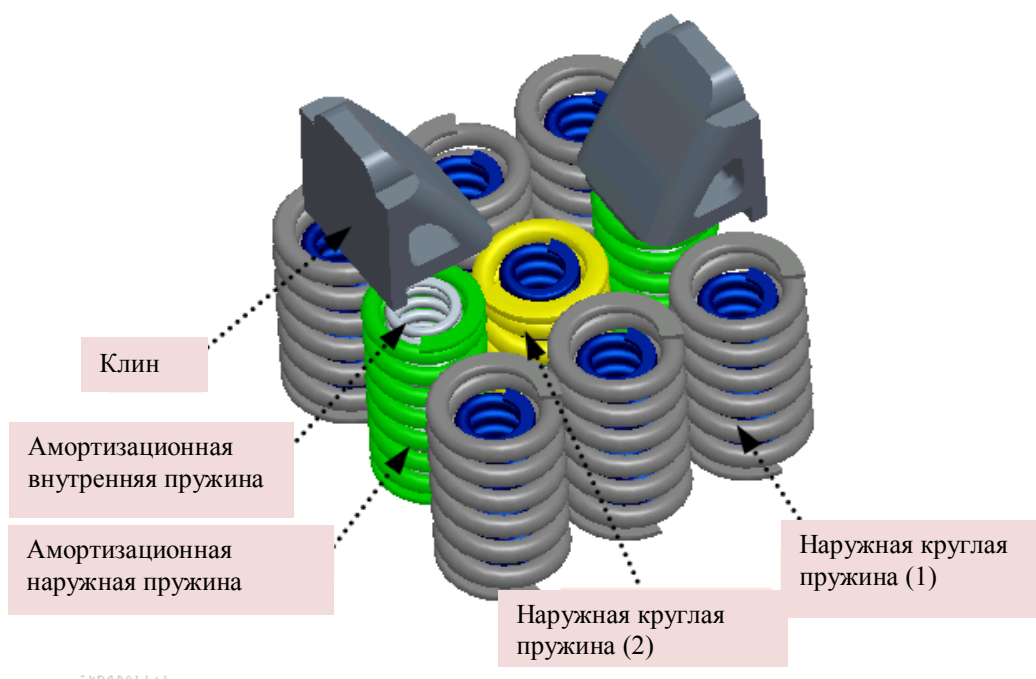


Рисунок 6.2 – Пружинное амортизационное устройство

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 модели 18-100. Однако клин в тележке ZK1 значительно заострен по сравнению с отечественным аналогом (рис. 6.3). Клинья А. Г. Ханина изнашиваются по вертикальной поверхности, соприкасаясь с закрепленной на боковине «планкой твердостью 350 НВ» [129]. Увеличение угла наклона китайского клина позволяет работать двум клиновым поверхностям.

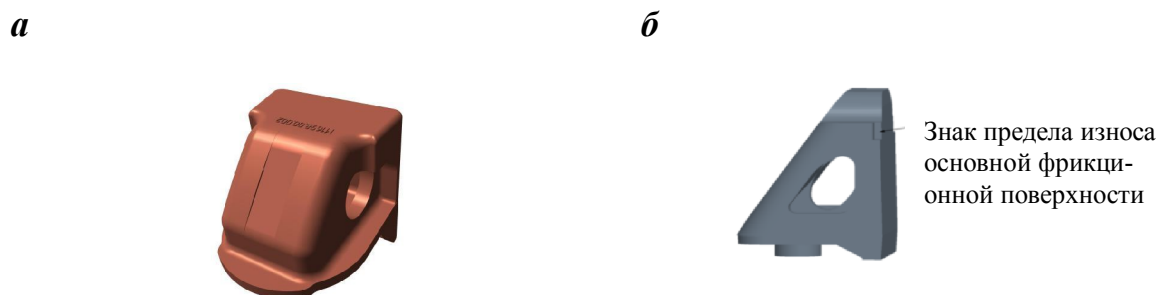


Рисунок 6.3 – Клин амортизатора: а) тележки модели 18-100; б) тележки ZK1-Е

Представляет интерес тот факт, что фрикционный клин тележки ZK1 изготовлен из бейнитного 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 [129] к обслуживанию и замене клиньев (особенно по сравнению с установившейся практикой обслуживания отечественных клиньев).

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. 6.4.). 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. 6.1, рис. 6.4, рис. 6.5).

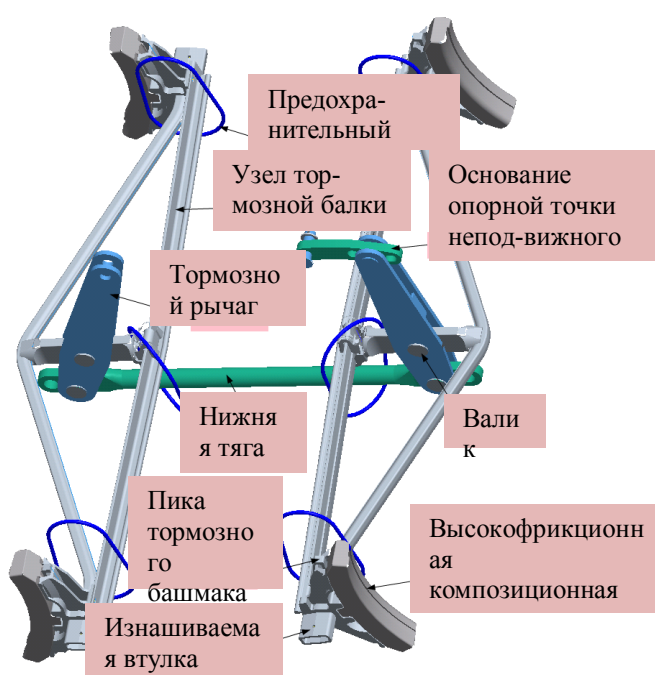


Рисунок 6.4 – Тормозная рычажная передача тележки

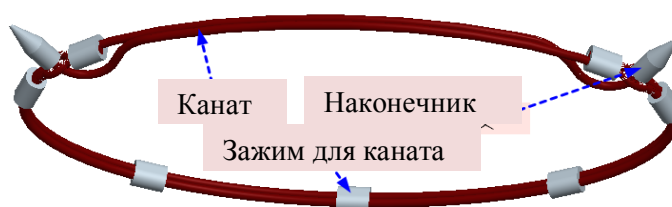


Рисунок 6.5 – Предохранительный трос

Отметим также, что стержни диагональных связей крепятся к боковым 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. 6.6). Скользящий состоит из основания, тела, наличника и ролика. Отметим, что в данном скользящем предусмотрено место течи (деформации) резины.

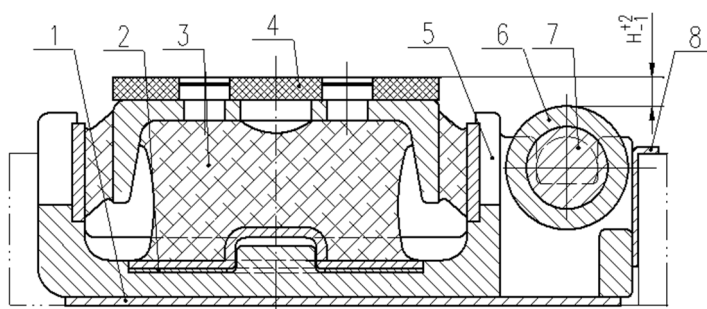


Рисунок 6.6 – Упругий скользящий модели DWJC:

1 – регулировочная нижняя плита; 2 – нижняя плита; 3 – упругий скользящий;
4 – наличник скользящего; 5 – основание скользящего; 6 – ролик; 7 – ось ролика;
8 – прокладка.

Импонирует продуманность конструкции каждого узла тележки ZK1 с точки зрения механики, обусловленность твердости трущихся поверхностей и подбор материала фрикционного клина с учетом условий его работы.

6.2 Сравнение структурных схем тележек разных типов

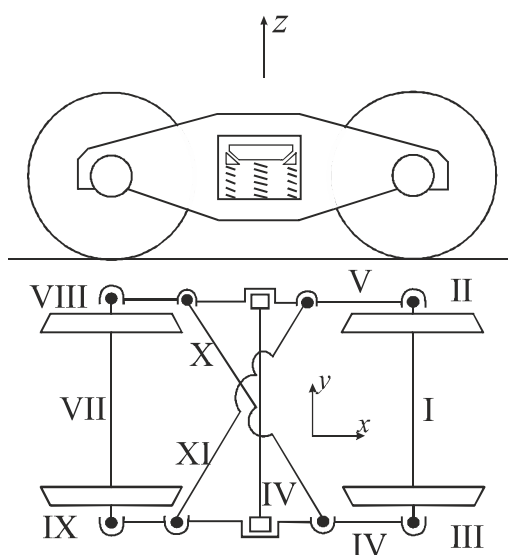
Составим структурную схему тележки ZK1-Е полувагона, построенного КНР для Казахских железных дорог и проанализируем ее на предмет наличия избыточных связей.

Рассмотрим наличие кинематических пар в конструкции тележки ZK1-Е в двух вариантах:

- без учета тормозной рычажной передачи (ТРП);
- с учетом ТРП – в процессе торможения (худший вариант).

Согласно рис. 6.7а в тележке ZK1-Е число подвижных звеньев $n = 7 + 6 = 13$ (колесные пары I и VII, надрессорная балка IV, боковины V и VI, диагональные связи X и XI; на рис. 6.7б: рычаги 1 и 3, подосная тяга 2, серьга 4, триангели 5 и 6).

а



б

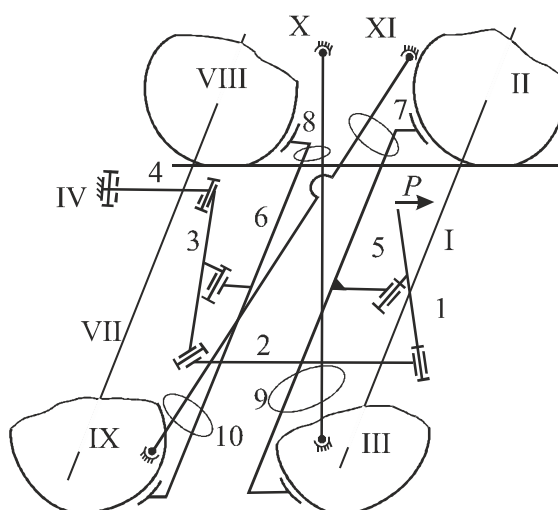


Рисунок 6.7 – Структурный анализ тележки ZK1-Е: *а*) кинематические пары в конструкции тележки; *б*) кинематические пары в тормозной рычажной передаче.

Кинематические пары:

1) без учета ТРП (см. рис. 6.7а):

$$p_1 = 2 : (\text{IV-VI}, \text{IV-V});$$

$$p_2 = 0;$$

$$p_3 = 8 : (\text{I-VI}, \text{I-V}, \text{VI-X}, \text{VI-XI}, \text{X-V}, \text{V-XI}, \text{VII-VI}, \text{VII-V});$$

$$p_4 = 0;$$

$$p_5 = 0.$$

Тогда количество избыточных связей, согласно (3.1), 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 [49], то эти две избыточные связи могут практически отсутствовать;

2) в процессе торможения тележки (см. рис. 6.7б)

$$p_1 = 8 : (\text{IV-4}, 4-3, 3-2, 3-6, 2-1, 1-5, \text{IV-VI}, \text{IV-V});$$

$$p_2 = 0;$$

$$p_3 = 8 : (\text{I-VI}, \text{I-V}, \text{VI-X}, \text{VI-XI}, \text{X-V}, \text{V-XI}, \text{VII-VI}, \text{VII-V});$$

$$p_4 = 0;$$

$$p_5 = 4 : (6\text{-IX}; 6\text{-VIII}, 5\text{-III}, 5\text{-II}).$$

Детали 7, 8, 9, 10 в расчете не используются, поскольку они являются гибкими телами и перемещению не препятствуют [110].

Тогда количество избыточных связей, согласно (3.1), 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 [49], 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 [318]. 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 приравнивается 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. 6.8) 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.

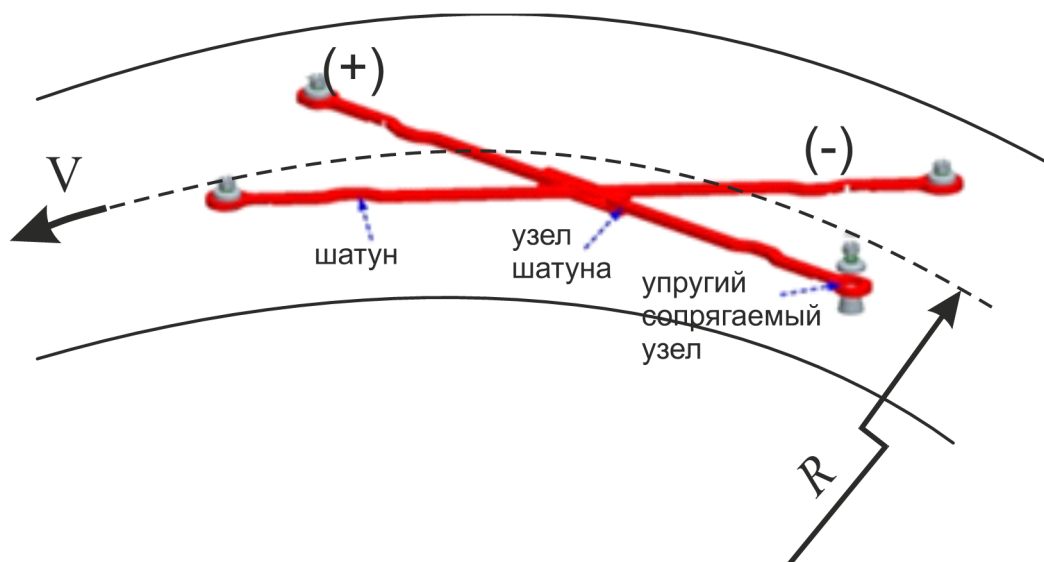


Рисунок 6.8 – Схема нагрузки диагональных связей (шатунов): «+» – сжимающие усилия, «-» – растягивающие усилия

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 модели 18-100. Для этого следует изменить пружинно-фрикционный комплект, а также материал его изготовления. Необходимо также изменить конструкцию

подвесок триангелей 5 и 6 (см. рис. 5.7б), подосной тяги 2, то есть в местах соединения корпуса букс с боковиной необходимо создать соединение третьего рода.

Выводы по разделу 6

В данном разделе проведена сравнительная характеристика кинематических схем тележек разных типов.

На основании проведенного кинематического анализа сделаны следующие выводы.

1. Составлена структурная схема тележки ZK1-E грузового вагона производства КНР, построенного для Казахских железных дорог.
2. Анализ структурной схемы показал, что механизм не имеет избыточных связей.

Результаты исследований, проведенных в данном разделе, опубликованы в работах [49, 159].

РАЗДЕЛ 7

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ МОМЕНТА
СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА
ОТНОСИТЕЛЬНО КУЗОВА

7.1 Обоснование необходимости 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 модели 18-100 существенно зависят от момента сил сопротивления повороту надрессорной 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 по ресурсосберегающим 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 поднимать 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 [249]. 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.

7.2. Конструкция первого варианта стенда

Основной принцип работы данного варианта стенда такой.

Чтобы определить момент сил сопротивления во время поворота тележки относительно кузова, исследовательская тележка поднимается так, чтобы избежать контакта между колесами и головками рельсов, то есть ликвидировать силы взаимодействия между ними.

Для того чтобы поднять тележку, к осям его колесных пар прикладываются с помощью домкрата вертикальные подъемные силы. Исследовательская тележка при этом нагружается весом кузова, как в условиях обычной эксплуатации вагона.

Стенд имеет опору, через которую подъемная сила передается колесным парам. Опора установлена на подъемной поворотной платформе с помощью винтовых стержней, которые дают возможность менять высоту опоры над платформой в зависимости от фазы работы стенда. Платформа опирается на двурядный радиально-упорный подшипник с помощью вала и кольца, через какую нагрузку передается на внутреннее кольцо подшипника. Внутренние кольца подшипника установленные на вале и фиксируются относительно платформы с помощью кольца и нижнего упора вала. Внешние кольца подшипника закрепленные в обойме и фиксируются в ней с помощью упорного кольца. Обойма непосредственно соединяется с подвижной частью домкрата, который установлен на фундаменте. Для поворота платформы используются домкраты двойного действия. Домкраты закреплены к подъемной части стенда при помощи консолей рычагов. Усилие от домкратов пере-

даются поворотной платформе с помощью вертикальных упорных пластин. Реактивные усилия во время работы домкратов передаются на направляющие стержни, которые имеют только вертикальные перемещения в направляющих стаканах, закрепленных к фундаменту.

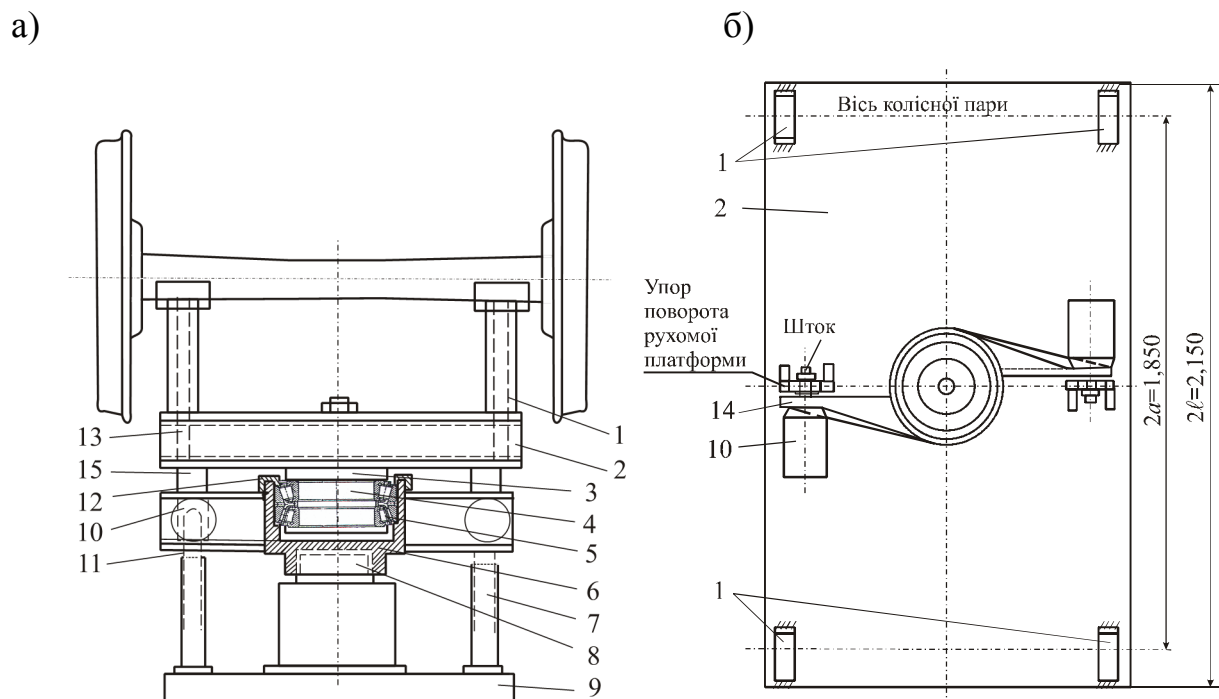


Рисунок 7.1 – Общий вид станда и механизма нагрузки

для поворота тележки: 1 – винтовая опора; 2 – поворотная платформа; 3 – кольцо; 4 – вал; 5 – подшипник; 6 – обойма; 7 – направляющий стакан; 8 – домкрат подъема; 9 – фундамент; 10 – домкрат нагрузки; 11 – направляющая; 12 – упор подшипника; 13 – винтовой стержень; 14 – стержень домкрата и месдоз; 15 – упорная пластина для передачи усилия от домкрата поворота поворотной платформе.

7.2.1 Особенности отдельных узлов станда

Основной частью подъемного механизма является несущая поворотная платформа. Она объединяет все части конструкции и передает и несет все

усилия, которые действуют в системе. Снизу на платформу передается усилие домкрата, который поднимает тележка. Сверху на платформу передается через сопротивления реакции колесных пар тележки, которая поднимается. Кроме того, платформа является основным звеном механизма поворота тележки при определении момента сил сопротивления поворота.

Платформа представляет собой сварную конструкцию из прокатных профилей и листовой конструкционной стали. Сверху по углам платформы действуют силы по $N=P_{ст}/2$, где $P_{ст}$ – статическая нагрузка от колесной пары на рельсы. Снизу в центре платформы действует подъемная сила домкрата $P = 2P_{ст}+G$, где G – собственный вес платформы. Длина платформы 2ℓ зависит от продольного расстояния между сопротивлениями $2a$, которая равняется базе тележки $2a = 1,85$ м, и расстояния a_1 от опоры до торца платформы. Эти расстояния уточняются при техническом проектировании, а при эскизному из конструктивных соображений выбранные $a_1=0,15$ г. То есть $2\ell=2(a + 2a_1)=2,15$ м.

Поперечный размер $2b$ платформы определяется, в основном, поперечным расстоянием между сопротивлениями $2B$, уменьшение которой увеличивает напряжение изгиба в оси колесной пары. Определим наименьшую величину $2B$ з условий прочности оси.

Расчетная схема нагрузки колесной пары приведена на рис. 2.3.

При опирании колесной пары на опору платформы для расчетов прочности колесной пары надо учитывать такие нагрузки:

- P_1, P_2 – нагрузка на шейки колесных пар;
- $P_{кол}$ – нагрузка от сил тяготения колеса;
- qx – распределительная нагрузка от веса оси колесной пары;
- N – реакция опоры.

Кроме того, учитываем, что длина оси $2\ell_0=2,294$ м, расстояние между кругами качения $2S=1,58$ м и расстояние между серединами шеек $2\ell_{ш}=2,036$ м.

Величина P_1 равняется

$$P_1 = \frac{P_{ст} - G_{кп}}{2},$$

где $P_{ст}$ – статическая нагрузка от колесной пары на рельсы. Согласно ТЗ $P_{ст}=245$ кН; $G_{кп}$ – вес колесной пары. Согласно альбому $G_{кп} = 12,3$ кН ($m_{кп} = 1254$ кг). Тогда

$$P_1 = \frac{245 - 12,3}{2} = 116 \text{ кН}.$$

Вес колеса $P_{кол} = 3,94$ кН ($m_{кол} = 402$ кг). При массе оси $m_0=450$ кг величина q_x равняется

$$q_x = \frac{450 \cdot 9,81}{2,294} = 1,92 \text{ кН/м}.$$

Обозначив расстояние от середины шейки до опоры через x , получим изгибающий момент

$$M_x = P_1 x + P_{кол} (x - a_2) + \frac{q_x x^2}{2} = [\sigma] \cdot W_z, \quad a_2 = \ell_{ш} - S,$$

$$M_x = 116x + 3,94(x - a_2) + \frac{1,92x^2}{2} = 0,44 \cdot 10^{-3} \cdot 155 \cdot 10^3.$$

Здесь $[\sigma] = 155$ Мпа для средней части оси [15], а

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot (0,165)^3}{32} = 0,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Из полученного уравнения определена величина $x=0,573$ м, то есть наибольшее возможное значение, при котором обеспечена прочность средней части колесной пары. Соответственно наименьшее расстояние между сопротивлениями будет

$$B=2\ell_{ш} - 2x_{\max}$$

$$B = 2,036 - 2 \cdot 0,573 = 0,89 \text{ м.}$$

Исходя из конструктивных соображений, учитывая условия размещения опор, можно принять $B = 0,9$ м.

Величины свисания платформы в поперечном направлении b_c приняты $b_c=0,15$ м. Таким образом, поперечный размер платформы равняется $2b=2B+2b_c=1,2$ г.

Все опоры, через которые силы при подъеме тележки передаются осям колесных пар перед началом подъема должны быть прижаты к осям колесных пар. Невыполнение этого требования может привести к перекосам в системе подъема. С другой стороны, при постановке исследовательской тележки на стенд и сопротивления, и самая платформа должны быть в границах нижнего очертания габарита (рис. 2.4) [20]. Поэтому опора должна крепиться к винтовому стержню, который имеет принадлежности, чтобы менять положение опоры по высоте от уровня габарита к уровню оси колесной пары. Этот стержень при работе стенда выдерживает сжимающую силу $P_{ст}/2$ и момент изгиба порядка $M_{ст} = S \cdot R$, где S – та сила, которая действует на опору при

возвращении тележки; R – радиус колеса. Верхняя часть опоры имеет цилиндрический вырез с радиусом $R_c + \Delta$, где R_c – радиус средней части оси в местах установки опоры; Δ – учредительский зазор порядка 10 мм. Нижняя часть опоры связана с винтовым стержнем так, что может оборачиваться относительно него оси.

В нижней части платформа должна иметь две вертикальные пластины, подкрепленные ребрами жесткости, то есть упоры для передачи усилий, которые возвращают платформу.

Подъемный домкрат должен иметь усилия P , которое равняется $P = 2P_{ст} + G$, где G – собственный вес платформы. Ориентировочно величина G может быть взята $G = 10$ кН. Поэтому подъемное усилие домкрата должно быть не меньше $P = 510$ кН с ходом порядка 100 мм. Для этого могут быть применены домкраты продукции ЗАО «Корпорация "Энергопром"» (г. Иркутск, Россия) которая имеет представительство в г. Полтава – ЗАО «Электроприбор» (ул. Пушкина, 40, Украина, 36039. Офис 3. Тел./факс (0532) 56-23-17 – отдел сбыту).

Основными элементами системы поворота являются домкраты поворота и поворотная платформа. Для поворота тележки с платформой домкраты должны создавать пару сил в горизонтальной плоскости. Величина момента сил трения в сопротивлениях кузова на тележку должна отвечать п. 5.1.12 ТЗ.

Для обеспечения полного цикла испытаний домкраты должны быть двойного действия, которое отвечает рекламе ЗАО «Корпорация "Энергопром"».

Домкраты закрепляются на консолях, связанных с обоймой упорного подшипника. Эта обойма вместе с домкратами поворота поднимаются при подъеме тележки. Но необходимо при этом, чтобы эти элементы не поворачивались относительно вертикальной оси, когда будут действовать домкраты поворота. Для этого к консолям закреплены направляющие стержни 11, которые имеют вертикальные перемещения относительно неподвижных

направляющих стаканов 7. подвижные части домкратов передают усилие упорам поворотной платформы и вызывают ее поворот.

Для определения момента сопротивления при повороте тележки относительно кузова и получения циклической характеристики системы опирания кузова на тележку при его повороте за полный цикл колебаний необходимо иметь данные о величине момента сил, которые вызывают эти перемещения, и величину этих перемещений. Для определения момента сил, которые вызывают поворот, измеряются усилия, которые создают домкраты в процессе поворота тележки. Измерение усилий проводится с помощью месдоз, которые устанавливаются между подвижными частями домкратов поворота и упорами на поворотной платформе в обоих направлениях действия сил.

Кроме того, должна контролироваться высота подъема тележки с помощью реохордного датчика перемещений и усилия подъема тележки с помощью измерений давления жидкости в цилиндре домкрата подъема.

Главными функциями систем управления является управление домкратом подъема и домкратами поворота. Органы управления этими домкратами должны быть вынесены на пульт управления, на котором кроме этого должны быть монитор, на котором должны отображаться высота подъема платформы с тележкой, подъемная сила, угол поворота тележки и момент, который вызывает поворот тележки, и монитор вычислительной машины, на котором отображается характеристика поворота системы. На пульте также должны быть регулировочные устройства измерительной системы.

7.3 Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение № 87752)

В типовых тележках грузовых вагонов модели 18-100 между скользящими 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 нагружения, 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 влинии тележки относительно кузова [259].

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, 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. 7.1 представлена схема стенда для исследования силы трения в скользунах тележки грузового вагона.

Стенд для исследования силы трения в скользунах тележки грузового вагона имеет неподвижную опора 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

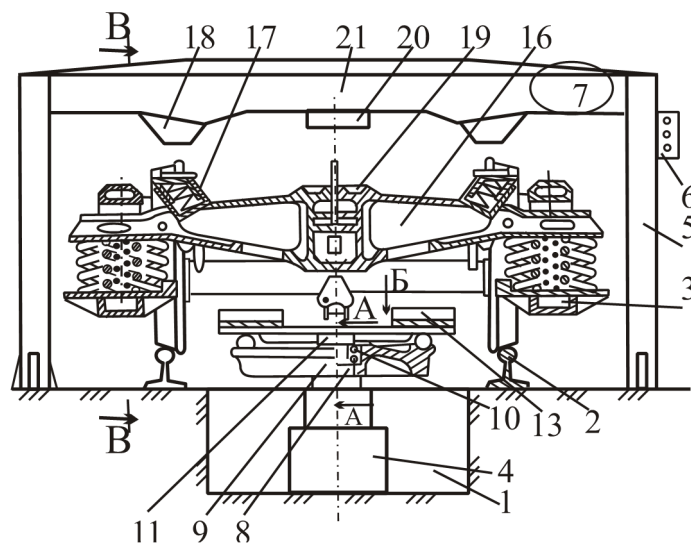
усилия вертикальной и горизонтальной нагрузок, на штоку 8 которого жестко закреплена неподвижная часть опорного подшипника 9, по оси которого смонтировано с помощью подшипника качения 10 поворотная часть опорного подшипника. В свою очередь на подвижную часть опорного подшипника 11 жестко закреплена балка 12 (рис. 7.1б), 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 станда.

К неподвижной части опорного подшипника скользуна жестко закреплён упор 22, для контакта с выступом 23 подвижной частью подшипника (см. рис. 7.1в), 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 закреплён 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.

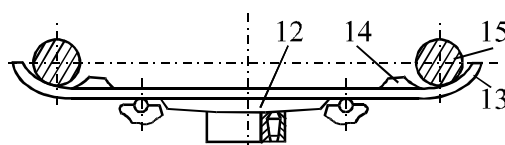
Тележка вагона, который подается на стенд, фиксируется с помощью вставки 26 (см. рис. 7.1д) рельса, которая имеет выемку 27 в головке рельса, под которой размещен пневмоцилиндр 28, где останавливается вторая по ходу движения колесная пара (стрелкой на рис. 7.1г указано направление дви-

жения), а первую колесную пару останавливает вставка 29 рельса, который поднят штоком пневмоцилиндра 30.

a

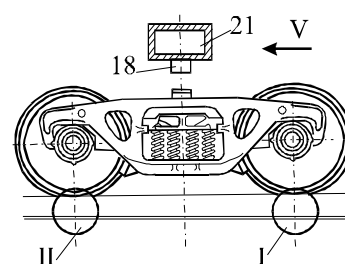
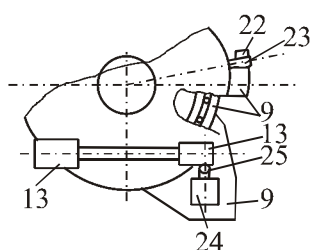


б



в

г



д

е

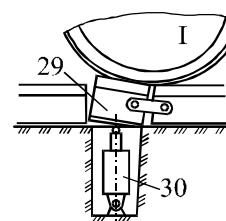
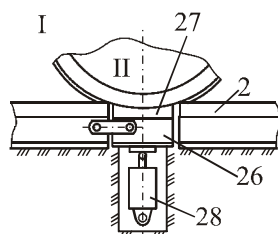


Рисунок 7.2 – Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона: а) схема стенда; б) сечение по А-А (повернуто); в) вид по стрелке «В»; г) сечение по «В-В»; д) узел I; е) узел II

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. Велючается орган вертикального нагружения 4, захватывает 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 скользунами 18, размещенными на поперечной балке 21 стенда, 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 скользуны тормозят этот поворот трением между скользуном, закрепленными на балке стенда (в нашем случае), и скользуном (боковой опорой) на надрессорной балке тележки.

При тестовом 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 шкворня 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 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 в скользунах, которые надо учитывать во время определения момента сил трения в скользунах.

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 стенда.

7.4 Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона (патент Украины на изобретение № 92398)

Стенд, описанный в 7.2, имеет громоздкую конструкцию, сложный в изготовлении и имеет значительную металлоемкость.

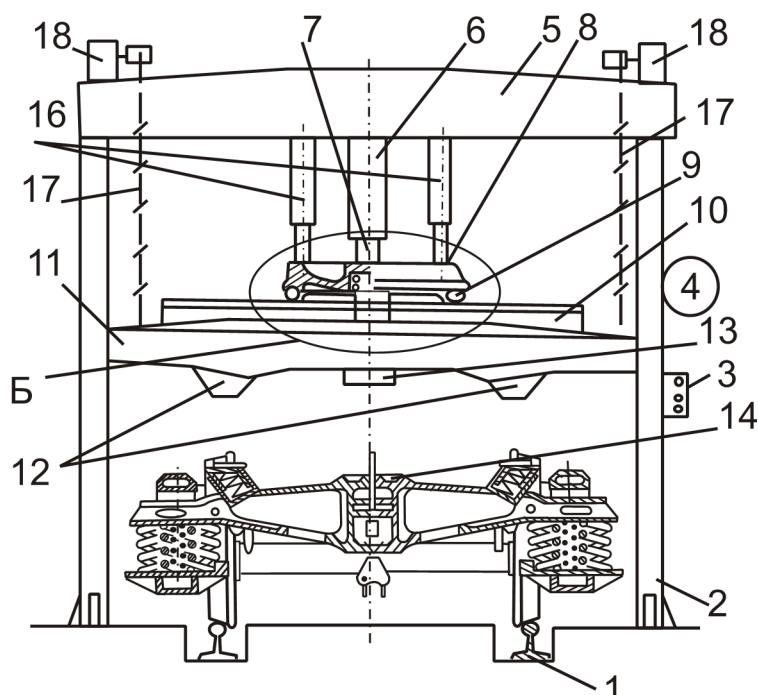
Поэтому на следующей модели стенда авторы попытались усовершенствовать его конструкцию с целью упрощения при изготовлении.

Особенность данной конструкции стенда 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 упомяну-

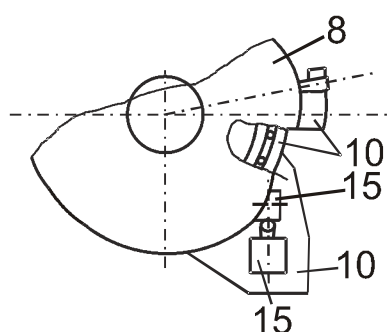
той выше поперечной балке с помощью податливых элементов, а неподвижная часть опорного подшипника имеет связь с этой поперечной балкой с помощью направляющих в виде шлицевых соединений.

На рис. 7.2 представлена схема стенда № 3 для исследования силы трения в скользунах тележки грузового вагона [262].

a



б



в

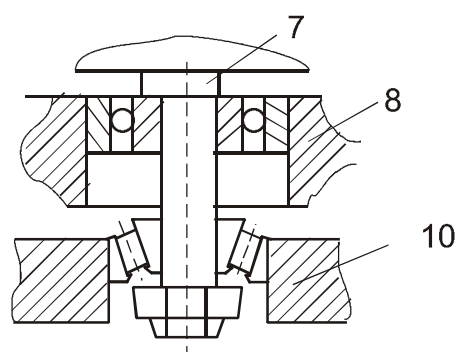


Рис. 7.3. Схема стенда для определения момента сопротивления повороту тележки: а) общий вид; б) вид по стрелке «А»; в) узел «Б» с разрезами

Стенд для исследования силы трения в скользунах 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 роликподшипник.

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 стояка 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 стояка 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 шворня на пятнику 13). Это имитирует вписывание вагона в кривой участок пути, а трение между скользящими 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 скользящих 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 ки-

нематической паре будет значительно меньшей, чем сила трения между скользящими, что необходимо учитывать при определении момента сил трения в скользящих.

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.

7.5 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 скользящих 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 [169, 263].

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 нагрузки 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. 7.3 представлена схема стенда для исследования силы трения в скользунах тележки грузового вагона.

Стенд для исследования силы трения в скользунах тележки грузового вагона имеет рельсы 1, отсоединенные от основного пути 2, поворотную платформу 3, которая опирается на катки 4, которые перекатываются по фундаментным плитам 5, центрирующий подшипник 6 и центрирующий стержень 7, предохранительную шайбу 8, домкраты 9, месдозы 10, исследуемую тележку 11.

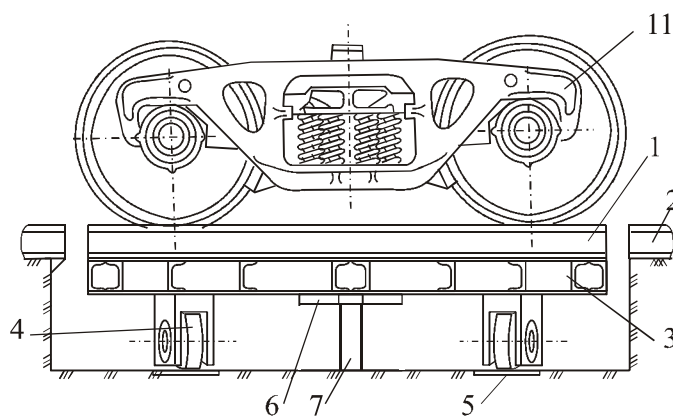
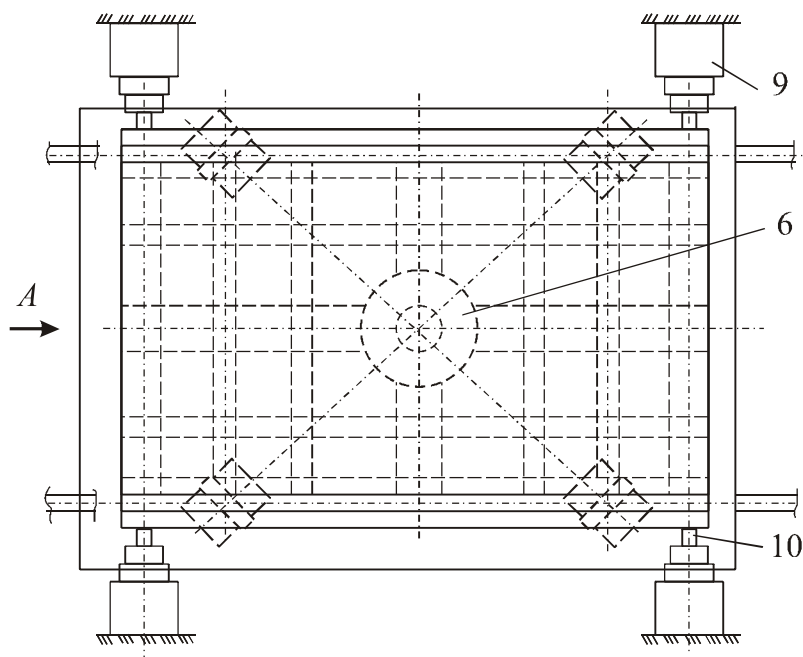
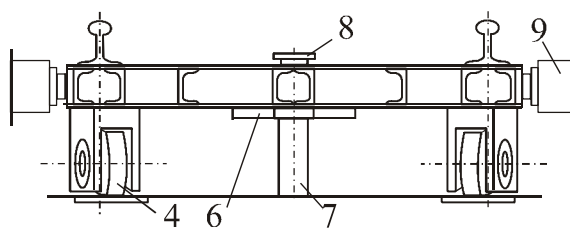
a***б******в***

Рисунок 7.4 – Стенд для исследования силы трения в скользунах тележки грузового вагона: а) вид сбоку; б) вид стенда в плане; в) вид по стрелке «А»

Работает стенд следующим образом. Исследовательский вагон, порожний или груженный, накатывается на стенд таким образом, чтобы исследуемая тележка 11 заняла положение по рискам 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.

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 выталкивается 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 [47]. 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.

7.5.1. Особенности конструкции узлов стенда

Одно из основных требований, которое ставится при разработке первого варианта конструкции стенда, было в уменьшении нагруженности поворотной платформы, что необходимо для уменьшения ее инерционности и расходов материала, учитывая то, что габаритные размеры платформы по второму варианту больше, чем в первом. Для уменьшения нагруженности вместо одной опоры в центре платформы было намечено четыре опоры, рас-

положенные в вертикальных плоскостях, в которых на платформу передается нагрузки от колес тележки. Эти продольные вертикальные плоскости совпадают с вертикальными плоскостями симметрии поперечного сечения рельсов. Это позволило несущую конструкцию платформы выполнить в виде двух продольных балок. Вертикальные плоскости симметрии поперечных сечений этих балок и рельсов совпадают.

Кроме того, уменьшение нагруженности балки достигнута выбором расстояния между опорами с учетом того, что при накатывании тележки на стенд на несущие балки действует подвижная нагрузка. При расположении опор в пролете балки длиной ℓ на расстоянии x от концевой точки балки

наибольшие изгибающие моменты будут составлять $M_{\max 1} = \frac{P_{\text{ст}}}{2} x$ над опо-

рой, когда сила $\frac{P_{\text{ст}}}{2}$ (здесь $P_{\text{ст}}$ – статическая нагрузка от колесной пары на

рельсы) находится в концевой точке балки, и $M_{\max 2} = \frac{P_{\text{ст}}}{2} \frac{\ell - 2x}{4}$, когда сила

находится посередине проема между опорами. Сравнивая эти моменты, по-

лучим рациональную величину расстояния опоры от конца балки $x = \frac{\ell}{6}$.

Максимальный изгибающий момент при этом будет $M_{\max} = \frac{P_{\text{ст}}}{2} \frac{\ell}{6} = \frac{P_{\text{ст}}}{12}$. Это

меньше, чем при других положениях опор. Следует заметить, что эти расчеты проведены при нештатном случае работы стенда, когда по концам рельсов подвижной платформы отсутствуют рельсовые накладки, которые при нормальной работе стенда должны присутствовать. При таком режиме, чтобы предотвратить отрыв катка от опоры при наезде колесной пары тележки на начало рельсы поворотной платформы, с другой стороны на центрирующем стержне ставится предохранительная шайба с малым вертикальным зазором к центрирующему подшипнику. В этом случае вертикальная реакция в точке

закрепления будет в первом приближении (пренебрегая весом платформы) равна $\frac{P_{\text{ст}}}{2}$. Из этой величины силы необходимо выходить при расчетах на прочность поперечной балки, учитывая то, что длина поперечной балки равняется расстоянию между средними колесами качения колесной пары $2S = 1,58$ м. В рассмотренном случае нагрузка на каток равняется $R = \frac{3}{4} P_{\text{ст}}$, которую надо учитывать при расчетах катка.

При расчете длины продольной балки, то есть длины платформы, надо учитывать базу тележки $L = 1,85$ м и технологические приложения длины $L_{\text{св}}$. Величины эти более точно определяются при техническом проектировании. В первом приближении можно принять $L_{\text{св}} = 0,4$ м. Тогда длина платформы будет $L_{\text{пл}} = 2,65$ м.

Ширина платформы зависит от расстояния между осями продольных балок $2S$ и ширины их сечений, которая определяется расчетами их на прочность и в первом приближении может быть принята $b = 0,2$ м. Таким образом, ширина платформы в первом приближении может быть принята $B_{\text{пл}} = 2S + b = 1,78$ м.

Продольные балки и поперечная балка имеют сварную несущую конструкцию из прокатных профилей и листовой стали. Эти Н-образная рама из конструктивных соображений подкрепляется поперечными балками жесткости и сверху покрытием из листовой стали.

Несущие катки платформы должны отвечать требованиям прочности и малого сопротивления при перекачивании. Расчетная нагрузка на каток можно брать из нештатной ситуации, когда тележка въезжает на стенд с незакрепленными рельсовыми накладками $R = \frac{3}{4} P_{\text{ст}}$, где $P_{\text{ст}}$ – нагрузка от колесной пары на рельсы (рис. 3.5). До этого надо добавить $G_{\text{п}}/4$, где $G_{\text{п}}$ – вес платформы. Как вариант конструкции упрочения катка можно рассматривать вилку с проушинами, в которых есть отверстия для размещения роликовых подшипников. Каток закрепляется на вале, который фиксируется во внутрен-

них кольцах подшипников. Диаметр катка непосредственно зависит от диаметра внешнего кольца подшипника. Материал катка – высококачественная сталь. Поверхность качения закалена, в перерезе – выпуклая с радиусом порядка $R = 500$ мм.

Система, которая центрирует положение платформы при повороте, состоит из центрирующего стержня и центрирующего подшипника. При повороте платформы, когда домкраты, расположенные по диагонали, создают одинаковые силы, то они составляют в пару сил, и поперечные силы при этом не возникают. Но когда силы домкратов не равны, то различие этих сил действует на стержень и сгибает его. Наиболее неудачный будет случай, когда действует только один домкрат. Тогда вся эта сила сгибает стержень. Для расчетов прочности стержня надо рассматривать наиболее опасный случай, когда действует только один домкрат с двух диагональных. Тогда надо рассчитывать центрирующий стержень на изгиб самой большой силой S , что может быть при повороте системы. Центровальный стержень также может растягиваться силой $\frac{P_{ст}}{2}$, но режимы, в которых может быть изгиб и растяжение, не могут быть одновременно. Нужно отметить, что центрирующий подшипник на центрирующем стержне имеет скользящую посадку и потому на стержень вертикальных усилий не передает.

Опорные плиты катков должны быть изготовлены из высококачественной стали. Их плоскости должны быть обработаны с высокой степенью точности и закалены. Опорные плиты должны быть установлены с высокой степенью точности в горизонтальной плоскости.

Система нагрузки включает четыре домкрата (см. рис. 3.1) с самой большой силой $S' = \frac{Sb_c}{\ell_d}$, где S – сила трения в скользящей посадке наддрессорной балки относительно кузова; $2b_c$ – поперечное расстояние между скользящими; $2\ell_d$ – продольное расстояние между домкратами.

Самый большой ход домкрата должен иметь величину $h=0,05\ell_d$ мм.

В процессе испытания действуют или домкратами D_1 и D_4 , которые создают момент одного направления, или домкратами D_2 и D_3 , которые создают момент другого направления. Возможность одновременной работы домкратов D_1 и D_3 и D_2 и D_4 должна быть заблокирована. В силовой круг каждого домкрата должны быть включены измерительные элементы – месдозы с соответствующими тензорезисторами, которые для домкратов D_1 и D_4 должны быть включены в одно плечо измерительного моста, а для домкратов D_2 и D_3 – во второе. Данные из измерительного моста через тензопідсилювач и преобразователь передаются в вычислительную машину для обработки. Перемещение надрессорной балки измеряются с помощью реохордных датчиков, которые устанавливаются на кузове, а их подвижная часть соединяется с надрессорной балкой.

Для управления работой стенда орган включения и выключение каждой пары домкратов 1, 4 и 2, 3 выносятся непосредственно на панель управления. Также на панель выводятся данные о величине нагрузки и перемещений и на мониторе вычислительной машины диаграмму зависимости момента сил сопротивления от угла поворота надрессорной балки.

7.6 Экономических эффект от внедрения результатов исследований

Экономическая эффективность внедрения результатов диссертационного исследования определяется путем сравнения экономического эффекта от их применения с расходами, связанными с их внедрением.

Общий экономический эффект, согласно источникам формирования, включает две группы составляющих: эффекты, которые формируются благодаря экономии эксплуатационных расходов железнодорожного транспорта, и

эффекты, возникающие за счет экономии капитальных расходов (инвестиций).

Поскольку абсолютные величины как экономических эффектов, так и расходов, связанных с внедрением, зависят от масштабов использования результатов диссертационного исследования, целесообразно определять соответствующие удельные величины в расчете на соответствующие калькуляционные единицы перевозочной работы.

Эффекты, связанные с экономией эксплуатационных расходов, могут быть определены методом единичных расходных ставок путем корректирования величин расходных ставок. Так, все результаты, которые содействуют повышению межремонтных пробегов вагонов и уменьшению себестоимости их ремонтов, могут быть учтены путем корректирования единичных расходных ставок на вагоно-километр. Аналогичные результаты, связанные с повышением межремонтных пробегов локомотивов, влияют на единичные расходные ставки на локомотиво-километр. Результаты, связанные с уменьшением износа пути, могут быть учтены корректированием расходной ставки на тонно-километр брутто. А результаты, которые содействуют уменьшению расходов энергии на тягу поездов, учитываются корректированием нормы расходов топлива (электроэнергии) на 10000 т-км брутто.

Таким образом, уменьшение себестоимости перевозок можно определить дифференцированно по видам движения и тяги.

Для грузового движения с электротягой:

$$\Delta C_{v.e} = \Delta e_n \cdot \sum nS + \Delta e_{Me} \cdot \sum MS_e + \Delta e_{pl} \cdot \sum PL_{br} + P_{el} \cdot \Delta \alpha_{el} \frac{\sum PL_{br}}{10000},$$

где $\Delta C_{v.e}$ – уменьшение себестоимости грузовых перевозок с электротягой;

Δe_n – уменьшение расходной ставки на вагоно-километр грузового вагона;

$\sum nS$ – общий пробег грузовых вагонов на калькуляционную единицу работы (как правило, на 1000 т-км нетто);

Δe_{Me} – уменьшение расходной ставки на электровозо-километр;

$\sum MS_e$ – общий пробег электровозов на калькуляционную единицу работы;

Δe_{pl} – уменьшение расходной ставки на тонно-километр брутто;

$\sum PL_{br}$ – грузооборот брутто, выполняемый на калькуляционную единицу работы;

P_{el} – цена 1 кВт-ч. электроэнергии на тягу поездов;

$\Delta \alpha_{el}$ – уменьшение средней нормы расхода электроэнергии на 10000 т-км брутто.

Для грузового движения с тепловозной тягой:

$$\Delta C_{v.d} = \Delta e_n \cdot \sum nS + \Delta e_{Md} \cdot \sum MS_d + \Delta e_{pl} \cdot \sum PL_{br} + P_{pal} \cdot \Delta \alpha_{pal} \frac{\sum PL_{br}}{10000},$$

где $\Delta C_{v.d}$ – уменьшение себестоимости грузовых перевозок с тепловозной тягой;

Δe_{Md} – уменьшение расходной ставки на тепловозо-километр;

$\sum MS_d$ – общий пробег тепловозов на калькуляционную единицу работы;

P_{pal} – цена 1 кг условного топлива;

$\Delta \alpha_{pal}$ – уменьшение средней нормы расхода топлива на 10000 т-км брутто.

По аналогичным формулам можно определить уменьшение себестоимости пассажирских перевозок.

Эффекты, которые проявляются в виде экономии капитальных расходов (инвестиций), связаны с уменьшением количества ремонтов подвижного состава на единицу работы, а соответственно с уменьшением простоя подвижного состава и размера нерабочих парков вагонов и локомотивов. Величина эффекта по видам подвижного состава в расчете на калькуляционную единицу работы может быть определена по формуле:

$$\Delta K = \frac{\Delta \sum nt}{365 \cdot 24} \cdot P_{rs},$$

где ΔK – величина высвобождаемых инвестиций в расчете на калькуляционную единицу работы;

$\Delta \sum nt$ – экономия времени простоя подвижного состава в ремонтах на калькуляционную единицу работы;

P_{rs} – цена соответствующей единицы подвижного состава (без НДС).

Общая удельная текущая стоимость экономических эффектов от реализации результатов исследования на калькуляционную единицу работы (например, 1000 т-км нетто) может быть определена при помощи такой зависимости:

$$PV_{rez} = \Delta K + \Delta C \cdot \frac{1 - (1 + R)^{-T}}{R},$$

где R – ставка дисконта;

T – продолжительность жизненного цикла объектов интеллектуальной собственности, которые являются результатами исследования (может быть принята неограниченной или по срокам соответствующих патентов).

Показатель экономической эффективности «чистая текущая стоимость» может быть определен по формуле

$$NPV = PV_{rez} \cdot \sum PL - \left(I + B \cdot \frac{1 - (1 + R)^{-T}}{R} \right),$$

где NPV – чистая текущая стоимость мероприятий по внедрению результатов исследования;

$\sum PL$ – годовой объем работы, который выполняется с применением результатов исследования;

I – инвестиционные расходы, связанные с внедрением результатов исследования;

B – годовые текущие расходы, связанные с использованием результатов исследования.

Если NPV равняется или превышает нуль, то внедрение результатов диссертационного исследования является экономически эффективным.

Для определения экономического эффекта от внедрения результатов диссертационного исследования в грузовых перевозках используются единичные расходные ставки 2014 года, определенные по данным Приднепровской железной дороги, и качественные показатели работы подвижного состава по данным Справочника основных показателей работы железных дорог Украины (2003-2013 года).

Из теоретических исследований вытекает, что за счет внедрения результатов исследования можно достичь повышения долговечности конструктивных элементов подвижного состава и, соответственно, увеличение межремонтных пробегов от 1,5 до 2 раз.

Уменьшение единичных расходных ставок, связанных с пробегом подвижного состава, определяется как произведение базового уровня расходной ставки, доли расходной ставки, которая связана с ремонтами подвижного

состава и коэффициента влияния, который учитывает уменьшение расходов на ремонт за счет повышения межремонтных пробегов.

Уменьшение расходных ставок составляет:

– при повышении межремонтных пробегов в 2 раза:

- на вагоно-километр:

$$\Delta e_n = 0,278 \cdot 0,35 \cdot \left(1 - \frac{1}{2}\right) = 0,049 \text{ грн/ваг-км};$$

- на электровозо-километр:

$$\Delta e_{Me} = 5,728 \cdot 0,368 \cdot \left(1 - \frac{1}{2}\right) = 1,054 \text{ грн/лок-км};$$

- на тепловозо-километр:

$$\Delta e_{Md} = 6,397 \cdot 0,419 \cdot \left(1 - \frac{1}{2}\right) = 1,34 \text{ грн/лок-км};$$

– при повышении межремонтных пробегов в 1,5 раза:

- на вагоно-километр:

$$\Delta e_n = 0,278 \cdot 0,35 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,5}\right) = 0,032 \text{ грн/ваг-км};$$

- на электровозо-километр:

$$\Delta e_{Me} = 5,728 \cdot 0,368 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,5}\right) = 0,703 \text{ грн/лок-км};$$

- на тепловозо-километр:

$$\Delta e_{Md} = 6,397 \cdot 0,419 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,5}\right) = 0,893 \text{ грн/лок-км}.$$

Затраты измерителей на 1000 т-км достигают:

– пробег вагонов:

$$nS = \frac{1000}{37,5} = 26,67 \text{ ваг-км}.$$

где 1000 – грузооборот нетто, т-км;

37,5 – динамическая нагрузка вагона рабочего парка, т/ваг.

Пробег электровозов:

$$MS_e = \frac{1000 + 26,67 \cdot 24,5}{3423} \cdot (1 + 0,175) = 0,57 \text{ лок-км},$$

где 1000 – грузооборот нетто, т-км;

26,67 – общий пробег вагонов, ваг-км;

24,5 – средний вес тары вагона, т/ваг;

3423 – средний вес поезда брутто, т/поезд;

0,175 – коэффициент вспомогательного линейного пробега электровозов.

Пробег тепловозов:

$$MS_d = \frac{1000 + 26,67 \cdot 24,5}{3423} \cdot (1 + 0,4) = 0,68 \text{ лок-км},$$

где 0,4 – коэффициент вспомогательного линейного пробега тепловозов.

Таким образом, сокращение себестоимости грузовых перевозок может составить:

– при повышении межремонтных пробегов в 2 раза:

- для электровозной тяги:

$$\Delta C_{v.e} = 26,67 \cdot 0,049 + 0,57 \cdot 1,054 = 1,908 \text{ грн/1000 т-км};$$

- для тепловозной тяги:

$$\Delta C_{v.d} = 26,67 \cdot 0,049 + 0,68 \cdot 1,34 = 2,218 \text{ грн/1000 т-км};$$

– при повышении межремонтных пробегов в 1, 5 раза.

- для электровозной тяги:

$$\Delta C_{v.e} = 26,67 \cdot 0,032 + 0,57 \cdot 0,703 = 1,254 \text{ грн/1000 т-км};$$

- для тепловозной тяги:

$$\Delta C_{v,d} = 26,67 \cdot 0,032 + 0,68 \cdot 0,893 = 1,46 \text{ грн/1000 т-км.}$$

В 2014 году железнодорожным транспортом Украины выполнен грузооборот в размере 209634,3 млн. т-км, при этом в электротяге – 190933,6 млн. т-км, в тепловозной тяге – 18700,7 млн. т-км.

Таким образом, экономия эксплуатационных расходов в масштабах Укрзализныци при объемах работы и в ценах 2014 года может составлять:

- при повышении межремонтных пробегов в 2 раза:

$$(190933,6 \cdot 1,908 + 18700,7 \cdot 2,218) \cdot 10^{-3} = 405,8 \text{ млн. грн. на год;}$$

- при повышении межремонтных пробегов в 1, 5 раза:

$$(190933,6 \cdot 1,254 + 18700,7 \cdot 1,46) \cdot 10^{-3} = 266,7 \text{ млн. грн. на год.}$$

Для определения общего экономического эффекта за срок жизненного цикла объекта права интеллектуальной собственности определяется ставка дисконта методом суммирования.

Номинальная ставка дисконта включает:

- базовую ставку в размере 15,2 % (средняя ставка процентов по долгосрочным депозитам юридических лиц в национальной валюте за 2014 год по данным Национального банка Украины);

- премию за низкую ликвидность в размере 5,6% (разность между средними ставками процентов по долгосрочным и краткосрочным депозитам юридических лиц в национальной валюте за 2014 год по данным Национального банка Украины);

- премию за риск в размере 15,2 % (риск проекта характеризуется как высокий, премия за риск равняется базовой ставке).

Общая номинальная ставка дисконта составляет 36%.

Темп инфляции в 2014 году по данным Государственной службы статистики Украины достигает 24,9 %. Таким образом, реальная ставка дисконта равняется:

$$R = \frac{36 - 24,9}{1 + 0,249} = 8,9\%.$$

Срок жизненного цикла объекта права интеллектуальной собственности равняется 20 лет. Общий экономический эффект составляет:

– при повышении межремонтных пробегов в 2 раза.

$$405,8 \cdot \frac{1 - (1 + 0,089)^{-20}}{0,089} = 3731 \text{ млн. грн};$$

– при повышении межремонтных пробегов в 1, 5 раза:

$$266,7 \cdot \frac{1 - (1 + 0,089)^{-20}}{0,089} = 2452 \text{ млн. грн. на год.}$$

Таким образом, общий экономический эффект от внедрения результатов диссертационного исследования может достичь размера от 2452 до 3731 млн. грн.

Выводы по разделу 7

В данном разделе рассмотрены вопросы необходимости определения силы трения и момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона относительно кузова.

В результате проведенного анализа можно сделать следующие выводы.

1. Приведены эскизные проекты различных вариантов конструкции стенда для определения момента сил сопротивления повороту в плане тележки грузового вагона относительно кузова и методика оценки этого момента.

2. Сравнение трех вариантов конструкции стенда показывает, что конструкция второго варианта стенда более простая и в изготовлении, и в эксплуатации, поэтому ее целесообразно реализовать.

3. Приведенная в диссертации методика позволяет определить величину момента сил сопротивления при повороте тележки относительно кузова в плане и получить характеристику соединения кузова с тележкой при циклической смене относительного угла их поворота.

4. Общий экономический эффект от внедрения результатов диссертационного исследования может достичь размера от 2452 до 3731 млн. грн.

Результаты данного раздела опубликованы в следующих работах:
[169, 259, 262, 263]

ВЫВОДЫ

В диссертации поставлена и решена теоретическая и практическая проблема, направленная на обеспечение безопасной эксплуатации подвижного состава железных дорог. Созданные и усовершенствованные в работе методы по оценке и определению зон безопасности от схода колеса с рельсов, методы проведения теоретических исследований структурных схем рельсовых экипажей по выявлению избыточных связей и рекомендации по их устранению, методы определения силы трения и моменты сил сопротивления повороту тележки грузового вагона относительно кузова позволяют получить обоснованные, более эффективные и более точные решения поставленной в работе проблемы.

Основные научные результаты проведенных в работе исследований, выводы и рекомендации заключаются в следующем.

1. Анализ причин схода подвижного состава на железных дорогах показал, что наряду с отклонениями в состоянии рельсового пути и ходовых частей подвижного состава от норм их содержания, имеют место обстоятельства, связанные с недостатками конструкции ходовых частей экипажей, которые непосредственно не вызывают сход, но являются причинами развития динамических процессов, которые приводят к повышенному силовому воздействию подвижного состава на путь и, в конечном итоге, вызывают его сход. Кроме этого опасность схода, особенно при высоких скоростях движения, могут вызывать причины, не связанные с неисправностями рельсовых экипажей, а являющиеся особенностью его конструкции.

2. В число основных причин сходов колес с рельсов, связанных с неисправностями ходовой части вагонов, можно включить такие, как излом боковых рам и надрессорных балок тележек; излом осей и колес; неисправности роликовых подшипников буксового узла; сдвиг ступицы колеса на оси, обрывы и отказы автосцепного устройства; износы элементов фрикционных га-

сителей колебаний и узла опирания кузова на наддрессорную балку; искажение профиля колеса, в том числе остроконечный накат, недопустимые отклонения размеров тележки (баз, боковин, диаметров колес и т.д.).

3. На основе анализа существующих подходов к оценке безопасности от схода колеса с рельсов получил дальнейшее развитие критерий безопасности от схода колеса рельсового экипажа с рельсов. 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.

4. 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. При изменении отношения сил от 1 до 2 значения коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса составляет 0,5...13,4 %.

5. При помощи полученного в работе выражения критерия безопасности от схода колесной пары с рельсов, когда она рассматривается как единое твердое тело и учитываются силы, приложенные к ней со стороны рамы тележки, установлено, что влияние угла наклона поверхности катания к горизонтали ненабегающего колеса невелико (6 %). Поэтому уклоном поверхности катания ненабегающего колеса можно пренебречь.

6. Условия схода колесной пары с рельсов существенно зависят от высоты приложения к колесной паре рамной силы. При этом наиболее неблагоприятное условие безопасности от схода имеет место при нулевой высоте приложения рамной силы.

7. Полученные в работе при помощи принципа возможных перемещений уравнения равновесия колесной пары по структуре похожи на формулу Марье, но не учитывают высоту приложения к колесной паре рамной силы. В

работе показано, что зависимость условия безопасности от высоты точки приложения рамной силы связана с двойственным характером действия рамной силы в процессе скольжения гребня набегающего колеса относительно рельса.

8. Предложенное в работе графическое представление критерия Надаля позволяет наглядно определить, какое соотношение между горизонтальной поперечной и вертикальной силами соответствует разным условиям взаимодействия колеса и рельса в задаче о сходе колеса с рельса при исходных предпосылках задачи Надаля;

9. При модернизации существующих единиц рельсовых экипажей или создании новых видов подвижного состава с целью улучшения их динамических показателей и уменьшения трения в соединениях деталей рекомендуется применять структурный анализ соединений элементов.

10. На примере магистрального грузо-пассажирского электровоза типа ДСЗ с целью улучшения его тяговых качеств проведен анализ тягового устройства и предложена улучшенная схема соединения тележек с кузовом, подтвержденная патентом на изобретение.

11. Теоретические исследования структурных схем вагонных тележек разных типов на предмет наличия избыточных связей, подтвержденные опытными данными, показали эффективность применения метода структурных схем на стадии проектирования новых или модернизации существующих единиц рельсового подвижного состава. Так, тележка модели ZK1-E имеет 0 (нуль) избыточных связей и высокие динамические показатели, а тележка модели 18-100 имеет 16 избыточных связей и повышенный износ пары «колесо – рельс».

12. Для определения момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова грузового вагона с целью контроля указанной величины разработаны три конструкции стенда, защищенные патентами на изобретение.

13. Общий экономический эффект от внедрения результатов диссертационного исследования может достичь размера от 2452 до 3731 млн. грн.

Список использованной литературы

1. Азовский, А. П. Об оценке запаса устойчивости колеса от вкатывания на головку рельса [Текст] / А. П. Азовский, В. Н. Котуранов, М. Н. Овечников, И. В. Плотников / Сборник статей международной конференции «Безопасность движения поездов». – М.: МИИТ – 2007. – С. VI-1-VI-2.
2. А. с. 243225 СССР. Устройство для испытания тележки рельсового транспорта под нагрузкой / А. Н. Лоскот. – Оpubл. 05.05.1969. Бюл. 16.
3. А. с. 583379 СССР. Стенд для статических испытаний тележек железнодорожного подвижного состава / А. А. Кривецкий, А. Ф. Андреев, Г. Н. Солоусов и др. – Оpubл. 05.12.1977. Бюл. 45.
4. А. с. 599183 СССР. Испытательный стенд / В.А. Лазарян, В.Ф. Ушкалов, В.В. Кулябко и др. – Оpubл. 25.03.1978. Бюл. 11.
5. А. с. 645178 СССР. Устройство для определения коэффициента запаса устойчивости колесной пары транспортного средства [Текст] / М. Б. Кельрих, Л. А. Манашкин, Е. Л. Стамблер и др. – Оpubл. 30.01.1979. Бюл. 4.
6. А. с. 652461 СССР. Стенд для испытания опор кузова подвижного состава / Л. К. Добрынин, А. И. Клюжев, А. И. Кокорев и др. – Оpubл. 15.03.1979. Бюл. 10.
7. А. с. 981843 СССР. Стенд для испытания сопряжения кузова локомотива с тележками / Т. Ф. Бондарь, Н. П. Сидоров, М. Л. Бурка и др. – Оpubл. 15.12.1982. Бюл. 46.
8. А. с. 1010493 СССР. Стенд для испытания опор кузова подвижного состава / Л. К. Добрынин, А. И. Кожевников, А. И. Кокарев и др. – Оpubл. 7.04.1983. Бюл. 13.

9. А. с. 1080060. Поворотный круг для контроля углов установки колес транспортного средства / В. С. Матюхин, Г. Мочалов. – Оpubл. 07.03.1984. Бюл. 10.
10. А. с. 1093585 СССР, В 61 С 9/48. Устройство подвески механизма привода колесной пары локомотива / А. Г. Вольперт, Н. Н. Каменев, В. С. Гинзбург, А. Д. Штейнброк. – № 3548282/27-11; Заявлено 04.02.83; Оpubл. 23.05.84, Бюл. № 19. – 2 с.
11. А. с. 1463599 СССР, МКИВ 61 Н 13/28. Тормозная рычажная передача тележки железнодорожного средства / О. М. Савчук, В. Я. Панасенко, Ю. Г. Амосов (СССР). – № 4228337/27/11, Заявл. 13.04.88, Оpubл. 07.03.89. Бюл. № 9. – 3 с.
12. А. с. 1523441 СССР, В 61 С 9/15. Тяговый привод локомотива / А. А. Шацилло. – № 4051971/27-11; Заявлено 08.04.86; Оpubл. 23.11.89, Бюл. № 43. – 4 с.
13. А. с. 1597662 СССР. Стенд для испытания опорных роликов и опорно-поворотного устройства транспортного средства / А. Л. Морозов, К. Д. Никитюк, В. П. Пономарев и др. – Оpubл. 7.10.1990, Бюл. 37.
14. Амосов, Ю. Г. Структурный анализ механической части тормозов восьмиосного полувагона [Текст] / Ю. Г. Амосов, В. Я. Панасенко // Ремонт и техническое обслуживание вагонов. – Гомель: БелИИЖТ, 1988. – С. 57-60.
15. 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.
16. Андриевский, С. М. Боковой износ рельсов на кривых [Текст] / С. М. Андриевский // Труды ЦНИИ МПС. – 1961. – Вып. 207. – 126 с.
17. Андриевский, С. М. Сход колеса с рельса [Текст] / С. М. Андриевский, В. А. Крылов // Труды ВНИИЖТ. – 1969. – Вып. 393. – С. 20-41.

18. Бирюков, И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог [Текст] / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.
19. Бирюков, И. В. Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак и др. / Под ред. И. В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
20. Бирюков, И. Вагон и маленькая тележка [Текст] / И. Бирюков. – Гудок. – 23.04.2003.
21. Блохин, Е. П. Влияние на устойчивость движения электровоза ДСЗиспользования профиля МИНТЕК [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Н. И. Грановская и др. // Тр. XII Междунар. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепропетровск. – 2008. – С. 78.
22. Блохин, Е. П. Влияние рамной силы на сход колеса с рельса [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко / Проблемы механики железнодорожного транспорта: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение. XIII Междунар. науч.-практ. конф. – Д.: ДНУЖТ, 2012. – С. 22.
23. Блохин, Е. П. Выбор рациональных параметров экипажной части электровоза ДСЗ [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Н. И. Грановская и др. // Тез. 65 Междунар. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Днепропетровск, 2005. – С. 21.
24. 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.
25. Блохин, Е. П. Графическое представление критерия Надаля. [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2010. – С. 7-9.
26. 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.
27. 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.
 28. Блохин, Е. П. Динамика и прочность электровоза типа ДС3 [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, С. А. Кострица и др. / Вестник ВЭЛНИИ. – 2004. – № 2. – С. 170-182.
 29. Блохин, Е. П. Динамика скоростного электровоза ДС3 [Текст] / Е. П. Блохин, А. Н. Пшинько, М. Л. Коротенко и др. / Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.. – Д., 2004. – Вип. 5. – С. 9-12.
 30. 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.
 31. Блохін, Є. П. До питання зменшення перекосу рам візків локомотивів [Текст] / Є. П. Блохін, О. М. Бондарєв та ін. // Залізничний транспорт України. – 2004. – № 5. – С. 39-41.
 32. Блохин, Е. П. К вопросу о вибрации на рабочих местах локомотивных бригад [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский и др. // Тез. 66 Междунар. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2006. – С. 14.
 33. Блохин, Е. П. К вопросу вибрации на рабочих местах локомотивных бригад [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский и др. // Залізничний транспорт України. – 2006. – № 4. – С. 49-52.
 34. Блохин, Е. П. К вопросу зависимости коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса от горизонтальных поперечных ускорений пола в шкворневом сечении пассажирского вагона [Текст] / Е. П. Блохин, С. В. Мямлин / Вісник Східноукраїнського національного

- університету ім. В. Даля. – 2011. – № 12 (166). – Частина 1. – С. 237-248.
35. 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.
 36. Блохин, Е. П. К оценке устойчивости движения четырехосных полувагонов с колесами, имеющими разные типы профиля и разную степень износа [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский и др. // Тр. XII Междунар. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепрпетровск. – 2008. – С. 33.
 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 СНУ ім. В. Даля. – 2010. – № 9 (151). – Частина 2. – С. 6-10.
 38. 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.
 39. Блохин, Е. П. О запасе устойчивости колеса против схода с рельса [Текст] / Е. П. Блохин, А. Н. Пшинько, М. Л. Коротенко, А. Г. Рейдемейстер / Залізничний транспорт України. – 2002. – № 2. – С. 22-24.
 40. Блохин, Е. П. О конструкции тягового привода класса II локомотива [Текст] / Е. П. Блохин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2007. – Вып. 16. – С. 81-84.
 41. Блохин, Е. П. О критерии безопасности от схода с рельсов [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Тез. 71 Междунар.

- научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2011. – С. 18-19.
42. Блохин, Е. П. О роли натурных испытаний при оценке качества подвижного состава железных дорог [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко / Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2010. – № 5 (147). – Частина 2. – С. 116-120.
 43. Блохин, Е. П. Об оценке степени безопасности колесных пар от схода с рельсов [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Тез. 71 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2011. – С. 16-17.
 44. Блохин, Е. П. Об оценке безопасности от схода колеса с рельсов при использовании направляющей либо боковой силы [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко / Материалы 73 международной научно-практической конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. транспорта». – Д.: ДНУЖТ, 2013. – С. 81-82.
 45. Блохин, Е. П. Об улучшении динамических качеств прицепного вагона типа 1003 [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко и др. / Залізничний транспорт України. – 2003. – № 5. – С. 2-4.
 46. Блохин, Е. П. Об эквивалентности критериев безопасности от схода колеса с рельсов при использовании направляющей либо боковой силы [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко / Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, 2013, вип. 3 (45). С. 74-81.
 47. Блохин, Е. П. Особенности колебаний электровозов, имеющих подвешивание тягового привода класса II [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко и др. // Вісник ДНУЗТ. – 2005. – Вип. 8. – С. 21-22.
 48. Блохин, Е. П. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова. [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Ко-

- ротенко, В. Я. Панасенко и др. // Вісник ДНУЗТ. – 2009. – Вип. 30. – С. 56-58
49. 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.
 50. Блохин, Е.П. Условия безопасности от схода с рельсов в графическом виде [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Тез. 71 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2011. – С. 17-18.
 51. 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): тезиы 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.
 52. Блохин, Е. П. Устойчивость движения четырехосных полувагонов с колесами разного типа профиля и разной степени износа [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский и др. – Залізничний транспорт України. – № 2. – 2008. – С. 18-21.
 53. Блохин, Е. П. Экспериментальные данные о влиянии конфигурации поверхности катания колес грузовых вагонов на их динамику [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский и др. // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2007. – Вип. № 8 (114). – Ч. 1. – С. 35-39.
 54. Бородай, С. М. Ремонт тележек типа ЦНИИ-ХЗ [Текст] / С. М. Бородай. – М.: Транспорт, 1966. – 30 с.
 55. Босов, А. А. Влияние профиля колеса на устойчивость движения колесной пары [Текст] / А. А. Босов, В. М. Ильман / Исследование взаимодействия пути и подвижного состава. Межвуз. сб. научн. трудов. – Д.: ДИИТ. – 1997. – С. 64-72.

56. 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.
57. Бромберг, Е. М. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Е. М. Бромберг, М. Ф. Вериге, В. Н. Данилов, М. А. Фришман; Под общ. ред. М. А. Фришмана. – М.: Гострансжелдориздат, 1956. – 280 с.
58. Вагоны. Общий курс. Учебник для вузов ж.-д. транспорта [Текст] / Под общей ред. В.В. Лукина. – М.: Маршрут, 2000. – 424 с.
59. Вербицкий, В. Г. Анализ влияния профиля поверхности катания колеса на устойчивости движения колесной пары [Текст] / В. Г. Вербицкий, В. А. Демченко. – Збірник наукових праць КУЕТТ. Серія «Транспортні системи і технології». – 2003. – Вип. 4. – С. 85-93.
60. Вериге, М. Ф. Вертикальные силы, действующие на путь при прохождении подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериге // Труды ЦНИИ МПС. – 1955. – Вып. 97. – С. 25-288.
61. Вериге, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериге, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
62. Вериге, М. Ф. Влияние моментов трения между кузовом и тележкой на движение грузового вагона в рельсовой колее [Текст] / М. Ф. Вериге, Л. О. Грачева, Ю. С. Ромен // Тр. ЦНИИ МПС. – 1967. – Вып. 347. – С. 54-57.
63. Вериге, М. Ф. Вопросы взаимодействия пути и подвижного состава и вопросы расчета пути [Текст] / М. Ф. Вериге // Труды ЦНИИ МПС. – 1963. – Вып. 268. – 125 с.
64. Вериге, М. Ф. Модернизация рессорного подвешивания тележек типа МТ-50 [Текст] / М. Ф. Вериге, Л. О. Грачева, П. С. Анисимов / труды ВНИИЖТ. – 1968. – вып. 372. – 112 с.
65. Вериге, М. Ф. Об устойчивости движения колеса по рельсу [Текст] / М. Ф. Вериге, А. Я. Коган. / Вестник ВНИИЖТ. – 1965. – № 4. – С. 3-7.

66. Вершинский, С. В. Динамика вагона: учебник для вузов ж.-д. транспорта [Текст] / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. – М.: Транспорт, 1978. – 352 с.
67. Вершинский, С. В. Динамика вагона [Текст] / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
68. Вершинский, С. В. Динамические характеристики центрального рессорного подвешивания пассажирских вагонов [Текст] / С. В. Вершинский // Труды ЦНИИ МПС. – 1965. – Вып. 307. – С. 100-120.
69. Вершинский, С. В. Исследование динамических качеств порожних грузовых вагонов [Текст] / С. В. Вершинский, В. М. Кондрашов / Труды ЦНИИ МПС. – 1976. – вып. 548. – С. 58-74.
70. Винник, Л. В. Замечания по поводу использования критерия Надаля при оценке безопасности схода с рельс [Текст] / Л. В. Винник, Г. П. Бурчак // Вісник Східноукр. націон. універ. ім. В. Даля. – 2005. – № 8. – Ч. 1. – С. 108-113.
71. Винокуров, М. В. Вагоны [Текст] / М. В. Винокуров. – М.: Трансжелдориздат, 1953. – 704 с.
72. Винокуров, М. В. Исследования колебаний и устойчивости вагонов [Текст] / М. В. Винокуров // Труды ДИИТ. – 1939. – Вып. 12. – С. 7-288.
73. Возможности внедрения подвижного состава с наклоном кузовов на железных дорогах Польши [Текст] // Железные дороги мира. – 2000. – № 9. – С. 25-28.
74. Воинов, В. Чтоб колеса были в ладу с рельсами [Текст] / В. Воинов. – Гудок. – 02.07.2003.
75. Выбор конструктивных схем и определение параметров экипажной части магистрального электровоза: Отчет о НИР [Текст] // Руков. проф. Е. П. Блохин. – ДИИТ, 1993. – 108 с.
76. Галеев, А. У. К вопросу теории схода колес с рельсов [Текст] / А. У. Галеев / Труды МИИТ. – 1948. – № 55. – С. 179-191.

77. Ганиев, Р. Ф. Колебания твердых тел [Текст] / Р. Ф. Ганиев, В. О. Конonenko. – М.: Наука, 1976. – 432 с.
78. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава [Текст] / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
79. Гаркави, Н. Я. К вопросу о решении задач механики с помощью моделирования [Текст] / Н. Я. Гаркави, И. Е. Ковалев, В. Л. Горобец и др. / Сб. статей по материалам XVII международной заочной научно-практической конф. «Научная дискуссия: Вопросы технических наук». – М.: Международный центр науки и образования. – 2013. – С. 130-138.
80. Гаркави, Н. Я. К вопросу совершенствования механизмов [Текст] / Н. Я. Гаркави, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко / Вісник ДНУЗТ. – 2009. – Вип. 30 – С. 118-119.
81. Гаркави, Я. Н. Уравнительные механизмы железнодорожных автоматических устройств [Текст] / Я. Н. Гаркави. – М.: Транспорт, 1967. – 80 с.
82. Годыцкий-Цвирко, А. М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог [Текст] / А. М. Годыцкий-Цвирко. – М.: Гострансиздат, 1931. – 214 с.
83. Годыцкий-Цвирко, А. М. Изгибающий момент в рельсовом стыке [Текст] / А. М. Годыцкий-Цвирко // Труды ЛИИЖТ. – 1943. – Вып. 137. – С. 71-86.
84. Годыцкий-Цвирко, А. М. Вибрация рельса при прохождении подвижной нагрузки [Текст] / А. М. Годыцкий-Цвирко // Труды ЛИИЖТ. – 1956. – Вып. 150. – С. 60-71.
85. Голубенко, А. Л. Алгоритм решения конкретной задачи при произвольном расположении колесной пары относительно рельсовой колеи [Текст] / А. Л. Голубенко, А. И. Костюкевич // Конструирование и ипроизводство транспортных машин. – 1989. – Вып. 21 – С. 33-37.

86. Голубенко, А. Л. Исследования закономерностей износа и профилеобразования колес рельсовых экипажей [Текст] / А. Л. Голубенко, С. Ю. Сапронова // Тез. докл. Всесоюзной конф. «Проблемы развития локомотивостроения». – 1990. – 220 с.
87. Голубенко, А. Л. Методы учета сил в зоне контакта колеса с рельсом [Текст] / А. Л. Голубенко, Н. М. Крамарь // Вопросы транспортного машиностроения. – 1981. – С. 84-90.
88. Голубенко, А. Л. Сцепление колес с рельсом [Текст] / А. Л. Голубенко. – Киев: Наукова думка, 1993. – 448 с.
89. ГОСТ 520-86. ИСО 492-86. Подшипники качения. Общие технические условия.
90. ГОСТ 2.119-73 Единая система конструкторской документации. Эскизный проект.
91. ГОСТ 2.125-88. ЕСКД Правила выполнения эскизных конструкторских документов.
92. ГОСТ 4835-2006 Межгосударственный стандарт. Колесные пары вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм.
93. ГОСТ 9036-88 Колеса цельнокатанные. Конструкция и размеры.
94. ГОСТ 22780-93 Межгосударственный стандарт. Оси вагонов железных дорог колеи 1520 (1524) мм.
95. ГОСТ 9238.83 Габариты приближения строений и подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Межгосударственный стандарт.
96. ГОСТ 15150-96. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортировки в части воздействия климатических факторов внешней среды.
97. ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ Оборудование производственное. Общие требования безопасности. – М.: Стандартинформ, 2007.

98. Грачева, Л. О. Конструктивные особенности и динамические качества трехосной тележки типа УВЗ-9м [Текст] / Л. О. Грачева, П. С. Анисимов. – М.: Транспорт, 1966. – 33 с.
99. Грузовые вагоны железных дорог Украины колеи 1520 мм. Руководство по деповскому ремонту. Министерство транспорта Украины. – Киев, 1998. – 87 с.
100. Гуоджен, Дж. Исследования колес с изношенным профилем [Текст] / Дж. Гуоджен, Ц. Сиаоке // Железные дороги мира. – 1986. – № 7 – С. 14-18.
101. Данович, В. Д. К вопросу об устойчивости против вкатывания колеса на рельс для порожних грузовых вагонов [Текст] / В. Д. Данович, В. В. Рыбкин А. Г. Рейдемейстер и др. / Вестник ДНУЖТ. – 2004. – № 3. – С. 90-96.
102. Дегтярева, Л. Н. Математическое описание силового взаимодействия колес и рельсов [Текст] / Л. Н. Дегтярева, Ю. И. Осенин, С. В. Мямлин / Вестник ДНУЖТ. – 2009. – С. 21-24.
103. Демин Ю. В. О выборе параметров надбуксового подвешивания скоростного пассажирского вагона [Текст] / Ю. В. Демин, И. С. Доронин, Г. Ф. Осадчий // Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. – Киев: Наукова думка, 1974. – С. 67-72.
104. Демин, Ю. В. Устойчивость движения по В. А. Лазаряну [Текст] / Ю. В. Демин / Вестник ДНУЖТ. – 2009. – № 30. – С. 129-132.
105. Демин, Ю. В. Ходовые части грузовых вагонов и безопасность движения поездов [Текст] / Ю. В. Демин // Залізничний транспорт України. – 1998. – № 2, 3. – С. 13-16.
106. Динамика высокоскоростного транспорта: Отчет о НДР / Днепропетровский государственный технический университет железнодорожного транспорта. – № ГР 0195U023134; – Дн-ск, 1994. – 132 с.

107. Динаміка високошвидкісного транспорту: Звіт про НДР / Дніпропетровський державний технічний університет залізничного транспорту. – № ГР 0196U023136. – Дн-ськ, 1995. – 151 с.
108. ДСН 3.3.6.039-99 Санітарні норми виробничої вібрації.
109. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
110. Добровольский, В. В. Система механизмов [Текст] / В. В. Добровольский. – М.: Машгиз, 1943. – 86 с.
111. Доклад А. Глonti, члена комитета ОСЖД на международной конференции ОСЖД-МСЖД: «О развитии скоростного и высокоскоростного железнодорожного сообщения в странах Европы и Азии и подвижного состава для высоких скоростей» – СПб., 2004. – С. 3-11.
112. Доклад М. М. Примака, главного инженера Главного пассажирского управления на международной конференции СПб, 2004.
113. Дополнительные комплексные динамические (ходовые и прочностные) и по воздействию на путь при рекуперативном торможении испытания грузового магистрального электровоза ДЭ1-002: Отчет по НИР, № ГР 0198U005785, 1998 г.;
114. Доронин, В. И. Влияние параметров несовершенства вагонной тележки на износ колес и рельсов [Текст] / В. И. Доронин, В. Ю. Ивченко // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Повышение надежности и совершенствование конструкции подвижного состава. – Д.: ДИИТ, 1988.
115. Дудка, Н. В. Напряжки розвитку локомотивного господарства України [Текст] / Н. В. Дудка // Залізничний транспорт України – 2004. – № 1. – С. 16-18
116. Дьомін, Р. Ю. До способів оцінювання динамічної взаємодії коліс і рейок [Текст] / Р. Ю. Дьомін, А. В. Мостович, Ю. В. Щербина // Вісник

- Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2010. – № 5 (147). – Частина I. – С. 27-31.
117. Дьяков, В.О. Шлях від коня до «Столичного експреса» [Текст] / В.О.Дьяков, В. В. Бондаренко // Залізничний транспорт України. – 2003. – № 3. – С. 42-45.
 118. 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.
 119. Ерихов, М. Л. Синтез зубчатых зацеплений по условию нечувствительности к погрешностям монтажа [Текст] / М. Л. Ерихов // Труды научн.-техн. конф. – Хабаровск. – 1969. – Вып. 17.
 120. Ершков, О. П. Построение графиков удельных характеристик и графиков-паспортов вписывания железнодорожных экипажей в кривые (Теоретические основы) [Текст] / О. П. Ершков // Труды ЦНИИ МПС. – 1963. – Вып. 268. – С. 64-124.
 121. Ершков, О. П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых [Текст] / О. П. Ершков // Труды ЦНИИ МПС. – 1966. – Вып. 301. – 235 с.
 122. Железнодорожный транспорт за рубежом. Серия 1. Подвижной состав. Локомотивное и вагонное хозяйство. – Вып. ЦНИИ ТЭИ МПС. – 1989. – № 3.
 123. Жуковский, Н. Е. Колебания паровоза на рессорах [Текст] / Н. Е. Жуковский // Собр. соч. Т. VII. – М.: ГИТТЛ, 1950. – С. 369-376.
 124. Жуковский, Н. Е. Трение бандажей железнодорожных колес о рельсы [Текст] / Н. Е. Жуковский // Собр. соч. Т. VII. – М.: ГИТТЛ, 1950. – С. 426-478.
 125. Зміни та доповнення до Правил технічної експлуатації залізниць України. Додаток на 5-ти листах. № 3-733 від 22.04.1997 р.

126. Инструктивные указания по эксплуатации и ремонту вагонных букс с роликовыми подшипниками. Утв. МПС 16.08.1983. – М.: Транспорт, 1985. – 160 с.
127. Инструкция по ремонту и обслуживанию букс с подшипниками скольжения. – М.: Транспорт, 1977. – 31 с.
128. Інструкція з експлуатації та ремонту вагонних букс з роликовими підшипниками: ЦВ-ЦЛ-0058. – К.: Укрзалізниця, 2004. – 158 с. – (Нормативний документ Міністерства транспорту України. Інструкція).
129. 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.
130. Исследование высокоскоростного электропоезда ЭР200 [Текст] // По ред. В. Г. Иноземцева / Сб. научн. тр. – М.: Транспорт, 1985. – 83 с.
131. Ишизава, М. Тележки вагонов Новой линии Токайдо и результаты их применения [Текст] / М. Ишизава, Н. Мицуи, С. Отсука // Ежемесячный бюллетень МАЖК. – 1969. – № 2. – С. 3-27.
132. Камаев, А. А. Исследование взаимодействия на путь в кривых подвижного состава методами физического моделирования [Текст] // Вопросы транспортного машиностроения. – 1971. – С. 51-56.
133. Камаев, А. А. Исследование входа в кривые железнодорожного экипажа [Текст] // Вопросы транспортного машиностроения. – 1971. – С. 57-63.
134. Киселев, И. П. Высокоскоростные железные дороги [Текст] / И. П. Киселев, Е. А. Сотников, И. С. Суходоев. – С.-Пб.: Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 2001. – 60 с.
135. Киселев, И. П. Международный конгресс по высокоскоростному движению [Текст] / И. П. Киселев // Железнодорожный транспорт. – 1999. – № 3. – С. 60-69.

136. Кірпа, Г. М. Основні напрямки поліпшення стану Українських залізниць у сучасних умовах [Текст] // Залізничний транспорт України. – 2001. – № 4. – С. 2-6.
137. Клименко, И. В. Выбор рациональных параметров электровоза [Текст] / И. В. Клименко. – Тез. 70 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2010. – С.35-36.
138. Клименко, И. В. К вопросу повышения скоростей движения рельсового подвижного состава [Текст] // Тр. XI Междунар. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепропетровск. – 2004. – С. 92.
139. Клименко, И. В. Нагруженность рам тележек перспективных электровозов. Дисс. на соиск. ... к.т.н. [Текст] / И. В. Клименко. – Днепропетровск, 1994. – 163 с.
140. Клименко, И. В. О возможности увеличения скорости движения рельсового подвижного состава [Текст] / И. В. Клименко // Наука і освіта 2004. – Дніпропетровськ. – 2004. – Том 62: Технічні науки. – С. 63-65.
141. Клименко, И. В. О критериях безопасности, предотвращающих сход колеса с рельсов [Текст] / И. В. Клименко // Вагонный парк. – 2014. – № 8. – С. 4-7.
142. Клименко, И. В. О запасе устойчивости колеса против схода с рельсов [Текст] / И. В. Клименко // Локомотив-информ. – 2014. – № 8. – С. 9-11.
143. Клименко, И. В. Об устойчивости колеса против схода с рельсов [Текст] / И. В. Клименко // Вагонный парк. – 2014. – № 9. – С. 10-12.
144. Клименко И.В. Перспективы развития конструкции тележек локомотивов [Текст] / И. В. Клименко // Тр. Междунар. научно-практической конференции «Динміка наукових досліджень». – Днепропетровск. – 2003. – С. 22.
145. Клименко, И. В. Современные тенденции развития конструкций тележек локомотивов. [Текст] / И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ ім. В. Лазаряна. – 2003. – № 1. – С. 123-126.

146. Клименко, И. В. Математическая модель для оценки рациональных значений жесткости связи наклонной тяги тележки с кузовом электровоза [Текст] / И. В. Клименко, С. В. Мямлин, Л. А. Недужая // Тр. Междунар. конф. «Математика. Компьютер. Образование». – Москва – Дубна. – 2000. – С 151.
147. Ковалев, В. И. Актуальность строительства высокоскоростной железнодорожной пассажирской магистрали Санкт-Петербург [Текст]. – Москва. (Конференция СПб). 2004.
148. Коган, А. Я. Влияние конструкции и состояния пути на устойчивость колеса [Текст] / А. Ф. Коган, Г. И. Матусовский // Вестник ВНИИЖТ. – 1982. – № 8. – С. 42-44.
149. Коган, А. Я. Оценка достаточного условия устойчивости колеса на рельсе с учетом вероятностного характера влияющего на нее некоторых факторов [Текст] / А. Я. Коган, Е. А. Черняков / Вестник ВНИИЖТ. – 2008. – № 2. – С. 36-41.
150. Козинцев, И. В. Электровоз двойного питания ЭП10: особенности конструкции и электрических схем [Текст] / И. В. Козинцев, Е. В. Бабков // Локомотив. – 1999. – № 12. – С. 9-11.
151. Кожевников, С. Н. Основания структурного синтеза механизмов [Текст] / С. Н. Кожевников. – Киев: Наукова думка, 1979. – 189 с.
152. Комплексные ходовые динамические и прочностные и по воздействию на путь, стендовые статические на действие продольной силы, ударно-распределительные испытания электровоза ДС3-001: Отчет по НИР (заключительный) [Текст] / ДИИТ. – № ГР0103U003009; – Днепропетровск, 2004. – 196 с.
153. Кондратьев, В. Ф. О сходе колеса с рельса [Текст] / В. Ф. Кондратьев // Вестник ВНИИЖТ. – 1980. – № 6. – С. 23-25.

154. Кондрашов, В. М. Единые принципы исследования динамики железнодорожных экипажей в теории и практике [Текст] / В. М. Кондрашов. – М.: Интекст, 2001. – 190 с.
155. Кондрашов, В. М. Критерий устойчивости экипажа против схода с рельсов [Текст] / Труды ЦНИИ МПС. – Вып. 548. – М., 1976. – С. 75-86.
156. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Локомотивостроение» [Текст] / А. А. Камаев, Н. Г. Апанович, В. А. Камаев и др.; под ред. А. А. Камаева. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
157. Королев, К. П. Вписывание паровозов в кривые участки пути [Текст] / К. П. Королев // Труды ВНИИЖТ. – 1950. – Вып. 37. – 223 с.
158. Королев, К. П. Вписывание паровозов в кривые. Технический справочник железнодорожника [Текст] / К. П. Королев. М.: Трансжелдориздат, 1952. – С. 289-315.
159. Коротенко, М. Л. Безопасность от схода колеса с рельсов и совершенствование конструкций подвижного состава. Монография [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, В. Я. Панасенко. – Д.: Днепропетровск, 2013. – 220 с.
160. Коротенко, М. Л. Влияние изменения некоторых параметров высокоскоростного вагона на устойчивость его невозмущенного движения [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, В. А. Татарина, Н. Н. Беляев // Тр. IX Междунар. конф. «Проблемы механики ж.-д. тр-та». – Дн-ск: ДИИТ. – 1996. – С 165.
161. Коротенко, М. Л. Вычислительный эксперимент по определению влияния особенностей конструкции ходовой части на устойчивость движения вагона [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, В. А. Татарина // Тр. VI Междунар. конф. «Математика. Компьютер. Образование». – Москва – Пущино. – 1998. – С 143.

162. Коротенко, М. Л. Зоны устойчивого в малом движения железнодорожного экипажа [Текст] / М. Л. Коротенко, В. А. Татарина, И. В. Клименко // Тр. междунар. конф. По электровозостроению. – Новочеркасск. – 1995.
163. Коротенко, М. Л. Использование математического моделирования при разработке конструкции высокоскоростного подвижного состава железных дорог [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, В. А. Татарина, Н. Н. Беляев // Тр. Междунар. конф. «Математика. Компьютер. Образование». – Москва – Пущино. – 1997. – С 81.
164. Коротенко, М. Л. К определению сил взаимодействия колес и рельсов [Текст] / М. Л. Коротенко // Труды ДИИТ. – 1972. – Вып. 128 – С. 72-76.
165. Коротенко, М. Л. Методика исследования прочностных характеристик рамы тележки грузового магистрального электровоза [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, В. А. Татарина, Н. Н. Беляев // Тр. IX Междунар. конф. «Проблемы механики ж.-д. тр-та». – Дн-ск: ДИИТ. – 1996. – С. 103-104.
166. Коротенко, М. Л. О возможности улучшения динамических качеств грузовых вагонов с использованием упруго-фрикционных скользунов [Текст] / М. Л. Коротенко, Н. И. Грановская, Р. Б. Грановский и др. // Тр. XII Междунар. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепропетровск. – 2008. – С. 77.
167. Коротенко, М. Л. Примеры казусов, происшедших при постановке натурных испытаний и обработке их результатов [Текст] / М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский, С. А. Кострица и др. // Тез. 70 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2010. – С. 15.
168. Коротенко, М. Л. Примеры казусов, происшедших при постановке натурных испытаний и обработке их результатов [Текст] / М. Л. Коро-

- тенко, Р. Б. Грановский, С. А. Кострица и др / Вісник ДНУЗТ. – 2010. – № 34. – С. 22-28.
169. Коротенко, М. Л. Стенд для исследования силы трения в скользунах тележки 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.
 170. 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.
 171. Котуранов, В. Н. Метод расчета запаса устойчивости колеса против схода с рельса [Текст] / В. Н. Котуранов, Д. В. Иванов, А. Г. Петров и др. / Труды конференции «Безопасность движения». – М.: МИИТ. – 2010. – С. VII-24.
 172. Куниада, М. Некоторые проблемы подвижного состава, предназначенного для прохождения кривых с высокой скоростью [Текст] / М. Куниада // Железные дороги мира. – 1973. – № 1. – С. 3-11.
 173. Куценко С. М. Динамика установившегося движения локомотивов в кривых [Текст] / С. М. Куценко. – Харьков: Выща школа, 1975. – 132 с.
 174. Куценко, С. М. К выбору профиля бандажей тепловозных колес на основе изучения закономерностей их износа и профилообразования [Текст] / С. М. Куценко, И. В. Царев, А. Г. Ткаченко // Труды ВНИИТИ. – 1975. – Вып. 42. – С. 135-146.
 175. Куценко, С. М. Математическая модель железнодорожного экипажа, движущегося по прямолинейному участку пути с учетом сил взаимодействия гребней колес с рельсами [Текст] / С. М. Куценко, В. А. Слащев // Труды ВНИИТИ. – 1968. – Вып. 31. – С. 83-91.

176. Куценко, С. М. Результаты определения характеристик железнодорожного пути по экспериментальным записям его свободных колебаний [Текст] / С. М. Куценко, В. А. Слащев // Динамика и прочность машин. – 1971. – Вып. 14. – С. 116-118.
177. Куценко, С. М. Установившееся движение локомотивов в кривых участках железнодорожного пути. Устойчивость движения локомотивов [Текст] / С. М. Куценко – М.: Машгиз, 1954. – С. 4-48.
178. Куценко, С. М. Экспериментальное исследование некоторых механических явлений, протекающих в точках опоры колес локомотива на рельсы [Текст] / С. М. Куценко // Вопросы конструирования, расчета и испытания тепловозов. – М.: Машгиз, 1957. – С. 50-68.
179. Лазарян, В. А. Аналитическое исследование колебаний современных локомотивов [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко // Труды ДИИТ. – 1962. – Вып. 35. – С. 5-65.
180. Лазарян, В. А. Влияние нелинейности поверхности катания колеса на устойчивость движения железнодорожного экипажа [Текст] / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко // Некоторые задачи механики скоростного транспорта. – К.: Наукова думка, 1970. – С. 52-61.
181. Лазарян, В. А. Вынужденные колебания четырехосного вагона, движущегося по инерционному пути [Текст] / В. А. Лазарян, Р. Б. Грановский, В. Д. Данович и др. // Труды ДИИТ. – 1970. – Вып. 117. – С. 3-15.
182. Лазарян, В. А. Динамика вагонов. Устойчивость движения и колебания [Текст] / В. А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
183. Лазарян, В. А. Дифференциальные уравнения движения четырехосного вагона по изолированной неровности пути [Текст] / В. А. Лазарян // Труды ДИИТ. – 1963. – Вып. 44. – С. 3-10.
184. Лазарян, В. А. Об устойчивости движения скоростного вагона-лаборатории с реактивной тягой [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коро-

- тенко, Ю. В. Демин и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 1973. – № 3. – С. 16-19.
185. Лазарян, В. А. Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог [Текст] / В. А. Лазарян. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – 220 с.
 186. Лазарян, В. А. Применение численных методов оптимизации к исследованию устойчивости невозмущенного движения [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко // Труды ДИИТ. – 1970. – Вып. 114. – С. 69-73.
 187. Лазарян, В. А. Силы взаимодействия колес и рельсов, вызванные короткими неровностями (результаты опытных исследований) [Текст] / В. А. Лазарян и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 1960. – № 6. – С. 9-12.
 188. Лазарян, В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, Л. А. Длугач. – Киев: Наукова думка, 1972. – 198 с.
 189. Лазарян, В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей при больших проскальзываниях [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, Л. А. Длугач // Труды ДИИТ. – 1975. – Вып. 158 – С. 64-68.
 190. Лазарян, В. А. Экспериментальное определение характеристик неупругого сопротивления железнодорожного пути [Текст] / В. А. Лазарян, М. А. Фришман, Л. Я. Воробейчик и др. // Труды ДИИТ. – 1968. – Вып. 88. – С. 3-12.
 191. Лукин, В. В. Конструирование и расчет вагонов [Текст] / В. В. Лукин, Л. А. Шадур, В. Н. Котуранов, А. А. Хохлов, П. С. Анисимов. – М.: 2000. – 725 с.
 192. Лурье, А. И. Аналитическая механика [Текст] / Лурье А. И. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 1961. – 825 с.
 193. Львов, А. А. Выбор системы рессорного подвешивания грузовых вагонов для высоких скоростей движения [Текст] / А. А. Львов // Некото-

- рые задачи механики скоростного рельсового транспорта. – К.: Наукова думка, 1974. – С. 134-142.
194. Львов, А. А. Динамика вагонов электропоездов ЭР-22 и ЭР-200 на тележках с кинематическим подвешиванием [Текст] / А. А. Львов // Труды ЦНИИ МПС. – 1970. – Вып. 417. – 184 с.
 195. Львов, А. А. Теоретические исследования движения вагона высокоскоростного электропоезда по пути с геометрическими неровностями [Текст] / А. А. Львов // Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта. – К.: Наукова думка, 1973. – С. 65-74.
 196. Магистральные электровозы. Общие характеристики. Механическая часть [Текст] / В. И. Бочаров, И. Ф. Козинцев, А. И. Кравченко и др. – М.: Машиностроение, 1991, – 224 с.
 197. Марье, Г. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Марье Г. – М.: Госжелдориздат, 1933. – 338 с.
 198. 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.
 199. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств [Текст] / Под ред. В. Ф. ушкалова. – Киев: Наукова думка, 1989. – 240 с.
 200. Матусовский, Г. И. Траектория движения колеса при вкатывании его на рельс [Текст] / Г. И. Матусовский, А. Я. Коган // Труды ВНИИЖТ. – 1975. – Вып. 542. – С. 148-155.
 201. Медель, В. Б. Боковые давления колес тележечных экипажей при движении в кривых [Текст] / В. Б. Медель // Труды МИИТ. – 1968. – Вып. 296. – С. 27-101.
 202. Медель, В. Б. Взаимодействие электровоза и пути [Текст] / В. Б. Медель. – М.: Трансжелдориздат, 1956. – 335 с.

203. Медель, В. Б. Динамика электровоза [Текст] / В. Б. Медель. – М.: Трансжелдориздат, 1937. – 414 с.
204. Медель, В. Б. Исследование железнодорожных экипажей в кривых [Текст] / В. Б. Медель // Труды ТЭИИТ. – 1955. – Вып. 20. – С. 3-206.
205. Медель, В. Б. Основные уравнения динамики подвижного состава железных дорог [Текст] / В. Б. Медель // Труды МЭМИИТ. – 1948. – Вып. 55. – С. 3-13.
206. Медель, В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог (Конструкция и динамика) [Текст] / В. Б. Медель. – М.: Транспорт, 1974. – 232 с.
207. Меншутин, Н. Н. исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях [Текст] / Н. Н. Меншутин // Труды ВНИИЖТ. – 1960. – Вып. 188. – С. 113-132.
208. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов жел.-дор. трансп. [Текст] / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак и др.; Под общей ред. И. В. Бирюкова. – М. Транспорт, 1992. – 440 с.
209. Митюшин, Н. Т. Динамические напряжения в рельсах железнодорожного пути в кривых [Текст] / Н. Т. Митюшин. – М., 1917. – 154 с.
210. Мищенко, К. Н. Современное состояние вопроса о всползании колеса на рельс [Текст] / К. Н. Мищенко / Труды ДИИТ. – 1950. – Вып. XX. – С. 53-67.
211. Монолаки, В. Еще один взгляд изнутри [Текст] / В. Монолаки // Гудок. – 17.04.2003.
212. 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.
213. 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. – Вып. 4. – С. 121-125.
214. 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.
 215. 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.
 216. Мямлин, С. В. О влиянии профиля МИНТЕК на динамику электровоза ДСЗ [Текст] / Тез. 66 Междунар. Научно-практ. Конф. «проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Дн-ск, 20056. – С. 13.
 217. Мямлин, С. В. САПР железнодорожных вагонов. Алгоритм подсистемы «подбор автосцепного оборудования» [Текст] / С. В. Мямлин, Е. П. Блохин, Е. Ф. Федоров и др. / Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Д., 2009. – Вип. 30. – С. 165-172.
 218. 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.
 219. Мямлин, С. В. Усовершенствованиеподвижного 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.
 220. Мямлин, С. В. САПР железнодорожных вагонов. Алгоритм подсистемы «подбор автосцепного оборудования» [Текст] / С. В. Мямлин, Е. П. Блохин, Е. Ф. Федоров и др. // Вісник Дніпропетровського національ-

- ного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Д., 2009. – Вип. 30. – С. 165-172.
221. Наклон кузовов вагонов [Текст] // Железные дороги мира. – 2000. – № 6. – С. 36-40.
 222. Неймарк, Ю. И. Динамика неголономных систем [Текст] / Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М.: Наука, 1967. – 519 с.
 223. Николаев, И. И. Движение тепловозов по кривым участкам пути [Текст] / И. И. Николаев. – М.: Трансжелдориздат, 1968. – 31 с.
 224. Новая тележка для дизель-поездов железных дорог Японии [Текст] // Железные дороги мира. – 2001. – № 9. – С. 48-50.
 225. Новому веку – новый подвижной состав [Текст] // Локомотив. – 2000. № 9...12.
 226. Новые направления экономической транспортной науки (по материалам конференции в Киеве) [Текст] // Залізничний транспорт України – 2004. – № 1. – . 51-54
 227. Мартынов, И. Э. Износ гребней колес грузовых вагонов и рельсов: проблема и пути ее решения / И. Э. Мартынов, В. Г. Маслиев, С. Д. Мокроусов и др. // Вагонный парк. – № 5 (74). – 2013. – С. 4-7.
 228. Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств моторвагонного подвижного состава ж. д. МПС РФ колеи 1520 мм. [Текст] – М.: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1997. – 147 с.
 229. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов ж. д. МПС РФ колеи 1520 мм. [Текст] – М.: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.
 230. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) с изменениями [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 346 с.

231. Об одном возможном способе автоматизации обработки опітніх даних при определении условий безопасного хода железнодорожных экипажей [Текст] / М. Ф. Вериги, В. А. Лазарян, В. Ф. Ушкалов, Е. Л. Стамблер // Вопросы динамики подвижного состава и применения математических машин. – М.: Транспорт, 1970. – С. 15-19.
232. Ольшевский, Е. А. Метод определения критерия устойчивости и коэффициента безопасности против схода с рельсов железнодорожного вагона [Текст] / Е. А. Ольшевский // Труды ДИИТ. – 1967. – Вып. 72. – С. 94-101.
233. Определение причин схода грузовых вагонов в поездах и разработка рекомендаций по их устранению и схемам формирования поездов: отчет о НИР / Днепропетровский государственный технический университет железнодорожного транспорта. – № ГР 0199U000050. – Днепропетровск, 2000. – 272 с.
234. 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.
235. Павловский, М. А. Теоретическая механика [Текст] / М. А. Павловский, Т. В. Путята. – К.: Высшая школа, 1985. – 328 с.
236. Панасенко, В. Я. Анализ механических системсоединения в тележке электровоза ДС3-001 [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 3. – С. 87-94.
237. Панасенко, В. Я. Влияние привода станов винтовой прокатки на скоростные и силовые параметры процесса [Текст] / Рукопись депонирована Черметинформация, 2/Д5927, ВНИТИ, 1991. – № 7.
238. 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 между-

- нар. научно-практ. конф. / Министерство транспорта Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. тр-та им. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2011. – С. 31-32.
239. Панасенко, В. Я. К вопросу износа пары «колесо – рельс» [Текст] / В. Я. Панасенко, С. В. Мямлин, И. В. Клименко // Збірник наук. праць Дон. ін-ту залізн. тр-ту. – 2010. – Вип. 23. – С. 142-156.
 240. Панасенко В.Я., Клименко И.В. К вопросу модернизации тормозной рычажной передачи электровоза ДСЗ [Текст] // Тез. 65 Междунар. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Днепропетровск, 2005. – С. 67.
 241. Панасенко, В. Я. К вопросу модернизации тормозной рычажной передачи электровоза ДСЗ [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2005. – № 8. – С. 88-91.
 242. 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.
 243. Панасенко, В. Я. К вопросу подреза гребней колесных пар [Текст] / В. Я. Панасенко, Н. Я. Гаркави, И. В. Клименко // Підйомно-транспортна техніка. – 2008. – № 2. – С. 89-92.
 244. Панасенко, В. Я. К вопросу структурного анализа тележки локомотива [Текст] / В. Я. Панасенко, С. В. Мямлин, Л. А. Недужая // Придніпровський науковий вісник. Машинобудування та технічні науки. – Д.: Наука і освіта. – № 35 (46). – 1997. – С. 25-26.
 245. 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, Днепро-

- петр. нац. ун-т ж.-д. тр-та им. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2012. – С. 107-108.
246. 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.
 247. 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.
 248. Пат. 19300. Украина. Тяговый привод локомотива / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко (Украина); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – № u2006 06084; заявл. 01.06.06; опубл. 15.12.06; Бюл. № 12. – 2 с.
 249. Пат. 20777 Україна. МПК B61F 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. – № u 2006 08480; заявл. 27.07.2006; опубл. 15.02.2007; Бюл. № 2. – 3 с.
 250. Пат. 31833 Україна, МПК B61F5/00. 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.
 251. Пат. 31842 Україна МПК G01M 17/00. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунахвізка вантажного вагона /Коротенко М. Л., Блохін Є. П., Панасенко В. Я.та ін. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад.

- В. Лазаряна. – № у 2007 13721, Заявл. 07.12.2007; Опубл. 25.04.2008, Бюл. № 8. – 4 с.
252. Пат. 35789 Україна. МПК В61F5/00. Буксовий вузол / Панасенко В. Я., Клименко І. В. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – № у 2008 03861, заявл. 27.03.08; опубл. 10.10.08, Бюл. № 19. – 3 с.
253. Пат. 38901 Україна. МПК В61F 5/00. Буксовий вузол. / Панасенко В. Я., Клименко І. В., Міщенко А. А. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – № у 2008 10052, Заявл. 04.08.2008; Опубл. 26.01.2009, Бюл. № 2. – 3 с.
254. 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. № у 2009 00020; заявл. 05. 01.2009; опубл. 10.06.2009, Бюл. № 11. – 3 с.
255. 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. № у 2012 098019; заявл. 14.08.2012; опубл. 10.04.2013, Бюл. № 7. – 3 с.
256. 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. – № у 2012 09812; заявл. 14.08.2012; опубл. 10.04.2013; Бюл. № 7. – 3 с.

257. Пат. 78953 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 098018; заявл. 14.08.2012; опубл. 10.04.2013, Бюл. № 7. – 3 с.
258. Пат. 84337 Україна, МПК В61С 9/00. Тяговий привод локомотива / Панасенко В. Я. Клименко І. В. (Україна); заявник та патентовласник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – № а 2006 12467; заявл. 12.11.2006; опубл. 25.04.2008; Бюл. № 12. – 2 с.
259. Пат. 87752 Україна, МПК G01М 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.
260. 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.
261. 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.
262. Пат. 92398 Україна, МПК G01М 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 2009 00087; заявл. 05.01.2009; опубл. 12.07.2010; Бюл. № 13. – 3 с.
263. 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.
264. Пат. 1463599 СССР, МПК B61H 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. – 2 с.
265. Передовой опыт в области изысканий и проектирования на железных дорогах [Текст]. М.: ЦНИИТЭИ МПС, 1964. – № 7. – С. 4-18.
266. Петров, Н. П. Влияние поступательной скорости движения колеса на напряжения в рельсах при отступлении колеса от круглой формы и рельса, лежащего на шести опорах, от прямолинейного вида [Текст] / Н. П. Петров // Записки русского технического общества. – СПб., 1905. – Вып. 1. – С. 1-50.
267. Петров, Н. П. Напряжения в рельсах от вертикальных давлений катящихся колес. Влияние скорости и неправильного вида колес [Текст] / Н. П. Петров. – СПб., 1905. – Вып. 1. – С. 1-50.
268. Погорелов, Д. Ю. Критерий для оценки опасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса [Текст] / Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов / Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – 2009. – С. 136-138.

269. Погорелов, Д. Ю. Показатель для оценки опасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса [Текст] / Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов / Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2010. – № 5 (147). – Частина I. – С. 64-70.
270. Подвижной состав с наклоняемым кузовом [Текст] // Железные дороги мира. – 1991. – № 7. – С. 5-8.
271. Подшипники качения. Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коростышевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
272. Подшипники качения. Справочное пособие / Под ред. Н.А. Спицына, А.И. Спришевского. – М.: Машгиз. – 1961. – 828 с.
273. Показники динаміки електровоза ЧС4 та міцності конструкцій рам візків виробництва ХК «Луганськтепловоз» [Текст] / О. М. Бондарев, І. Є. Батюшин, В. Л. Горобець та ін. // Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна. – Вып. 19. – Днепропетровск, 2007. – С. 152-160.
274. Польшара, А. Вписывание в кривые при высоких скоростях [Текст] / А. Польшара // Железные дороги мира. – 1971. – № 6. – С. 57-66.
275. Правила технической эксплуатации железных дорог Украины, ЦРБ 0004. – Киев, 1995. – 256 с.
276. Правила технічної експлуатації залізниць України. – К.: 2002. – 133 с.
277. Програма створення та функціонування національної мережі міжнародних транспортних коридорів в Україні [Текст] // Урядовий кур'єр. Орієнтир. – 09.04.1998. – С. 7-16.
278. Продление срока службы тягового подвижного состава – один из способов обеспечения его надежной эксплуатации [Текст] / Е. П. Блохин, В. Л. Горобец, А. Д. Лашко и др. // Транспорт. – 2000. – Вып. 6. – С. 14-20.
279. Прокудин, И. Пора выйти из тени [Текст] / И. Прокудин, В. Виноградов, Э. Воробьев и др. – Гудок. – 06.08.2003.

280. Путь и безопасность движения поездов [Текст] / Под ред. В. Я. Шульги. – М.: Транспорт, 1976. – 142 с.
281. «Разработка мероприятий по уменьшению сходов порожних вагонов (цистерн, хопперов, полувагонов). Экспериментальные и теоретические исследования».
282. Разработка рекомендаций по снижению износа колес и 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 железнодорожного транспорта. – № ГР 0196U023134. – Дн-ск, 1998. – 478 с.
283. Расчет вагонов на прочность [Текст] / Под ред. А. А. Попова. – М.: Тренсжелдориздат, 1960. – 360 с.
284. РД 24.050.37-95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. [Текст] — Введен в действие 01.07.1996. — М.: ГосНИИВ, 1995. - 101 с.
285. Результаты ударных испытаний магистрального электровоза ДСЗ [Текст] / Е. П. Блохин, А. М. Бондарев, В. Л. Горобец и др. // Вестник ДНУЖТ. – 2005. – Вып. 8. – С. 16-20.
286. Решетов, Л. Н. Конструирование рациональных механизмов [Текст] / Л. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1979. – 214 с.
287. Решетов, Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник [Текст] / Л. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1979. – 316 с.
288. Решетов, Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы [Текст] / Л. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1992. – 334 с.
289. Решетов, Л. Н. Теория карданного шарнира без применения сферической тригонометрии пространственных чертежей [Текст] / Л. Н. Решетов // Вестник машиностроения. – 1961. – № 10. – С. 12-18.

290. Решетов, С. И. Измерение угла набегания колеса на рельс [Текст] / С. И. Решетов // Вестник ВНИИЖТ. – 1987. – № 4. – С. 32-33.
291. 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.
292. Ромен, Ю. С. Определение устойчивости от всползания колеса на рельс при испытаниях подвижного состава [Текст] / Ю. С. Ромен, Д. Х. Хенкин // Вестник ВНИИЖТ. – 1986. – № 4. – С. 45-47.
293. Саввов, В. М. Высокоскоростной поезд нового поколения «Сокол» [Текст] / В. М. Саввов // Железнодорожный транспорт. – 2000. – № 5. – С. 36-46.
294. 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.
295. Скоростной и высокоскоростной железнодорожный транспорт. Сооружения и устройства. Подвижной состав. Организация перевозок. (Обобщение отечественного и зарубежного опыта) [Текст]. Т. 2. – СПб.: Информационный центр «Выбор», 2003. – 448 с.
296. Смирнов, С. Н. Курс подвижного состава и тяги [Текст] / С. Н. Смирнов. – СЦБ. – 1895. – Вып. 1. – Часть 1, 2. – 125 с.
297. Смит, Р. Е. Тележки с радиальной установкой колесных пар в кривых [Текст] / Р. Е. Смит, Р. Дж. Андерсон // Железные дороги мира. – 1989. – № 12. – С. 39-51.
298. Совершенствование тележек грузовых вагонов на железных дорогах США [Текст] // Железные дороги мира. – 1985. – № 1. – С. 31-38.

299. Сотрудничество ученых ДИИТ и практиков ОЖД (По материалам семинара в Одессе) [Текст] // Залізничний транспорт України – 2004. – № 1. – С. 54-56.
300. Сравнение европейских систем наклона кузовов вагонов [Текст] // Железные дороги мира. – 2000. – № 9. – С. 22-25.
301. СТ ССФЖТ ЦТ 15-98 Тяговый подвижной состав. Типовая методика динамико-прочностных испытаний локомотивов. – М.: МПС России, 1998. – 24 с.
302. Тележки фирмы SLM с радиальной установкой колесных пар в кривых [Текст] // Железные дороги мира. – 1998. – № 3. – С. 42-47.
303. Техническое задание на изготовление полувагона четырехосного универсального для магистральных железных дорог колеи 1520 мм [Текст]. – Астана: АО «Национальная компания "Казахстан темір жолы"», АО «Казтеміртранс», 2010. – 27 с.
304. Технічне завдання на проведення науково-дослідної роботи «Стенд для визначення моменту сил опору повороту візка відносно кузова і методика оцінки цього моменту» [Текст] – Д.: ДНУЗТ, 2008 – 7 с.
305. Тибилов, Т. А. Движение в кривой колесной пары с изношенными бандажами [Текст] / Т. А. Тибилов, В. И. Чашинов // Труды РИИЖТ. – 1972. – Вып. 87. – С. 86-103.
306. Тибилов, Т. А. Математическая модель железнодорожного экипажа с изношенными поверхностями катания колес, движущегося с постоянной скоростью по пути произвольного очертания в плане [Текст] / Т. А. Тибилов, В. И. Чашинов // Труды РИИЖТ. – 1972. – Вып. 87. – С. 50-59.
307. Тимошенко, С. П. Сопротивление материалов [Текст] / С. П. Тимошенко. – Л., М.: ОНТИ, гос. технико-теоретическое изд-во, 1934. – 328 с.
308. 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].
309. Трофимов А. Н. Об устойчивости подвижного состава против схода с рельсов [Текст] / А. Н. Трофимов / Труды ДИИТ. – 1983. – Вып. 228/25. – С. 23-26.
 310. Туранов, Х. Т. Математические модели вкатывания гребня колеса колесной пары вагона при движении подвижного состава по кривому участку пути [Текст] / Х. Т. Туранов / Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2010. – № 10 (152). – Частина 2. – С. 205-209.
 311. Туранов, Х. Т. Математическое моделирование реакции рельсовых нитей при вкатывании колеса на головку рельса [Текст] / Х. Т. Туранов, А. Р. Якупов, А. Ю. Мамадалиев / Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2011. – № 12 (166). – Частина 1. – С. 237-248.
 312. Туранов, Х, Т. Оценка методики расчета устойчивости колеса на рельсе [Текст] / Х. Т. Туранов, А. Р. Якупов, А. А. Рихсиев и др. / Труды конференции «Безопасность движения». – М.: МИИТ. – 2010. – С. III-13–III-15.
 313. Туранов, Х. Т. Построение расчетной модели колесной пары вагона от вкатывания при движении подвижного состава по кривому участку пути [Текст] / Х. Т. Туранов / Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2010. – № 10 (152). – Частина 2. – С. 196-204.
 314. Уиккенс, А. Х. Общие вопросы динамики поперечных колебаний подвижного состава на железнодорожном транспорте [Текст] / А. Х. Уиккенс // Конструирование и технология машиностроения. Труды американского общества инженеров-механиков. Серия В. – 1969. – № 3. – С. 328-337.

315. Ушкалов, В. Ф. О применении различных гипотез при определении сил псевдоскольжения [Текст] / В. Ф. Ушкалов, И. Ю. Малышева // Динамические характеристики динамических систем. – Киев: Наукова думка, 1984. – С. 95-101.
316. Ушкалов, В. Ф. Определение сил взаимодействия пути и экипажей со стандартными и изношенными бандажами колес [Текст] / В. Ф. Ушкалов, А. И. Александров // Динамика механических систем. – Киев: Науков думка, 1983. – С. 68-71.
317. Фролов, К. В. Теория механизмов и машин: Учеб. Для втузов [Текст] / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др. / Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
318. 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.
319. Хейман, Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи (основные положения) [Текст] / Х. Хейман. – М.: Гострансжелдориздат, 1957. – 415 с.
320. Холодецкий, А. А. Исследование влияния внешних сил на верхнее строение железнодорожного пути [Текст] / А. А. Холодецкий // Инженер. – 1898. – № 9. – С. 177-202.
321. Цеглинский, К. Ю. Железнодорожный путь в кривых [Текст] / К. Ю. Цеглинский. – М., 1903. – 155 с.
322. 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.

323. Челноков, И. И. Гасители колебаний вагонов [Текст] И. И. Челноков. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – 176 с.
324. Челноков, И. И. Динамика вагона [Текст] / И. И. Челноков // Труды ЛИИЖТ. – 1970. – Вып. 311. – 159 с.
325. Черкашин, Ю. М. Сравнение некоторых критериев, оценивающих опасность схода путем всползания колеса на рельс [Текст] / Ю. М. Черкашин, Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов / Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2005. – № 8 (90). – Частина I. – С. 98-103.
326. Чибашов, Ю. П. О логистике и транспорте [Текст] / Ю. П. Чибашов, И. В. Клименко / Междунар. научн.-практ. конф. «Перспективи розвитку інформаційних та транспортно-митних технологій у митній справі, зовнішньоеко-номічній діяльності та управлінні організаці-ями». – Д.: Академия таможенной службы Украины, 2011. – С. 326-327.
327. Чумак, В. В. Перспективы развития электровозостроения в Украине [Текст] / В. В. Чумак, В. А. Браташ // Транспорт. – Вып. 11. 2002. – С. 3-6.
328. Шадур, Л. А. Вагоны. Конструкция, теория и расчет [Текст] / Л. А. Шадур. – М.: Транспорт, 1973. – 440 с.
329. Шахунянц, Г. М. Железнодорожный путь [Текст] / Г. М. Шахунянц. – М.: Транспорт, 1969. – 539 с.
330. Шацилло, А. А. Тяговый привод электроподвижного состава [Текст] / А. А. Шацилло. – М., 1961. – 220 с.
331. Шевалин, В. А. О коэффициенте устойчивости против схода с рельсов при движении электровозов в кривой [Текст] / В. А. Шевалин / Труды Ленинградского индустриального ин-та. – 1939. – Вып. 5. – С. 124-134.
332. Шинкарев В. О состоянии и развитии скоростного и высокоскоростного тягового подвижного состава в странах-членах ОСЖД [Текст] // Доклад на международной конференции ОСЖД-МСЖД «Подвижной со-

- став для скоростного и высокоскоростного движения поездов» – СПб. – 2004
333. Шур, Е. Кто они, настоящие тени? / Е. Шур. – Гудок. – 17.04.2003.
 334. Ahlbeck, D. R. An application of computer modeling techniques to predict the effects of railroad track geometry / D. R. Ahlbeck, R. H. Prause, H. C. Meacham. – Proceedings of Intersociety Conference on Transportation. 1973, September 24-27, Denver, Colorado.
 335. Blader, F. B. Assessing Proximity to Derailment from Wheel/Rail Forces / F. B. Blader // A Review of the State of the Art, ASME paper, Winter Annual Meeting, November. – 1989.
 336. Carter F. W. On the action of a Locomotive Driving Wheel // Proc. Royal Soc., 1926, A, vol. 112, p. 151-157.
 337. Carter F. W. On the Stability of Running of Locomotives // Proc. Royal Soc., 1928, A, vol. 121, p. 585-611.
 338. Cooperrider, N. K. The Hunting Behavior of Conventional Railway Trucks // Trans. ASME, Eng. Ind. – 1972. – 5. – P. 752-762.
 339. Cooperrider, N. K. Lateral Dynamic Optimization of a Conventional Railcar / N. K. Cooperrider, J. J. Cox, J. K. Hendrick // Trans. ASME, Dyn. Syst. Meas. and Contr. – 1975. – 97 – N 3. – P. 293-299.
 340. Cooperrider, N. K. The Application of Quasi – Linearization Techniques to the Prediction of Nonlinear Railway Vehicle Response / N. K. Cooperrider, J. K. Hedrick, E. H. Low, C. W. Malstrom // Vehicle System Dynamics. – 1975. – 10. – P. 141-148.
 341. Cooperrider, N. K. A Survey of Rail Vehicle Testing for Validation of Theoretical Dynamic Analyses / N. K. Cooperrider, E. H. Low // Trans. ASME, Dyn. Syst. Meas. and Contr. – 1978 – 100, N 12. – P. 238-251.
 342. Cox, J. J. Optimization of Rail Vehicle Operating' Speed with Practical Constraints / J. J. Cox, J. K. Hedrick, N. K. Cooperrider // Trans. ASME, Dyn. Syst. Meas. and Contr. – 1978 – 100. – N 12. – P. 260-269.

343. Decuyper, M. Geometry of Wheel-Rail Contact Extended Envelope Method / M. Decuyper // *Int. J. of Vehicle Design*. – 1983. – N 1. – P. 36-52.
344. De Pater A. D. Expose de la Theorie de l'interaction entre la Voie et le Vehicule de Chemin de Fer. Movement sur une Voie en Alignement Droit. Edition ORE Utrecht, 119, 1963.
345. Elkins, J. New Criteria for Flange Climb Derailment / J. Elkins, Wu. Huimun. – 2000 ASME/IEEE Joint Railroad Conference, April 4-6, 2000, P. 1-7.
346. Elkins, J. A. Testing and Analysis Techniques for safety Assessment of Rail Vehicles: State of the Art / J.A. Elkins, A. Carter // *Vehicle System Dynamics*. – 1993. – 22. – P. 185-208.
347. Elkins, J. A. Advances in Nonlinear Wheel/Rail Force Prediction Methods and Their Validation/ J. A. Elkins, B. M. Eickhoff // *Trans. ASME, Dyn. Syst. Meas. and Contr.* – 1982. – 104, N 3. – P. 133-142.
348. Gilchrist, A. O. A reexamination of the proneness to derailment of a railway wheel-set / A. O. Gilchrist, B. V. Brickle // *Journal of Mechanical Engineering Science*. – 1976. – Vol. 18. – No. 3. – Pp. 134-141.
349. Guangxiong, Ch. A New Method for Evaluation of Wheel Climb Derailment / Chen Guangxiong, Jin Xincan. – 2000 ASME/IEEE Joint Railroad Conference, April 4-6, 2000, P. 9-13.
350. Kalker, J. J. Survey of Wheel-Rail Rolling Contact Theory / J. J. Kalker // *Vehicle System Dynamics*. – 1979. – 8, N 4. – P. 317-358.
351. Kalker, J. J. A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact / J. J. Kalker // *Vehicle System Dynamics*. – 1982. – 11. – P. – 1-13.
352. 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.

353. Matsudaira, T. Hunting Problem of High-Speed Railway Vehicles with Special Reference to Bogie Design for the New Tokaido Line / T. Matsudaira // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1966. – 180. – P. 58-66.
354. Nadal, M. J. Locomotives a Vapeur Collection Encyclopedie Scintifique Biblioteque de Mecanique Applique et Genie, Vol. 186, (Paris), 1908.
355. Pater, A. D. de. A Nonlinear Model of a Single Wheelset Moving with Constant Speed on a Purely Straight Track / A. D. de. Pater // Inst. J. Nonlinear Mechanics. – 1980. – 15. – P. 315-324.
356. Pater, A. D. de. The General Theory of the Motion of a Single Wheelset Moving Through a Currve with Constant Radius and Cant / A. D. de. Pater // Z. angew. Math, and Mechan. – 1981. – 61. – P. 277-292.
357. Pater, A. D. de. The Geometrical Contact between Track and Wheelset / A. D. de. Pater // Vehicle System Dynamics. – 1988. – 17. – P. 127-140.
358. Rocard J. La Stabilite le Route des Locomotives. Paris, Hermann, 1935. P. 65.
359. UIC Code 518. Testing and approval of railway vehicles from the point at view of their dinamic behavior – Safety – Track fatigue – Ride quolity. 3-d ed. October 2005.
360. Wickens A. H. The Dynamics of Railway Vehicles on Straight Track: Fundamental Consideration of Lateral Stability. Proc. Ihstn. Mech. Engrs. London, 1966, Part 3F, pp. 29-44.
361. Weistock, H. Whell Climb Derailment Criteria for Evaluation of Rail Vehi- cle Safety // Paper no. 84 – WA/RT – 1, ASME Winter Annual Meeting. – 1984. – P. 34-42.
362. Yokose, K. A Theory of the Derailment of Wheelset / K. Yokose // Quarter- ly Reports. – 1966. – 7, N 3. – P. 30-34.

- 363. Yokose, K. Combined Effect of Frictional and Elastic Moment Against Track Turning of Running Stability of a Track with Elastically Suspended Axles / K. Yokose // Bulletin of the JSME. – 1970. – 13, N 61. – P. 888-896.
- 364. Yokose, K. Effect of Non-linear Characteristic on Hunting of Car-Effect of Side Play between Asle and Bearing Metal / K. Yokose // Quaterly Reports. – 1972. – 13, N 2. – P. 107-111.
- 365. Yokose, K. Experiment of hunting derailment with a one-fifth model wheelset. – Tokyo Railway Technical Research Institute Qurterly Report, 1970, v. 2, N. 4, pp. 228-231.
- 366. Yokose, K. On the Approximate Solutions of a Biquardratio Equation for Wheelset. Hunting and its Running Stability / K.Yokose // Quarterly Reports. – 1976. – 17, N 2. – P. 34-39.
- 367. <http://yandex.ua/video/search>

Приложения

Затверджую
 Перший проректор Дніпропетровського
 національного університету залізничного
 транспорту імені академіка В. Лазаряна
 Б. Є. Боднар
 «_____» _____ 2015 р.



про використання результатів дисертації Клименко Ірини Володимирівни
 «Удосконалювання методів оцінки і підвищення безпеки руху рухомого складу
 залізниць».

М. Дніпропетровськ

«_____» _____ 2015 р.

Цей акт складений про те, що у навчальному процесі Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна при підготовці спеціалістів та магістрів за спеціальністю «Вагоні та вагонне господарство» використовуються наукові та практичні результати, одержані в дисертації Клименко І. В., а саме:

- 1) теоретичні результати дисертації використовуються при викладанні дисциплін «Безпека руху та ПТЕ залізниць», «Динаміка вагонів»;
- 2) результати дисертації використовуються при виконанні дипломних магістерських робіт та дипломних проєктів студентами спеціальності «Вагоні та вагонне господарство».

Завідувач кафедри «Вагони
 та вагонне господарство»,
 к. т. н., доцент



Л. А. Мурадян

Затверджую
 Перший проректор Дніпропетровського
 національного університету залізничного
 транспорту імені академіка В. Лазаряна
 Б. Є. Боднар
 «___» _____ 2015 р.

АКТ

про використання результатів дисертації Клименко Ірини Володимирівни
 «Удосконалення методів оцінки і підвищення безпеки руху рухомого складу
 залізниць».

М. Дніпропетровськ

«___» _____ 2015 р.

Цей акт складений про те, що у навчальному процесі Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна при підготовці спеціалістів та магістрів за спеціальністю «Електрорухомий склад» використовуються наукові та практичні результати, одержані в дисертації Клименко І. В., а саме:

- 1) теоретичні результати дисертації використовуються при викладанні дисциплін «Механічна частина рухомого складу»;
- 2) результати дисертації використовуються при виконанні дипломних магістерських робіт та дипломних проектів студентами спеціальності «Електрорухомий склад».

Завідувач кафедри «Електрорухомий

склад залізниць»,

д. т. н., професор

Г. К. Гетьман

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Ректор Дніпропетровського
національного університету
залізничного транспорту ім.
академіка В. Лазаряна


О. М. Ліщенко
«___» _____ 2015 р.


ЗАТВЕРДЖУЮ:

Заступник Генерального дирек-
тора Державної адміністрації
залізничного транспорту Укра-
їни «Укрзалізниця»


О. О. Зародов
«___» _____ 2015 р.


АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи І. В. Клименко «Удо-
сконалювання методів оцінки й підвищення безпеки руху рухомого складу
залізниць».

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. В. Лазаряна протягом багатьох років проводить науково-дослідні роботи, пов'язані з безпекою руху на залізничному транспорті, зокрема питань, пов'язаних з дослідженням стійкості рухомого складу від сходу колеса з рейки. Вказані дослідження дозволили розвинути теорію взаємодії пари «колесо – рейка» з урахуванням визначення областей умовної та безумовної стійкості незбуреного руху екіпажу.

Безумовно, важливими є проблеми удосконалення екіпажної частини перспективних зразків рухомого складу, а саме, покращення їх роботи через видалення надлишкових кінематичних зв'язків.

Тому дослідження, проведені в дисертації І. В. Клименко, є актуальними.

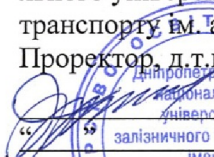
В дисертаційній роботі проведено теоретичні дослідження теоретичних аспектів проблеми зносу пари «колесо – рейка» і, з огляду на цю проблему, зроблено аналіз структурних схем типового візка вантажного вагона ЦНП-ХЗ моделі 18-100. Дано рекомендації щодо удосконалювання елементів візка вантажного вагона. Розроблено та запатентовано низку модернізацій рам візків локомотивів та вантажних вагонів.

Наукові результати цього дослідження були прийняті до уваги при модернізації та ремонті типових візків типу ЦНП-ХЗ моделі 18-100.

Результати досліджень було впроваджено при проведенні науково-дослідних робіт «Дополнительные комплексные динамические (ходовые и прочностные) и по воздействию на путь при рекуперативном торможении испытания грузового магистрального электровоза ДЭ1-002», № ГР 0198U005785, 1998 г., «Разработка рекомендаций по снижению износа колес и рельсов за счет снижения сил динамического взаимодействия железнодорожных экипажей и пути с учетом стационарных и нестационарных режимов движения», № ГР 0196U023134, 1998 г., «Розробка Технічного завдання та ескізного проекту стенда для визначення моменту сил опору повороту візка відносно кузова і методики оцінки цього моменту», № ГР 0109U002988; 2009 г., «Разработка мероприятий по уменьшению сходо-рожных вагонов (цистерн, хопперов, полувагонов). Экспериментальные и теоретические исследования». № ГР 0197U019255, 1999 г., «Определение причин схода грузовых вагонов в поездах и разработка рекомендаций по их устранению и схемам формирования поездов», № ГР 0199U000050, 2000 г.

Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів дисертації І. В. Клименко складає біля 1,5 млн. грн.

Від Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна
Проректор, д.т.н., професор


С. В. Мямлін
2015 р.



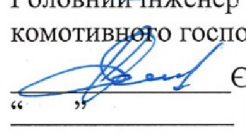
Від Укрзалізниці
Перший заступник Департаменту
локомотивного господарства


С. В. Пилипенко
2015 р.



Головний інженер Департаменту ло-
комотивного господарства


С. В. Ткаченко
2015 р.



ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ
НАУКОВО - ВИРОБНИЧИЙ
КОМПЛЕКС
«ЕЛЕКТРОВОЗОБУДУВАННЯ»
ДП «НВК «ЕЛЕКТРОВОЗОБУДУВАННЯ»



THE STATE ENTERPRISE
DNIPROPETROVSK
SCIENTIFIC-AND-PRODUCTION
COMPLEX
«ELEKTROVOZOBUDUVANNYA»
SE «SPC «ELEKTROVOZOBUDUVANNYA»

49068, м. Дніпропетровськ, вул. Орбітальна, 13
Телефон: (056) 372-93-10, 790-37-10, 36-06-72, 31-59-22; факс: 378-36-77

20.05.2-15

АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи І. В. Клименко
«Удосконалювання методів оцінки й підвищення безпеки руху рухомого
складу залізниць».**

В дисертаційній роботі І. В. Клименко проведено дослідження структурних схем з'єднання елементів магістрального грузопасажирського електровоза типу ДСЗ і запропоновано ряд заходів, які сприяють покращенню експлуатаційних показників електровоза (динаміка, міцність, ремонтпридатність та ін.).

Результати цього дослідження були прийняті до уваги в ДП «НВК «ЕЛЕКТРОВОЗОБУДУВАННЯ» при модернізації конструкції електровоза ДСЗ.

Результати досліджень було впроваджено при проведенні науково-дослідної роботи «Дополнительные комплексные динамические (ходовые и прочностные) и по воздействию на путь при рекуперативном торможении испытания грузового магистрального электровоза ДЭ1-002», № ГР 0198U005785, 1998 г.

Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів дисертації І. В. Клименко складає біля 0,5 млн. грн.

Радник директора з наукових питань,
кандидат технічних наук,
Академік Транспортної Академії України



В. К. Варченко