

Институт технической механики  
Национальной академии наук Украины и  
Национального космического агентства Украины

На правах рукописи

**Подбельников Игорь Валериевич**

УДК 629.4.625.242, 625.143:621.92, 621.891

**Улучшение взаимодействия грузовых вагонов и пути за счет  
усовершенствования тележек и профилей пары “колесо-рельс”**

05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов

Диссертация на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
Ушкалов Виктор Федорович  
член-корр. НАН Украины,  
доктор техн. наук, профессор

Днепропетровск 2012

## Содержание

ВВЕДЕНИЕ .....	5
<b>РАЗДЕЛ 1. Обзор литературы .....</b>	<b>12</b>
1.1. Теоретические основы взаимодействия пары “колесо-рельс” .....	13
1.2. Пути улучшения взаимодействия колес и рельсов.....	16
1.3. Обзор профилей колес и рельсов.....	23
1.4. Выводы к разделу 1 .....	33
<b>РАЗДЕЛ 2. Определение типовых профилей изношенных головок рельсов и ободьев колес .....</b>	<b>34</b>
2.1. Выбор устройства для измерения профилей колес и рельсов .....	34
2.2. Создание базы данных профилей изношенных головок рельсов ...	39
2.3. Анализ форм износа рельсов .....	45
2.4. Создание базы данных профилей изношенных ободьев колес.....	47
2.5. Анализ форм износа колес .....	54
2.6. Выводы к разделу 2 .....	57
<b>РАЗДЕЛ 3. Математическая модель движения вагона .....</b>	<b>59</b>
3.1. Выбор системы отсчета координат .....	60
3.2. Расчетная схема системы “вагон-путь” .....	61
3.3. Дифференциальные уравнения движения вагона.....	65
3.4. Возмущения, действующие на вагон.....	77
3.5. Экспериментальная проверка математической модели.....	79
3.6. Выводы к разделу 3 .....	81
<b>РАЗДЕЛ 4. Улучшение взаимодействия вагонов и пути за счет совершенствования профиля обода колес .....</b>	<b>82</b>
4.1. Разработка профиля обода колеса .....	84
4.2. Оценка влияния профиля обода колеса на динамические характеристики вагона.....	86

4.3. Оценка износа колес при движении вагона по криволинейным участкам пути .....	89
4.4. Оценка напряженно-деформированного состояния контактной пары “колесо-рельс” .....	92
4.5. Оценка результатов эксплуатационных испытаний вагонов с усовершенствованным профилем обода колес.....	100
4.6. Определение расчетного экономического эффекта.....	101
4.7. Выводы к разделу 4 .....	104

## **РАЗДЕЛ 5. Влияние изменения профиля головки рельса на взаимодействие вагонов и пути в кривых .....**

5.1. Разработка асимметричного профиля головки рельса со скошенной площадкой на рабочей поверхности .....	106
5.2. Разработка более рационального профиля головки рельса .....	110
5.3. Разработка профиля головки рельса, обеспечивающего конформный контакт с колесом.....	111
5.4. Оценка устойчивости вагона при движении в кривой.....	112
5.5. Оценка износа головок рельсов при вписывании вагона в кривые малого радиуса .....	115
5.6. Исследование напряженно-деформированного состояния контактной пары ”колесо-рельс” .....	117
5.7. Выводы к разделу 5 .....	127

## **РАЗДЕЛ 6. Оценка эффективности применения диагональных связей в комплексно модернизированных тележках .....**

6.1. Описание конструкции тележки с диагональными связями между боковыми рамами.....	129
6.2. Моделирование диагональных связей.....	131
6.3. Оценка влияния установки диагональных связей на показатели динамических качеств вагона при различных толщинах гребней колес ..	132

6.4. Оценка влияния установки диагональных связей в тележках на износ колес при различной толщине гребней колес.....	139
6.5. Выводы к разделу 6.....	142
<b>ВЫВОДЫ</b> .....	143
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ</b> .....	146
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ</b> .....	158

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** Взаимодействие подвижного состава и пути является одним из основных факторов, оказывающих существенное влияние на безопасность движения поездов, на величины допускаемых скоростей движения, на затраты, связанные с содержанием единиц подвижного состава и железнодорожной колеи, и др. Кроме того, износ колес и рельсов приводит к потере значительной части энергетических ресурсов, расходуемых на тягу поездов.

Процессы взаимодействия системы “вагон-путь” определяются как конструкцией железнодорожного пути, так и конструкцией и параметрами экипажей. От динамических качеств подвижного состава, которые в значительной степени обусловлены конструкцией и техническим состоянием ходовых частей, и от согласованности профилей колес и рельсов зависят нагруженность рабочих поверхностей контактной пары “колесо-рельс”, интенсивность их износа, степень накопления контактной усталости и тому подобное.

Одним из путей решения задачи улучшения динамического взаимодействия грузового подвижного состава и пути является изменение конструкции ходовых частей с целью повышения критической скорости и улучшения динамических качеств грузовых вагонов, а также переход к профилям колес и рельсов, обеспечивающим конформный контакт.

В настоящее время подавляющее большинство грузовых вагонов железных дорог Украины и других стран СНГ оборудовано тележками модели 18-100. Эти тележки имеют существенные недостатки. Главные из них – неудовлетворительные характеристики при вписывании в кривые, значительный износ колес и рельсов, склонность к самовозбуждению колебаний виляния во время движения на прямых участках пути.

Поэтому проблема улучшения взаимодействия подвижного состава и пути, в частности путем совершенствования ходовых частей грузовых

вагонов, а также профилей колес и рельсов, является одной из наиболее актуальных проблем железнодорожного транспорта Украины и стран СНГ.

**Связь работы с научными программами, планами, темами.**

Диссертационная работа выполнена в рамках научных исследований Института технической механики НАН Украины и НКА Украины, в которых соискатель был одним из исполнителей по следующим темам:

– по фундаментальной научно-исследовательской теме Ш–20–04 “Исследование случайных колебаний и определение динамических качеств движущихся механических систем и их контактного взаимодействия с рельсовым деформируемым основанием” (номер госрегистрации 0104U004082, утверждена постановлением Бюро Отделения механики НАН Украины на 2004–2008 годы, протокол № 4 от 26.11.03);

– по прикладной научно-исследовательской теме Ш–41–06 “Исследование по улучшению динамического взаимодействия грузовых вагонов и пути, а также уменьшения износа колес и рельсов на отечественных железных дорогах за счет усовершенствования формы диска и профиля обода колеса” (номер госрегистрации 0106U001395, утверждена постановлением Бюро Отделения механики НАН Украины на 2006–2008 годы, протокол № 4 от 13.07.05);

– по фундаментальной научно-исследовательской теме Ш–61–09 “Исследование случайных колебаний и динамического взаимодействия элементов подвижных сложных механических систем и их контактного взаимодействия с рельсовым деформируемым основанием” (номер госрегистрации 0109U000343, утверждена постановлением Бюро Отделения механики НАН Украины на 2009–2013 годы, протокол № 4 от 03.07.08);

– по прикладной научно-исследовательской теме Ш–62–09 “Усовершенствование конструкции элементов предложенной ИТМ НАНУ и НКАУ комплексной модернизации типовых тележек модели 18-100 грузовых вагонов с учетом их эксплуатации на украинских железных дорогах”

(номер госрегистрации 0109U000344, утверждена постановлением Бюро Отделения механики НАН Украины на 2009–2011 годы, протокол № 4 от 03.07.08);

– по теме научных исследований V-18-06 “Проведение исследований износостойкости рельсов в кривых участках пути и разработка рационального профиля головок рельсов для кривых за счет репрофилирования” (номер госрегистрации 0106U006235, договор 3/06-ЦТех-24/06-ЦЮ, 2007 г.).

**Цель и задачи исследования.**

Объект исследования – процесс взаимодействия “вагон-путь”.

Предмет исследования – улучшение ходовых качеств вагона, уменьшение износа и контактных напряжений в паре “колесо-рельс”.

Цель работы состоит в улучшении взаимодействия грузовых вагонов с путем за счет применения дополнительных элементов в конструкции трехэлементных тележек вагонов и усовершенствования профилей контактных поверхностей колес и рельсов. Для этого поставлены и решены следующие задачи:

– определение и анализ типовых профилей изношенных колес и рельсов на украинских железных дорогах;

– составление математической модели взаимодействия грузового вагона и пути;

– разработка нового профиля обода колес для грузовых вагонов с тележками, оборудованными скользунками постоянного контакта, позволяющего улучшить процессы взаимодействия подвижного состава и пути;

– усовершенствование формы профиля головки рельсов для наружных нитей кривых малого и среднего радиуса с целью улучшения условий вписывания вагонов в кривые;

– оценка влияния на динамическое взаимодействие вагонов и пути применения дополнительных конструктивных элементов в комплексно модернизированных тележках и изменения толщины гребней колес.

**Методы исследования.** При исследовании ходовых качеств вагона, износа колес и рельсов использованы методы математического и компьютерного моделирования, статистической динамики, численного интегрирования. Оценка напряженно-деформированного состояния контактной пары “колесо-рельс” выполнена с использованием метода конечных элементов. С помощью экспериментальных исследований и методов математической статистики определены усредненные формы изношенных колес и рельсов на украинских железных дорогах, проведена оценка износа колес с разработанным профилем обода в эксплуатации.

**Научная новизна полученных результатов** состоит в следующем:

а) в результате экспериментальных исследований определены усредненные формы изношенных в различной степени головок рельсов в наружных нитях кривых малого и среднего радиусов, которые могут быть использованы при моделировании взаимодействия вагона и пути;

б) впервые установлены закономерности износа головок рельсов в наружных нитях кривых малого и среднего радиусов;

в) определены усредненные формы изношенных в различной степени ободьев колес с разными первоначальными профилями, которые можно применять при моделировании системы “вагон-путь”;

г) впервые установлены закономерности износа ободьев колес с разными первоначальными профилями;

д) усовершенствована математическая модель взаимодействия системы “вагон-путь”, которая в отличие от существующих, позволяет учитывать профили изношенных в различной степени рабочих поверхностей колес и рельсов, возможность конформного контакта “колесо-рельс” и применения диагональных связей в комплексно модернизированных тележках.

**Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждается универсальностью и корректностью применения методов исследований, использованных для их получения, а также удовлетворительным согласованием данных теоретических расчетов с результатами экспериментов.

**Научное значение работы.** Полученные в диссертации результаты, в том числе закономерности износа колес и рельсов, могут быть использованы при дальнейших исследованиях по улучшению взаимодействия подвижного состава железных дорог и пути.

**Практическое значение полученных результатов** состоит в следующем:

а) усовершенствован профиль обода колес для грузовых вагонов с тележками, оборудованными скользунками постоянного контакта, позволяющий улучшить процессы взаимодействия подвижного состава и пути;

б) выполнено усовершенствование профиля головки рельсов для наружных нитей кривых малого и среднего радиуса, благодаря чему ожидается существенное улучшение условий вписывания вагонов в кривые;

в) оценена эффективность уменьшения сил взаимодействия грузовых вагонов и пути за счет применения диагональных связей в комплексно модернизированных тележках и изменения толщины гребней колес.

**Личный вклад соискателя.** Основные результаты работы получены автором самостоятельно или непосредственно с его участием.

В работах, опубликованных в соавторстве, личный вклад соискателя состоит в следующем:

– участие в разработке профиля головки рельсов, осуществление численного моделирования взаимодействия “колесо-рельс” и выполнение анализа напряженно-деформированного состояния [1, 10];

– проведение измерений профилей колес в эксплуатации и определение их типовых изношенных форм, анализ результатов [2];

– подготовка исходных данных, численное моделирование движения вагона и анализ результатов [4];

– участие в сборе экспериментальных данных, разработка новых профилей головок рельсов, численное моделирование взаимодействия колес с рельсами, участие в анализе результатов [5];

– подготовка исходных данных для расчета, численное моделирование движения вагона с тележками, оборудованными дополнительными связями, участие в анализе результатов [6, 9];

– получение экспериментальных данных по состоянию элементов комплексной модернизации тележек грузовых вагонов в эксплуатации и при прохождении плановых ремонтов, статистическая обработка данных, участие в анализе результатов [11, 13].

**Апробация результатов диссертации.** Основные результаты диссертационной работы были доложены и обсуждены на:

– Международной научно-практической конференции ”Информационные технологии в управлении сложными системами”, Днепропетровск, 2008 год [10, 11];

– XII Международной конференции “Проблемы механики железнодорожного транспорта – Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение”, Днепропетровск, 2008 год [12, 13];

– Международной научной конференции “Математичні проблеми технічної механіки”, Днепропетровск, 2011 год [8];

– II Международной партнерской конференции “Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов”, Ялта, 2011 год [9];

– научных семинарах отдела статистической динамики механических систем Института технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск, 2007–2011 гг;

– совместном научном семинаре отдела статистической динамики механических систем и отдела динамики многомерных механических систем Института технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск, 2011 г;

– заседании Ученого совета Института технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск, 2011 г;

– заседании межкафедрального научного семинара кафедр строительной механики, вагонов, теоретической механики, высшей математики, пути и путевого хозяйства, проектирования, строительства дорог и геодезии, технологии материалов и Отраслевой научно-исследовательской лаборатории динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, Днепропетровск, 2012 г.

**Публикации.** По результатам диссертации опубликованы 13 научных трудов [1–13], среди которых 7 статей – в научных специализированных изданиях Украины, и 6 дополнительных публикаций – в сборниках материалов международных конференций. Без соавторов опубликованы 4 научных труда [3, 7, 8, 12,].

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа изложена на 159 страницах, содержит введение, основную часть из шести разделов, выводы и список использованных источников, включающий 116 наименований и занимающий 12 страниц.

## РАЗДЕЛ 1

### ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

В данном разделе проведен краткий анализ публикаций, посвящённых динамике подвижного состава и его взаимодействию с железнодорожным путем.

Фундаментальные основы исследования динамики подвижного состава были заложены научными работами ряда выдающихся ученых: Ф. Картера [14], В. Б. Медея [15, 16], С. М. Куценко [17], В. А. Лазаряна [18, 19], М. Ф. Вериги [20], С. В. Вершинского [21] и других. Значительный вклад в развитие теории колебаний подвижного состава внесли работы Г. Шеффеля [22], Г. П. Бурчака [23], А. Н. Савоськина [24], М. М. Соколова [25], Е. П. Блохина [26], В. Ф. Ушкалова [27, 28, 29], М. Л. Коротенко [31], В. Д. Дановича [32], Н. А. Радченко [33] и других.

Решению проблем в области взаимодействия колес и рельсов, а также повышению ресурса подвижного состава и пути посвящены исследования Дж. Калкера [34, 35, 36], М. А. Фришмана [37], А. Я. Когана [38, 39, 40], С. М. Захарова [41], У. Дж. Харриса [42], Х. Турне [42], В. М. Богданова [43, 44], Ю. С. Ромена [45, 46], В. С. Лысюка [47, 48, 49], А. Л. Голубенко [50], В. В. Рыбкина [51], В. О. Певзнера [52, 53, 54], Л. Г. Крысанова [55], М. Б. Кельриха [56], О. М. Савчука [57], Ю. П. Бороненко [58], Ю. В. Демина [59] и других.

При исследовании взаимодействия подвижного состава и пути необходимо детальное рассмотрение профилей пары “колесо-рельс” в области контакта. Это связано с достаточно сложной конфигурацией профилей контактных поверхностей колеса и рельса, вследствие чего при их взаимных смещениях характер взаимодействия существенно изменяется.

Рационально организованное взаимодействие “колесо-рельс” способствует реализации высоких скоростей и осевых нагрузок поездов при

наименьших эксплуатационных затратах. С другой стороны, неправильно сконструированное и не обеспеченное соответствующим техническим состоянием взаимодействие колеса и рельса может привести к преждевременному выходу из строя элементов системы “экипаж-путь” и негативно сказаться на экономических показателях эксплуатационной деятельности железных дорог.

### 1.1. Теоретические основы взаимодействия пары “колесо-рельс”

При качении колеса по рельсу возникают силы псевдоскольжения (силы крипа), которые обусловлены частичным взаимным проскальзыванием контактирующих поверхностей с некоторым смещением металла.

Крип представляет собой явление, связанное с тем, что вследствие упругого взаимодействия колеса и рельса при небольших значениях относительного проскальзывания площадка контакта разделяется на зоны сцепления и микропроскальзывания, что влечет за собой уменьшение тангенциальных сил на этой площадке по сравнению с максимальным значением, когда проскальзывание имеет место на всей площадке контакта. Интервал относительных проскальзываний, где проявляется это явление, называется зоной крипа. Из кинематики движения колесной пары выделяют три составляющих крипа: продольный, поперечный и вращения (спин). Под относительным проскальзыванием понимают безразмерную величину, равную отношению скорости относительного движения взаимодействующих поверхностей к линейной скорости поверхности катания колеса [40].

Для определения сил псевдоскольжения существуют различные гипотезы, построенные по результатам теоретического и экспериментального решения задачи качения колеса по рельсу. Теория псевдоскольжения колес, предложенная Картером [14], предусматривает линейную зависимость сил крипа от относительных скоростей проскальзывания колеса по рельсу. Сила, действующая на каждое колесо, раскладывается на две составляющие -

параллельно и перпендикулярно оси пути. Данная теория применяется во многих работах [18, 21, 27, 33], но она справедлива только для малых значений относительных скоростей проскальзывания колеса по рельсу. При действии на экипаж реальных возмущений скорости проскальзываний обычно превышают значения, для которых справедлива линейная зависимость. В таких случаях целесообразно использовать нелинейную модель крипа [28, 29], которая учитывает влияние радиуса круга катания колеса, положение контактного пятна, износ колес и рельсов, проскальзывание вращения (спин).

Классическую теорию контакта разработал Герц (Hertz) [60]. Герц доказал, что зона контакта качения между двумя неконформными телами должна иметь эллиптическую форму, и разработал метод расчета полуосей эллипса и распределения давления в пятне контакта. Теория Герца ограничена случаем контакта свободных от трения поверхностей абсолютно упругих твердых тел, но она по-прежнему остается ценной исходной точкой для решения большинства задач контакта и включена в ряд компьютерных программ, связанных с контактом колеса и рельса.

Как было уже отмечено, Картер (Carter) ввел понятие крипа, или микропроскальзывания между колесом и рельсом с возникающими при этом соответствующими силами [14]. Калкер (Kalker) предложил полное теоретическое решение для общего трехмерного случая с произвольным проскальзыванием и вращением [36]. В соответствии с этой теорией разработаны различные компьютерные алгоритмы для расчета сил крипа. Программа CONTACT, основанная на “точной” теории Калкера, включает негерцевый контакт, но она относительно медленна и непригодна для практического использования в численном интегрировании на каждом отрезке времени. Имеются подпрограммы табличного интерполирования, такие, как USETAB, которые интерполируют величины сил крипа, предварительно вычисленные с помощью программы CONTACT. Программа

FASTSIM основывается на “упрощенной” теории Калкера, которая предполагает наличие эллиптического пятна контакта с податливым промежуточным слоем между двумя жесткими телами [61, 62]. К основным достоинствам программы FASTSIM относится сравнительно высокая скорость расчета, учет спина и радиусов кривизны контактирующих поверхностей.

Значительный интерес представляют теоретические методы оценки износа колес и рельсов. Большинство существующих методов позволяют определить только коэффициент износа, который не содержит данных об объеме фактических потерь материала в результате износа и изменения геометрии колес и рельсов. В качестве результатов получают относительные числа, на основе которых делают выводы об износоустойчивости колес и рельсов при разных режимах движения. Так, в работе [30] предлагается оценивать интенсивность износа определением суммарной работы сил взаимодействия при трех фазах контакта (на конической поверхности колеса; одновременно на конической поверхности и гребне колеса; на гребне колеса при отрыве конической поверхности от рельса). В работе [63] производится попытка получить количественную взаимосвязь между величиной потерь материала и относительной скоростью или нагрузкой в точке контакта колеса с рельсом. Автор предлагает перейти от работы сил взаимодействия к массе изношенного металла с помощью коэффициента пропорциональности, который выбирается в зависимости от интенсивности износа (умеренный, интенсивный). Следует отметить, что такая методика учитывает только износ под действием сил трения (естественный износ). В модели износа Арчарда (Archard) [61] предполагается определение объема изношенного материала в зависимости от усилия в контакте, расстояния скольжения, твердости материала, а также от скорости скольжения и давления. Джендел (Jendel) применил модель Арчарда для определения глубины износа [61]. Актуальной проблемой является создание расчетных методов для учета изменения

профиля поверхности катания колес и рельсов за счет пластической деформации.

Для проведения теоретических исследований колебаний вагонов имеются различные расчетные схемы железнодорожного пути: от абсолютно жесткого основания, когда колеса повторяют неровности рельсовых нитей, до детально разработанных моделей, состоящих из рельсошпальной решетки и деформируемого подрельсового основания, что позволяет учитывать упругие, диссипативные и инерционные характеристики реальных конструкций пути. Использование более подробных моделей пути позволяет более полно изучить динамические процессы в системе “экипаж-путь”, хотя решения при этом усложняются [28].

При решении задач по вычислению сил взаимодействия колес с рельсами экипаж рассматривают, как правило, в виде пространственной дискретной нелинейной механической системы, состоящей из твердых тел, соединенных шарнирными, жесткими или упруго-диссипативными элементами, а для рельсового пути принимают во внимание его упруго-диссипативные свойства [18, 27, 28, 33].

## 1.2. Пути улучшения взаимодействия колес и рельсов

Силы взаимодействия колес и рельсов оказывают значительное влияние на динамическое поведение железнодорожного экипажа. Эти силы зависят от характеристик сцепления колес с рельсами, упругого скольжения или крипа, а также от износа как колес, так и рельсов. На перечисленные выше характеристики влияет геометрия профилей колес и рельсов, а также динамическое поведение самого экипажа, так как силы крипа зависят от площади контакта и контактных напряжений между колесами и рельсами [64]. На сцепление колес с рельсами влияют также такие факторы как шероховатость поверхностей, условия окружающей среды (загрязнения, вызванные водой, маслом, грязью, снегом и другими причинами). Важную

роль в этом играют материалы, из которых изготовлены колеса и рельсы [40, 50].

Оптимизация характеристик контактирования колес и рельсов требует исследований в четырех областях: динамическое взаимодействие экипажа и железнодорожного пути, контактная механика, металлургические свойства контактирующих тел, регулирование трения в контактах “колесо-рельс” [42, 65].

Как известно, одним из наиболее эффективных путей снижения износа колес и рельсов является применение их рациональных профилей. Подбор рациональных профилей колес и рельсов позволяет уменьшить силы и напряжения в их контакте, а также ослабить динамическое воздействие подвижного состава на путь [42, 66]. То есть, рациональные профили колес и рельсов – это такие профили, которые обеспечивают их наилучшую работоспособность для заданных условий эксплуатации.

Как было показано в работах [48, 69], боковые поверхности рельсов и гребней колес подвергаются интенсивному износу в кривых. В работах [44, 67, 68] утверждается, что процесс износа колес и рельсов в нормальных условиях приводит к геометрически стабильному профилю. Самое эффективное средство борьбы с износом колес и рельсов – конформность контакта их рабочих поверхностей, т.е. подобие очертаний профилей в зоне гребня колеса и рабочей выкружки головки рельса [42, 44].

Исследования влияния профилей рельсов и колес, изношенных преимущественно в области боковой поверхности головки рельса и гребней колес показало, что удельная работа сил трения и доля сопротивления движению, связанная с взаимодействием колес и рельсов, снижается наиболее существенно в том случае, когда профили колеса и рельса взаимно изношены [41]. В работе [44] отмечается, что рекомендуется внедрение обточки колесных пар в эксплуатации по ремонтным профилям с сохранением приработанной поверхности гребней. При этом, уменьшение

толщины изнашиваемого между обточками слоя компенсируется отсутствием интенсивного износа металла гребня на первых 25 тыс. км пробега после обточки, когда стандартный профиль принимает очертание формы “естественного износа”, сохраняющегося в процессе дальнейшей эксплуатации.

Известно, что эффективность применения рациональных профилей колес зависит не только от параметров самого профиля, но и от конструкции ходовых частей вагона. Поэтому применение усовершенствованных профилей колес должно сопровождаться усовершенствованием тележек грузовых вагонов. На сегодня в Украине, России и других странах СНГ почти все серийно выпускаемые грузовые вагоны не соответствуют их аналогам в развитых странах по показателям скорости, надежности, ресурса ходовых частей. Приобретение значительного числа вагонов с тележками нового поколения требует больших капиталовложений, которые не могут быть сделаны в одночасье. В таком случае рациональным компромиссом является модернизация уже эксплуатируемых вагонов [70]. При таком подходе значительно снижается финансовая нагрузка на железнодорожные предприятия, появляется возможность постепенно перейти к более современным конструкциям ходовых частей, наиболее полно отвечающим условиям их эксплуатации и организовать базу для их содержания и ремонта. Перспективным способом улучшения взаимодействия колес с рельсами является применение боковых скользунов постоянного контакта и дополнительных связей в тележках грузовых вагонов [22, 42].

Условия взаимодействия системы “колесо-рельс” в значительной степени определяются техническим состоянием подвижного состава и железнодорожного пути. Эксплуатация подвижного состава с износами деталей и отступлениями не только увеличивает интенсивность износных процессов, но влияет также на сопротивление движению, т.е. вызывает повышенный расход энергии. К основным параметрам, характеризующим

состояние ходовой части и влияющим на интенсивность износа колесных пар относятся: перекос осей колесных пар и их положение в раме тележки, состояние системы опирания кузова, фрикционной системы гашения колебаний, разность диаметров колес и забегание боковин [41, 46]. Для уменьшения интенсивности износных процессов в системе “колесо-рельс”, связанных с техническим состоянием подвижного состава и пути, необходим строгий выходной контроль (в соответствии с нормативной технической документацией) состояния ходовых частей вагонов на стадии сборки, после ремонта и в процессе эксплуатации. Особое внимание необходимо уделять контролю таких параметров тележек грузовых вагонов как разность толщин стенок у обеих букс с одной стороны тележки, разница в ширине букс на одной колесной паре, разность баз боковин, разность диаметров колес в колесной паре. На основании результатов моделирования и проведенных экспериментов в работах [41, 46] даны рекомендации, касающиеся нормативов содержания экипажей и рельсовой колеи.

На взаимодействие пары “колесо-рельс” также оказывает влияние зазор в колее между гребнями колес и боковыми поверхностями головок рельсов в прямых и кривых участках пути. В работе [44] указывается на то, что уменьшение ширины колеи до 1520 мм в прямых и кривых участках железнодорожного пути (унификация колеи) при одновременном увеличении допуска на ее сужение, вместо установленной ранее 1524 мм, к середине 1980-х годов привело к массовому выходу из строя колесных пар, что, в свою очередь, нередко приводило к сбоям в перевозках. Недостаточность зазора в колее в прямых и кривых участках пути привела к тому, что конусная поверхность катания колес перестала изнашиваться, а гребни, площадь контакта у которых значительно меньше, стали работать в режиме трения скольжения. Это в определенной степени подтверждается тем, что вновь приобретенные колесные пары в условиях суженной колеи, особенно после ремонтов пути, при толщине гребня от 33 мм до 28 мм изнашиваются в

несколько раз быстрее, чем при толщине гребней 25-28 мм. В условиях порожнего пробега вагонов в суженной колее увеличивается вероятность выжимания колесной пары при появлении неровностей пути с отрывом поверхности катания колес от рельса, особенно на скоростях 70-80 км/ч [44].

В то же время в работе [54] отмечается то, что проводившаяся в конце 1950-х и начале 1970-х годов прошлого века унификация ширины колеи явилась результатом многолетних исследований широкого круга квалифицированных отечественных специалистов в области взаимодействия подвижного состава и пути, результаты которых согласуются с мировым опытом. Рост интенсивности износа гребней колес подвижного состава и боковых поверхностей головок рельсов, наблюдавшийся с 1970-х годов, явился следствием постоянно усложнявшихся условий эксплуатации (рост осевых нагрузок и массы поездов). Влияние унификации ширины колеи на этом фоне мало, и она не могла оказать решающего влияния на изменение характера процессов взаимодействия системы “экипаж-путь” в кривых.

Одним из основных факторов, оказывающих влияние на процесс взаимодействия контактной пары “колесо-рельс”, является коэффициент трения между гребнем колеса и боковой гранью головки рельса. Снижение коэффициента трения является эффективным средством влияния практически на все силовые параметры, формируемые в зоне контакта гребней колес подвижного состава и боковой грани головок рельсов в криволинейных участках пути. Это также практически единственный путь предотвращения явления схватывания металла в зоне контакта, приводящее к тяжелейшему виду изнашивания с микрорезанием контактирующих поверхностей [40, 44]. Эффективным методом регулирования трения в контакте “колесо-рельс” является смазка [40, 42, 50, 65, 71-79]. Рациональное применение передвижных и напольных смазочных аппаратов, а также гребнесмазывателей на локомотивах способствует снижению износа боковой поверхности головок рельсов и гребней колес, сокращению расхода топлива

и электроэнергии на тягу поездов, обусловленное улучшением взаимодействия “колесо-рельс”, уменьшение выделения шума, связанного с движением подвижного состава.

Свойства стали колес и рельсов, ее химический состав, твердость, микроструктура оказывают существенное влияние на их износостойкость, сопротивление контактно-усталостным повреждениям, пластическому течению металла. Улучшение свойств колесных и рельсовых сталей может существенно повысить уровень допускаемых контактных напряжений [42, 73-77, 80, 81]. Результаты, приведенные в работах [40, 61], показывают, что с увеличением твердости рельсов возрастает их износостойкость. Перспективным является применение рельсов из бейнитных сталей и из сталей повышенного качества, что способствует снижению количества поверхностных дефектов контактно-усталостного происхождения в виде трещин и отслоений металлов. Исследования по продлению срока службы колес должны включать улучшение металлургических свойств колесных сталей и усовершенствование тормозного оборудования, так как чаще всего колеса изымаются из эксплуатации не по износу, а из-за появления выщербин и отслоений металла, ползунов, трещин на бандажах и дефектов на наплавленной поверхности катания колес [65].

В работах [41, 82] отмечается значение на интенсивность износа колес и рельсов согласованности таких параметров железнодорожного пути как радиус кривой, ширина колеи, возвышение наружного рельса в кривой, подуклонка рельсов. Рекомендуется пересмотр норм устройства и содержания пути с учетом условий эксплуатации (осевые нагрузки, фактически реализуемые скорости движения грузовых и пассажирских поездов).

Для улучшения условий взаимодействия колес и рельсов в мировой практике широко применяется шлифование рельсов [42, 66, 83-87]. В настоящее время шлифование рельсов стало неотъемлемой частью работ по

текущему содержанию пути практически на всех железных дорогах Северной Америки и Западной Европы. Несмотря на различие применяемых на разных железных дорогах методов шлифования, цели у них одинаковы: уменьшение износа и контактно-усталостных повреждений пары “колесо-рельс”. Опыт эксплуатации железных дорог Северной Америки показывает [87], что наряду с использованием высококачественных сталей и эффективным смазыванием колес и рельсов шлифование может существенно повысить срок службы рельсов и снизить связанные с их эксплуатацией расходы. На железных дорогах Северной Америки шлифование рельсов ведется с помощью рельсошлифовальных машин, оснащенных шлифовальными кругами и компьютеризованными системами управления, которые обеспечивают оптимальную производительность и точность воспроизведения профиля рельсов при высокой скорости движения. Профильное шлифование рельсов для каждого участка железной дороги производится по своей программе шлифования, основой которой является выбор соответствующего профиля рельса. В работе [87] сообщается о разработке профилей рельса, обеспечивающих согласованность профиля колеса с условиями движения в кривых. На железных дорогах Великобритании используется усовершенствованная технология шлифования рельсов, так называемая “агрессивная”, позволяющая за один проход снять в 6 раз больший слой металла, чем традиционная. Удаляемый металл при этом превращается не в пыль, а в мелкую стружку. Поверхность головки получается относительно грубой, поэтому предъявляются высокие требования к точности выполнения операций (несколько десятых долей миллиметра в горизонтальной и в вертикальной плоскостях), и к формированию продольного и поперечного профилей головки рельса, а также к качеству поверхности катания. Восстановление поперечного проектного профиля головки рельса на железных дорогах Западной Европы делается для обеспечения расчетного режима прохода по пути подвижного состава, равномерного распределения

внутренних напряжений и уменьшения износа рельсов, улучшения взаимодействия колеса с рельсом, удаления наплывов смятого слоя металла.

### 1.3. Обзор профилей колес и рельсов

Для улучшения взаимодействия колесной пары и пути во многих странах мира проводятся исследования по созданию новых усовершенствованных профилей колес и рельсов. Профили колес и рельсов следует проектировать как систему, поскольку их согласованность существенно влияет на такие показатели как интенсивность изнашивания контактной пары “колесо-рельс” и нарастание контактной усталости. Для криволинейных и прямых участков пути рекомендуется разработка разных типов профилей рельсов [42].

В зависимости от профилей контактирующих поверхностей колеса и рельса возможны три формы контакта: одноточечный, двухточечный и конформный. Одноточечный контакт облегчает вписывание экипажей в кривые, но может сопровождаться более высоким проскальзыванием и высокими контактными напряжениями, что может приводить к усталостным повреждениям рабочей выкружки рельса. Существует мнение, что двухточечный контакт менее разрушителен для рельса, чем одноточечный, так как вертикальная нагрузка не действует на его рабочую выкружку. Однако при двухточечном контакте боковые силы, которые действуют на гребень колеса, способствуют его ускоренному износу и пластическому течению металла. При этом виде контакта также ограничена возможность колесных пар к радиальной установке в кривой. При конформном гребневом контакте имеют место наибольшая площадка контакта и наименьшие контактные напряжения по сравнению с неконформными профилями. Колесо и рельс, профили поверхностей катания которых конформные, долго сохраняют свою форму и хорошо эксплуатируются с точки зрения долговечности. Конформную форму профиля колеса рекомендуется

разрабатывать с учетом следующих моментов: угол наклона рабочей грани гребня должен быть достаточно большим, чтобы предотвращать вкатывание колеса на рельс; поверхность катания колеса должна обеспечивать устойчивость движения экипажа на прямых участках пути; галтель в основании гребня должна снижать контактные напряжения на рабочей грани головки рельса и одновременно обеспечивать благоприятные условия вписывания в кривые. Контакт считается плотно конформным, если зазор между недеформированными колесом и рельсом не превышает 0,1 мм. В нагруженном состоянии из-за упругой деформации контактной пары зазор практически исчезает, что приводит к увеличению площади контакта. При зазоре до 0,4 мм контакт еще можно считать конформным, но плотно конформным он становится только после значительного изнашивания рабочих поверхностей колеса и рельса и накопления пластических деформаций [42].

При выборе профилей колеса и рельса следует учитывать следующие особенности контактного взаимодействия [42]:

- контакт не распространяется по всей поверхности катания колеса и рельса (рис.1.1);

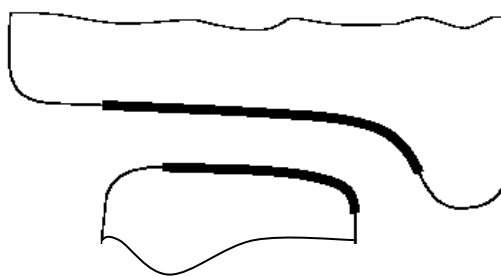


Рис. 1.1. Потенциальные области контакта колеса и рельса

- контакт распределен по поверхности катания колеса и рельса неравномерно. При движении в прямых участках пути контакт колеса и рельса происходит преимущественно в средней части поверхности катания обода, а при прохождении экипажем кривых зона контакта смещается к гребню на наружном рельсе и на внешнюю сторону - на внутреннем рельсе;



Основными тенденциями развития современного подвижного состава является повышение скоростей движения поездов, возрастание осевых нагрузок и увеличение межремонтных пробегов грузовых вагонов. В этих условиях стандартный профиль поверхности катания обода колеса, который применяется на грузовых вагонах стран СНГ уже более 50 лет, нуждается в усовершенствовании.

Существующие разработки в области усовершенствования профиля колеса направлены на уменьшение износа изменением эффективной конусности и применением нелинейной поверхности катания [89-93].

Колесные пары большинства грузовых вагонов Украины, оборудованных тележками модели 18-100, обточены по неконформному профилю ДИИТ-УЗ. Этот профиль применяется в качестве ремонтного, он обеспечивает снижение интенсивности износа гребней, по сравнению со стандартным профилем, на 30% [57].

На железных дорогах Украины успешно применяется в грузовых вагонах с комплексно модернизированными тележками профиль поверхности катания колеса ИТМ-73 [94]. Применение данного профиля обеспечивает снижение износа гребня колеса, по сравнению со стандартным профилем, более чем в 2 раза за счет создания максимальной разности кругов катания колес при прохождении кривой путем увеличения радиуса галтели и угла наклона гребня. Это приводит к уменьшению проскальзывания колес в кривых и, соответственно, уменьшает износ гребней.

**Профили рельсов.** На железных дорогах стран СНГ массово применяются рельсы Р65 [95]. Поверхность катания головки рельса, согласно этому стандарту, симметрична, и образована кривыми с радиусами 15-80-500-80-15 (рис. 1.4).

Радиусы 15 и 500 мм установлены из условия снижения интенсивности развития контактно-усталостных дефектов в зоне бокового закругления и

волнообразных неровностей в средней части поверхности катания. Эти рельсы хорошо работают на прямых участках пути.

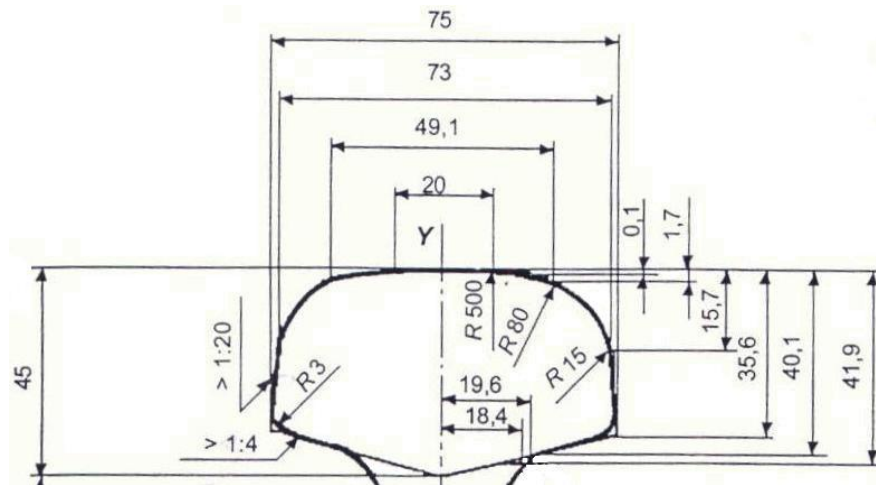


Рис. 1.4. Профиль головки рельса Р65

Условия работы рельсов в кривых значительно сложнее, чем в прямых участках пути, поскольку при движении по кривой на головку рельса действуют значительные боковые силы из-за набегания передней по ходу движения колесной пары. Это приводит к усиленному износу боковой грани головки наружного рельса и развитию дефектов контактно-усталостного происхождения.

Между развитием контактно-усталостных дефектов и износом почти всегда имеется тесная взаимозависимость. В кривых радиуса 350 м и менее преобладает износ. Его доля в общем количестве этих двух повреждений составляет 60%. В кривых радиусов 651–1000 м доля износа – всего 20%, а более 60% приходится на контактно-усталостные дефекты [96]. Поэтому во многих странах ведется разработка профилей головок рельсов, предназначенных для установки в наружных кривых.

У рельса типа Р5 (рис. 1.5 а) [98] форма рабочей поверхности головки была спроектирована так, чтобы большая часть колесных пар с различной степенью износа бандажа проходила кривые без поперечного скольжения. В противном случае возникают значительные поперечные пластические

деформации поверхностных слоев металла головки, являющиеся одной из основных причин появления контактно-усталостных повреждений.

Рельс типа Р6 (рис. 1.5 б) [98] имеет очень большой радиус бокового скругления головки и более выпуклую поверхность катания. При такой форме головки преобладающее количество вертикальных воздействий от колес переносится на среднюю часть поверхности катания головки рельса.

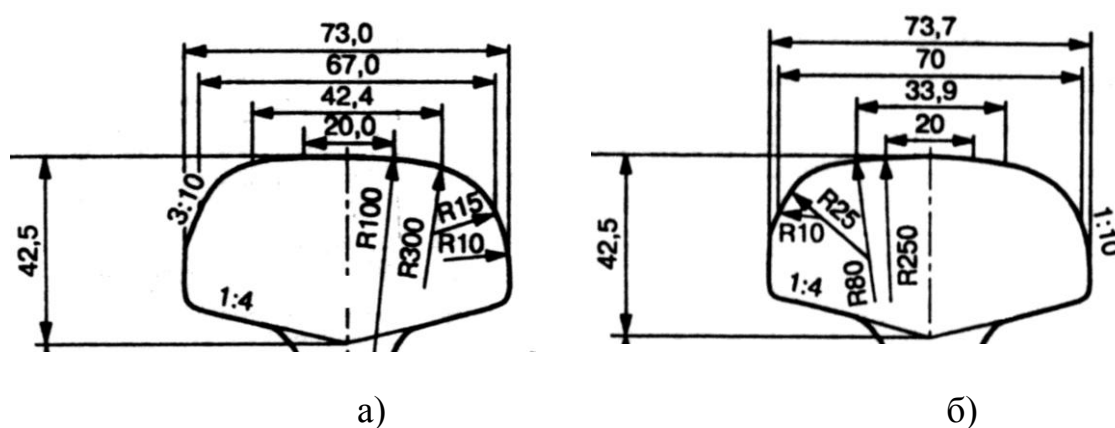


Рис. 1.5. Профили головки рельса Р5 и Р6

Процесс разрушения рельсов, вызываемый увеличением динамических сил, взаимосвязан с величиной удельных контактных давлений, которые зависят от кривизны контактирующих поверхностей колеса и головки рельса. Результаты эксплуатационных испытаний показали, что процесс разрушения стали протекает быстрее при малой величине радиусов отдельных участков поверхности катания головки рельса. У рельсов Р5 и Р6 для кривых участков пути, с радиусами бокового закругления соответственно равными 15 и 25 мм, установлено заметное снижение интенсивности развития контактно-усталостных дефектов по сравнению с тем, что наблюдалось у рельсов типа Р50, имеющих радиус бокового закругления 13 мм. Кроме снижения удельных контактных давлений форма поверхности катания головки рельса имеет большое значение и для обеспечения более устойчивого движения колесных пар, в частности на прямых участках пути [98].

Для дальнейшего совершенствования профиля головки рельса вместо исходных положений, использованных при проектировании рельсов Р5 и Р6, были приняты другие, в частности, требование более равномерного распределения работы сил трения поперечного скольжения по контуру рабочей поверхности головки при сохранении минимальной величины этой работы в зоне бокового закругления поверхности катания. Для устранения выявленных недостатков профилей головок рельсов Р5, Р6 и Р50 была произведена корректировка очертаний рабочей поверхности и боковой грани и разработан профиль рельса Р7 (рис. 1.6) [98].

Этот рельс имеет более выпуклую поверхность катания головки, в результате чего достигается разгрузка верхней части бокового закругления, которая осуществляется за счет увеличения наклона боковой грани головки с 3:10 до 3,5:10.

Необходимость использования в наружных нитях кривых рельсов со специальным профилем головки, способным минимизировать интенсивность бокового износа в головке и значительно уменьшить число дефектов контактно-усталостного происхождения, в итоге привела к созданию рельса с профилем Р65К (рис. 1.7) [97].

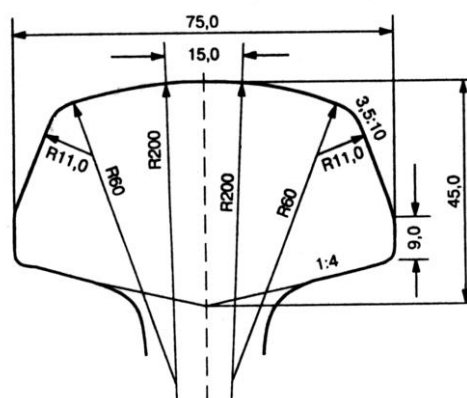


Рис. 1.6. Профили головки рельса Р7

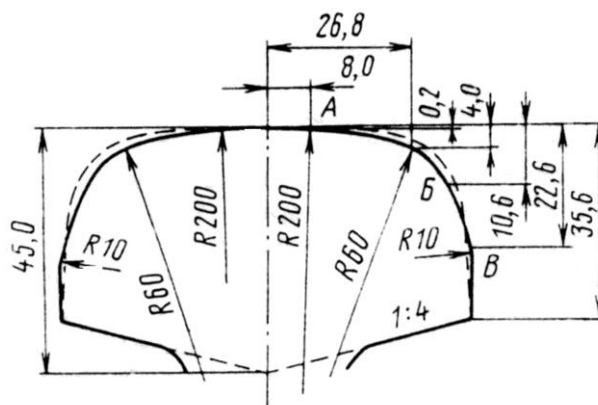


Рис. 1.7. Профиль головки рельса Р65К

Профиль Р65К, предназначенный для наружных рельсов кривых, был разработан Л. П. Мелентьевым. Применение рельса с этим профилем способствует улучшению условий взаимодействия с колесами подвижного состава за счет рассредоточения контактных воздействий на поверхности головки, что, по утверждению автора, позволяет снизить интенсивность образования двух видов повреждений рельсов в кривых - бокового износа в головке и дефектов контактно-усталостного происхождения.

Профиль наружных рельсов в кривых должен устранять повышенную концентрацию напряжений, чтобы не было контактной усталости металла, и в то же время улучшать вписывание в кривые экипажей с изношенными колесами [83].

С уменьшением радиуса кривой боковые силы возрастают и дефекты в рельсах развиваются интенсивнее. В результате менять их приходится чаще. Для уменьшения контактных напряжений в паре “колесо-рельс” эффективно применение рельса с головкой, асимметричной относительно вертикальной оси симметрии рельса.

С целью увеличения срока службы рельсов в кривых авторы изобретения [99] предлагают рабочую поверхность головки выполнять с несимметричным профилем с наклоном  $0,05 - 0,12$  рад по отношению к наружной боковой грани на ширину, равную  $2/3$  ширины головки рельса

(рис. 1.8). Выбор указанных пределов допустимого изменения наклона обусловлен результатами испытаний.

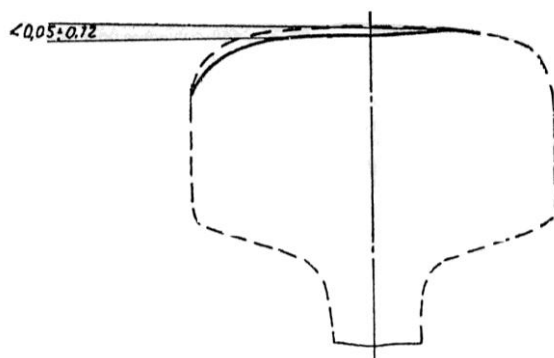


Рис. 1.8. Несимметричный профиль рельса с наклоном 0,05-0,12 рад

В изобретении [100] часть поверхности катания головки рельса со стороны ее рабочей боковой грани по всей длине рельса предлагается скашивать на глубину  $f$  (рис. 1.9). Чем больше глубина скоса части поверхности катания рельса, тем больше вертикальный контакт колес с рельсами смещается в среднюю часть поверхности катания рельса. В данном изобретении зона скоса части поверхности катания ограничена вертикальными плоскостями, отстоящими от оси симметрии рельса на расстояние соответственно  $x_1=0,24a$  и  $x_2=0,44a$  ( $a$  - ширина головки рельса).

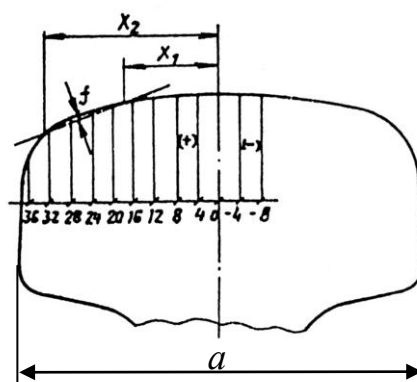


Рис. 1.9. Профиль головки рельса со скошенной частью

Для уменьшения контактных напряжений в паре “колесо-рельс” и увеличения за счет этого их долговечности и износостойкости в изобретении

[101] предложено головку рельса делать асимметричной относительно вертикальной оси симметрии рельса (рис. 1.10). При этом кривая профиля поверхности катания головки наклонена к горизонтали в поперечном направлении. Предлагаемая форма головки рельса за счет большей линии контакта с поверхностью качения колеса позволяет, по утверждению авторов, существенно уменьшить кинематические колебания рельсового экипажа и снизить контактные напряжения в паре “колесо-рельс”.

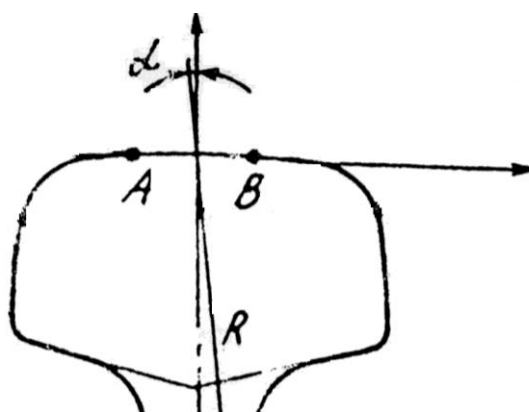


Рис. 1.10. Асимметричный профиль головки рельса

Изучение зарубежного опыта показало [42, 55, 80], что поперечный профиль рабочей поверхности головки нового рельса современного производства очерчен, как правило, кривой трех (реже двух) радиусов. Наименьший радиус бокового закругления (9,5 мм) применяют на рельсах США, а наибольший (15,0 мм) – на рельсах СНГ [55]. В переходной зоне (от выкружки к середине головки рельса) наименьший радиус (31,8 мм) также имеют рельсы США, а наибольший (80 мм) – рельсы СНГ, КНР, Японии и стран, входящих в УИС.

В средней части головки наибольший радиус имеют рельсы Японии (600 мм) и СНГ (500 мм). Наименьший радиус (101,6 мм) в средней части головки – у рельсов Канады (для кривых). Наклон боковой грани головки этих рельсов принят в пределах от 1:14,3 до 0 в зависимости от величины применяемой подуклонки.

#### 1.4. Выводы к разделу 1

1. Для решения задач в области улучшения взаимодействия подвижного состава и пути целесообразно подробное рассмотрение профилей колеса и рельса в области их контакта. При качении колеса по рельсу возникают силы псевдоскольжения (силы крипа), которые обусловлены частичным взаимным проскальзыванием контактирующих поверхностей с некоторым смещением металла. В теоретических исследованиях по усовершенствованию профилей колес и рельсов целесообразно использовать нелинейную модель крипа, которая учитывает влияние радиуса круга катания колеса, положение контактного пятна, износ колес и рельсов, спин.

2. Одним из наиболее эффективных путей улучшения взаимодействия колес с рельсами является применение их рациональных профилей, что позволяет уменьшить силы и напряжения во взаимодействии колеса и рельса, а также ослабить динамическое воздействие подвижного состава на путь. Эффективность применения рациональных профилей колес и рельсов в значительной степени зависит от конструкции ходовых частей вагона. Перспективным способом улучшения условий взаимодействия колес и рельсов является применение дополнительных связей в тележках грузовых вагонов.

3. Наиболее перспективными являются профили колес и рельсов, обеспечивающие конформный контакт, при котором имеют место наибольшая площадка контакта и наименьшие контактные напряжения по сравнению с неконформными профилями. Кроме того, эти профили долго сохраняют свою форму.

## РАЗДЕЛ 2

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПОВЫХ ПРОФИЛЕЙ ИЗНОШЕННЫХ ГОЛОВОК РЕЛЬСОВ И ОБОДЬЕВ КОЛЕС

В последние 50 лет опубликовано большое количество работ, посвященных теоретическим исследованиям в области взаимодействия подвижного состава и пути, оценке динамических качеств подвижного состава и его воздействия на путь, оптимизации сил взаимодействия колес и рельсов. В большинстве этих работ важнейшими исходными данными, от которых зависели результаты исследований, являлись формы контактирующих тел, то есть колес и рельсов, в области их контакта друг с другом. При выполнении теоретических исследований по этим вопросам рассматривались, как правило, неизношенные (новые) контактирующие поверхности ободьев колес и головок рельсов. Вместе с тем известно, что доля новых колес и рельсов в эксплуатации очень мала [47]; другими словами, подавляющее большинство находящихся в эксплуатации колес и рельсов имеют износ. Поэтому выводы, сделанные по результатам исследования взаимодействия новых колес и рельсов, далеко не всегда отражают истинное состояние взаимодействия подвижного состава и пути, имеющее место в эксплуатации. Следовательно, при решении вышеперечисленных задач необходимо рассматривать не только новые, но и изношенные в различной степени колеса и рельсы. Для этого необходимо располагать базами данных профилей головок рельсов и ободьев колес, имеющих различный износ.

#### 2.1. Выбор устройства для измерения профилей колес и рельсов

В процессе эксплуатации подвижного состава железных дорог геометрические параметры профилей колес и рельсов существенно изменяются. Это обуславливается износом и пластической деформацией их

рабочих поверхностей. По мере увеличения износа контактной пары “колесо-рельс” ухудшаются эксплуатационные показатели горизонтальной динамики подвижного состава, что негативно влияет на безопасность движения поездов. Для выполнения исследований по усовершенствованию профилей колес и рельсов необходимы достаточно точные данные об изменениях формы профилей колес и рельсов в эксплуатации.

До последнего времени основными средствами измерения профилей колес и рельсов являлись ручные приборы (шаблоны, штангенциркули, измерительные скобы и др.), имеющие невысокую точность. Выполнение измерений с помощью этих приборов требует значительных затрат времени, а также зависит от таких субъективных факторов, как квалификация и навыки исполнителя. Такие устройства непригодны для накопления значительного объема информации, необходимого для разработки эффективных мер по существенному замедлению износа колес и рельсов.

В последнее время на железных дорогах ряда стран стали внедряться новые, более точные методы измерения параметров колесных пар и рельсов, которые включают в себя средства регистрации, визуализации измеренных профилей, передачи информации в компьютер для дальнейшей обработки.

В профилографе А-В производства фирмы GRAW (Польша) используется контактный способ измерения профиля колес с помощью наводимого вручную сферического измерительного органа. Этот прибор позволяет производить измерения с точностью до 0,1 мм и пересылать результаты измерений в компьютер для последующей их обработки. Прибор X-Y производит контактные измерения профиля рельса [102].

Для измерения износа железнодорожных колес и рельсов фирмой Gomek Oy (Финляндия) разработаны автоматизированные комплексы GoWheel и GoRail, в составе которых имеется измерительная каретка и блок обработки данных. Измерительная каретка перемещается вручную, точность измерений составляет  $\pm 0,04$  мм. Блок обработки данных представляет собой

вычислительное устройство, вместо которого можно использовать обычный персональный компьютер. Использование комплекса в научных целях предполагает режим моделирования измерений, когда фактический профиль сравнивают с эталонным или эталонные профили – друг с другом [104].

На железных дорогах Западной Европы, Северной Америки и Австралии широко внедряются бесконтактные измерительные системы, с помощью которых можно определять в движении такие параметры, как диаметр колеса, высота и толщина гребня, ширина изнашиваемой части поверхности катания, толщина обода. К таким системам относятся TreadView (компания AEA Technology Rail, Великобритания), WPMS (Lynxrail, Австралия), WheelSpec (Imagemap, США), GeoTech (Technogamma, Италия – Proximaat, Нидерланды), WIS (International Electronic Machine, США), Argus (Hegenscheidt-MFD, Германия), EVA (Talго Group, Испания). Эти системы проводят измерения при скорости движения подвижного состава до 100 км/ч, при этом погрешность измерений составляет от  $\pm 0,05$  до  $\pm 0,5$  мм [105].

На американских железных дорогах поперечный профиль рельсов измеряют с помощью специальных шаблонов, закрепляемых на штанге и используемых при ручных измерениях. Шаблон должен охватывать весь рельс от рабочей выкружки в сечении под углом в  $45^\circ$  до наружного края головки, чтобы обеспечить правильное очертание рельса в этих критических местах. Кроме того, применяются современные измерительные системы, например лазерные, устанавливаемые на подвижных средствах, в том числе на рельсошлифовальных машинах, и позволяющие получать данные о профиле рельсов в цифровом коде [106].

Американские фирмы KLD Labs, Industrial Metrics и E. H. Reeves & Associates для измерения параметров рельсов выпускают системы, основанные на использовании импульсно-стробоскопических или лазерных источников света и телевизионных камер, расположенных под кузовом подвижного состава, что позволяет получать изображения

поперечного профиля рельса в движении. Полученные данные поступают в бортовую компьютерную систему, которая рассчитывает фактические размеры рельса. Аналогичным устройством является также оптическая система измерений и анализа рельсов ORIAN (Optical Rail Inspection and Analysis) [42]. При помощи этой системы в реальном масштабе времени вычисляются профили и величина износа рельсов. Отметим, что все автоматические системы позволяют собирать и анализировать большой объем данных за счет высокой частоты измерений.

Компанией E.H. Reeves создан также переносной оптический прибор Laserail EZ-2 массой 5,4 кг, с помощью которого можно измерять профиль, ширину и износ головки рельса. Результаты измерений сохраняются в памяти прибора и при необходимости могут воспроизводиться на сенсорном экране или направляться в компьютер для дальнейшей обработки и анализа [107].

На железных дорогах и в исследовательских центрах многих стран Западной Европы, а также США, Канады и ЮАР широко применяется компактная переносная измерительная система MINIPROF [42]. Она состоит из портативного компьютера, соединенного с измерительным блоком, который с помощью магнита прижимается к поверхности катания рельса и оснащен штангой, опирающейся на противоположный рельс. Обмен данными между компьютером и измерительным блоком осуществляется через специальный электронный модуль. Компьютер выполняет квантование данных, полученных от измерительного преобразователя в полярной системе координат, и вычисляет профиль рельса в заданном сечении в прямоугольной системе координат. По завершении расчетов на экране компьютера воспроизводится измеренный фактический профиль головки рельса вместе с исходным профилем и указанием некоторых характерных параметров. Измеренный профиль накладывается на исходный и ориентируется по нему, после чего вычисляется износ головки рельса. С помощью системы

MINIPROF можно измерять также профиль колес и элементов стрелочных переводов, включая остряк и крестовину.

Исходя из вышеперечисленного, сегодня имеется достаточно большой выбор высокоточных измерительных систем преимущественно производства Западной Европы и США, предназначенных для измерения профилей железнодорожных колес и рельсов. Как правило, эти системы имеют очень высокую стоимость, кроме того, отсутствие на территории Украины официальных представителей фирм-производителей измерительных систем железнодорожных колес и рельсов значительно усложняет приобретение, техническое обслуживание и поверку таких систем. Следует также отметить, что в большинстве случаев программное обеспечение таких измерительных систем требует некоторой корректировки с учетом особенностей эксплуатации железных дорог Украины и стран СНГ.

Фирмой RIFTEK (Беларусь), имеющей представительства во многих странах мира, в том числе и на Украине (совместное предприятие “КОДА”), специализирующейся в разработке и производстве электронных приборов для измерения геометрических, магнитных, механических и оптических величин, были разработаны опытные образцы переносных приборов для измерения геометрических параметров колеса и рельса – лазерный профилометр колесных пар ИКП-5 и рельсовый профилограф ПРП-1. Данные приборы были переданы в ИТМ НАНУ и НКАУ для их испытания на железных дорогах Украины. Выполненные многочисленные измерения изношенных в различной степени профилей колес и рельсов на различных участках украинских железных дорог позволили разработать ряд предложений по усовершенствованию данных приборов. Эти предложения включали в себя следующие усовершенствования: сокращение времени подготовки для выполнения измерений; увеличение времени непрерывной работы; отображение индикации заряда аккумуляторных батарей; создание беспроводной связи между блоком управления и сканирующим устройством;

увеличение объема встроенной памяти; защита от попадания влаги и обеспечение работы в условиях недостаточной освещенности; фиксация сканирующего устройства на колесе и рельсе с любым первоначальным профилем и износом; получение поперечного профиля в декартовых координатах с заданным количеством точек; возможность задания различных эталонных профилей колес и рельсов для определения параметров износа непосредственно после измерения и др.). Разработанные предложения были учтены фирмой RIFTEK при создании новых лазерных профилометров рельсов и колес.

## 2.2. Создание базы данных профилей изношенных головок рельсов

В данной части работы нас будут интересовать типовые формы износа наружного рельса в криволинейных участках пути, так как при вписывании экипажа в кривую именно наружный рельс испытывает наибольшее воздействие от колеса.

Принимая во внимание то, что наиболее интенсивный износ колес и рельсов происходит в кривых малого (300 м) и среднего (600 м) радиуса, типовые формы изношенных головок рельсов определялись преимущественно для этих участков пути.

С целью создания базы данных профилей изношенных головок наружных рельсов в кривых малого (300 м) и среднего (600 м) радиуса было проведено более 3000 измерений головок рельсов в эксплуатации. Первоначальным профилем измеренных рельсов был серийно применяемый профиль Р65. Измерения профилей головок рельсов проводились на перегонах Приднепровской и Львовской железных дорог.

В качестве измерительного прибора был выбран рельсовый профилограф ПРП-1 (рис. 2.1), предназначенный для бесконтактной регистрации поперечного профиля рабочей поверхности головки рельса с

помощью лазерного датчика и сканирующего устройства. Погрешность данного профилографа не превышает 0,1 мм.



Рис. 2.1. Профилограф рельсовый переносной ПРП-1

Профилограф ПРП-1 позволяет выполнять следующие основные функции:

- получение информации о параметрах поперечного профиля рабочей поверхности головки рельса с отметкой текущей путевой координаты в месте регистрации;

- обработку информации о параметрах поперечного профиля головки рельса (преобразование, масштабирование и т. д.);

- визуализацию на дисплее системного блока совмещенных графических изображений фактического и нового поперечных профилей головки рельса;

- документирование параметров зарегистрированного профиля на магнитные носители;

- вывод на печать информации о поперечном профиле головки рельса.

Контролируемыми параметрами прибора ПРП-1 являются: вертикальный износ головки рельса; боковой износ, измеряемый на высоте 13 мм ниже верхней точки головки рельса; боковой износ, измеряемый под углом  $45^\circ$  к оси симметрии рельса в точке, проходящей через середину

рабочей выкружки; приведенный износ головки рельса, определяемый как сумма вертикального износа и половины бокового износа.

Сканирующее устройство профилографа ПРП-1, создает заданную траекторию движения оптического датчика вокруг головки рельса в рабочем диапазоне углов около  $80^\circ$  внутрь и  $55^\circ$  наружу рельсовой колеи. Основу сканирующего устройства составляет шатунно-кривошипный механизм. Рабочий ход прибора осуществляется вручную, при этом обеспечивается движение оптического датчика по заданной траектории вокруг головки рельса. Угловое положение оптического датчика в каждый момент времени рабочего хода регистрируется с помощью датчика угла поворота.

Измеренные очертания профилей головок рельсов были разделены на три группы в зависимости от величины бокового износа рельса. Боковой износ, измеряемый на расстоянии 13 мм от вершины головки рельса, является распространенным дефектом рельсов в криволинейных участках пути; его величина на главных путях украинских железных дорог допускается не более 15 мм (без ограничения скорости движения поездов).

Выберем следующие величины бокового износа рельса: 4 мм (малоизношенная головка рельса); 8 мм (среднеизношенная головка рельса); 14 мм (сильноизношенная головка рельса). Ординаты измеренных профилей в каждом из указанных диапазонов были усреднены.

Поскольку для численного решения дифференциальных уравнений движения необходимо, чтобы функции, описывающие профили поверхностей рельсов, были непрерывны и обладали достаточной гладкостью, осредненные значения профилей рельсов были сглажены. Сглаживание осуществлялось путем сплайн-интерполяции и применения метода скользящего среднего. Степень гладкости полученных функций оценивалась путем анализа их производных. Большое количество обработанных данных позволяет получить достаточно точную статистическую оценку усредненного профиля головки рельса.

В результате обработки результатов измерений были получены 6 типовых профилей изношенных головок рельсов в кривых радиусами 300 м и 600 м:

- типовой профиль малоизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 300 м с боковым износом 4 мм;

- типовой профиль среднеизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 300 м с боковым износом 8 мм;

- типовой профиль сильноизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 300 м с боковым износом 14 мм;

- типовой профиль малоизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 600 м с боковым износом 4 мм;

- типовой профиль среднеизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 600 м с боковым износом 8 мм;

- типовой профиль сильноизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 600 м с боковым износом 14 мм.

На рис. 2.2 - 2.4 показаны типовые формы износа головок рельсов с первоначальным профилем Р65 для наружных нитей кривых радиусом 300 м.

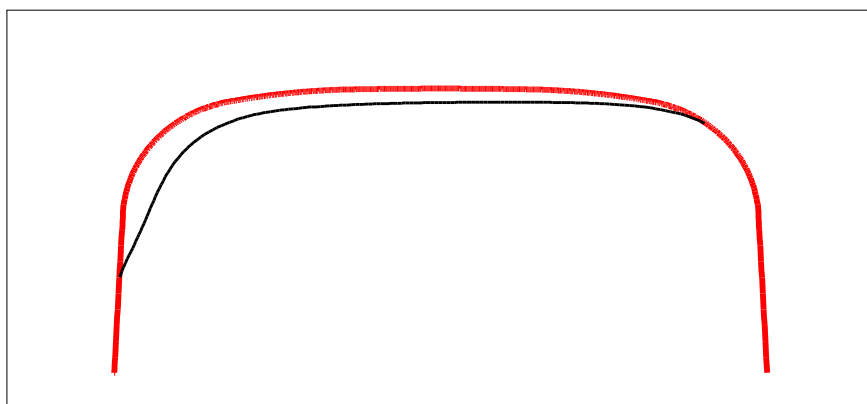


Рис. 2.2. Форма малоизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 300 м:

— неизношенная головка рельса;

— изношенная головка рельса.

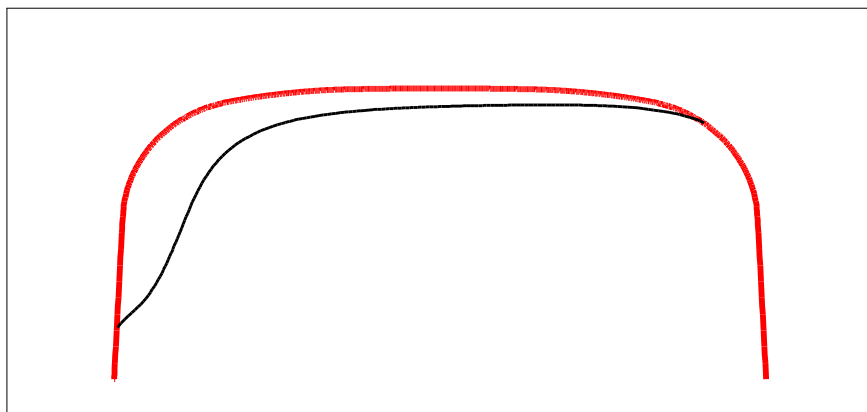


Рис. 2.3. Форма среднеизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 300 м:

- неизношенная головка рельса;
- изношенная головка рельса.

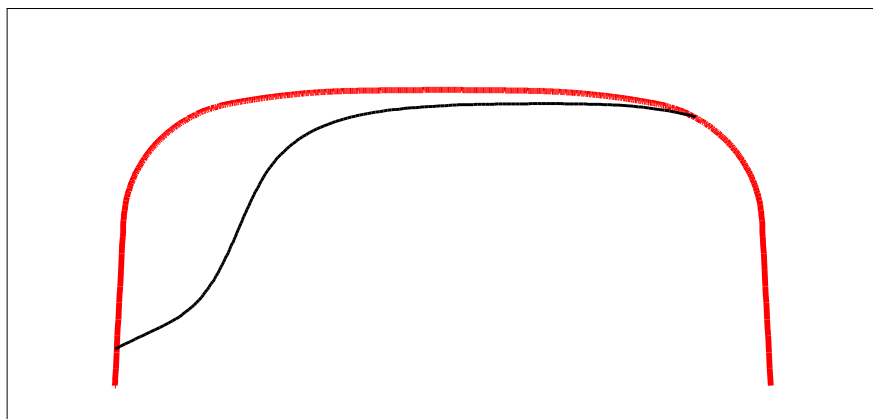


Рис. 2.4. Форма сильноизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 300 м:

- неизношенная головка рельса;
- изношенная головка рельса.

На рис. 2.5 - 2.7 показаны типовые формы износа головок рельсов с первоначальным профилем Р65 для наружных нитей кривых радиусом 600 м.

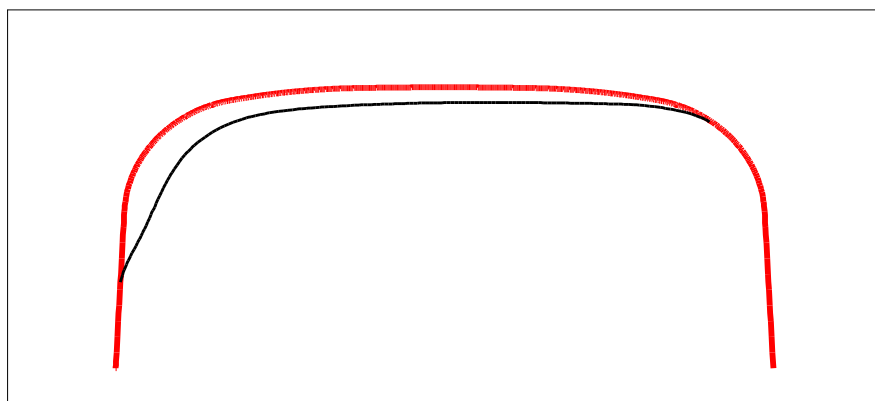


Рис. 2.5. Форма малоизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 600 м:

- неизношенная головка рельса;
- изношенная головка рельса.

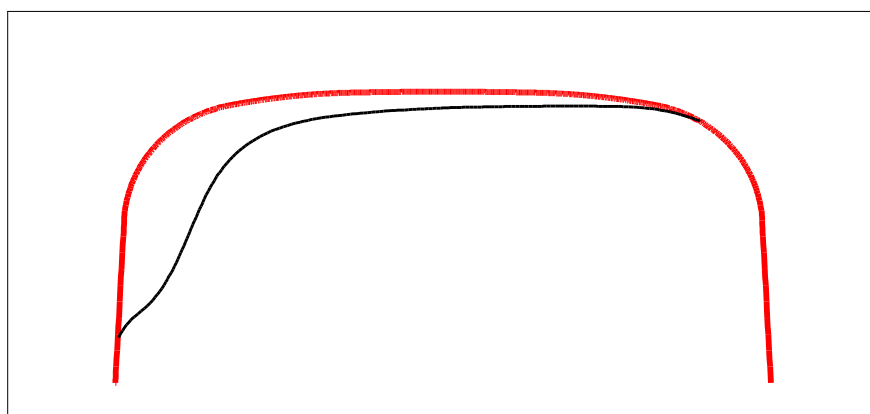


Рис. 2.6. Форма среднеизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 600 м:

- неизношенная головка рельса;
- изношенная головка рельса.

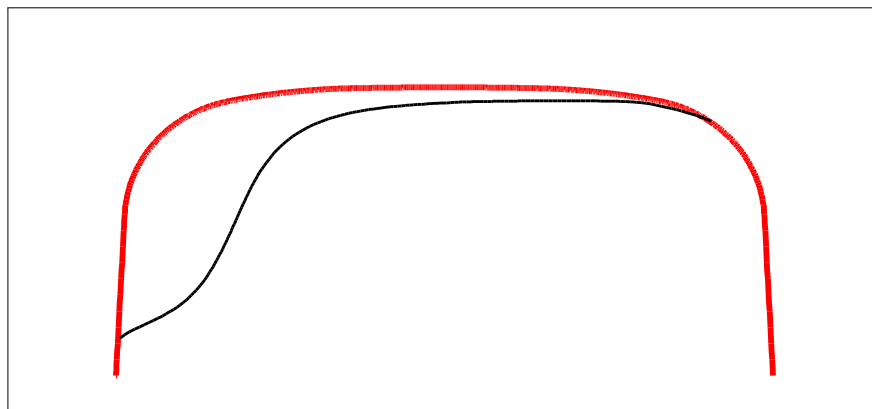


Рис. 2.7. Форма сильноизношенной головки рельса Р65 в кривой радиусом 600 м:

- неизношенная головка рельса;
- изношенная головка рельса.

При этом оказалось, что по мере износа наружный рельс в кривой в своей рабочей зоне повторяет профиль поверхности катания изношенного колеса. Это обусловлено существенным возрастанием боковых сил от набегающего на головку наружного рельса колеса при вписывании железнодорожного экипажа в кривую. При таком взаимодействии гребень колеса контактирует с боковой поверхностью головки рельса практически на протяжении всей кривой, что в свою очередь вызывает интенсивный боковой износ рельса.

### 2.3. Анализ форм износа рельсов

Проведем сравнение профилей изношенных головок рельсов Р65 в кривых радиусами 300 м и 600 м при одинаковой величине бокового износа (рис. 2.8 - 2.10).

Как видно из этих рисунков, усредненные профили изношенных головок наружных рельсов в кривых радиусами 300 м и 600 м практически совпадают, хотя одна часть из них (600 м) уложена на равнинной Приднепровской железной дороге, а другая (300 м) - в гористой Львовской

железной дороге со значительно бóльшими уклонами пути в продольном направлении.

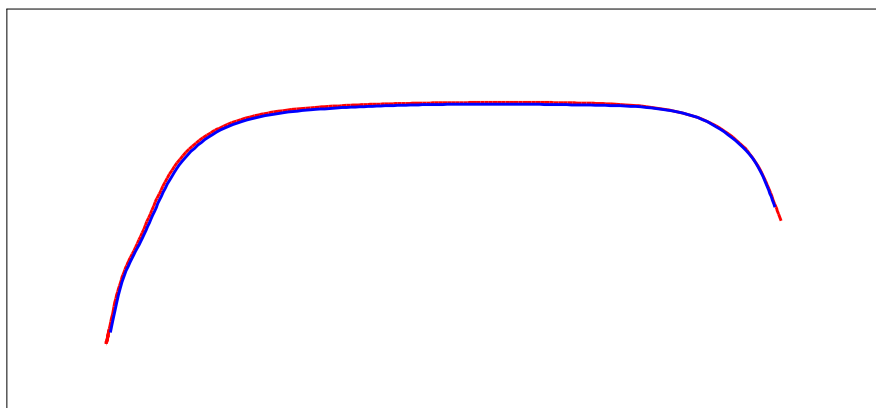


Рис. 2.8. Формы малоизношенных головок рельсов Р65  
в кривых радиусами 300 м и 600 м:  
— радиус кривой 300 м;  
— радиус кривой 600 м.

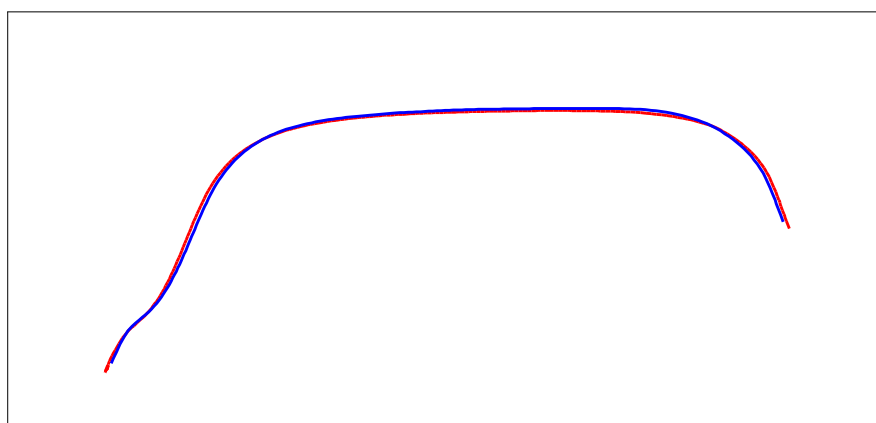


Рис. 2.9. Формы среднеизношенных головок рельсов Р65  
в кривых радиусами 300 м и 600 м:  
— радиус кривой 300 м;  
— радиус кривой 600 м.

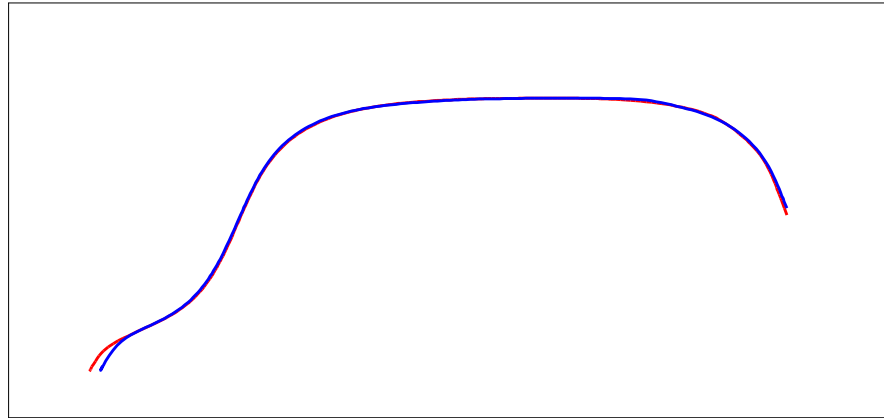


Рис. 2.10. Формы сильноизношенных головок рельсов Р65  
в кривых радиусами 300 м и 600 м:  
— радиус кривой 300 м;  
— радиус кривой 600 м.

Анализ полученных типовых форм профилей головок рельсов показал, что в процессе движения подвижного состава в кривых малого и среднего радиусов профиль головок рельсов наружных нитей приобретает несимметричную форму. Участок рабочей поверхности рельса в середине головки изнашивается таким образом, что окружность радиусом 500 мм, описывающая верхнюю часть профиля головки неизношенного рельса Р65, приобретает форму, близкую к прямой. Угол наклона этой прямой к горизонтальной оси составляет  $1,5^\circ$  для малоизношенных,  $2,7^\circ$  для среднеизношенных и  $4,5^\circ$  для сильноизношенных рельсов.

#### 2.4. Создание базы данных профилей изношенных ободьев колес

В рамках данной работы на Приднепровской и Львовской железных дорогах были проведены более 1000 измерений профилей ободьев изношенных колес грузовых вагонов. Исходный профиль ободьев колес до начала эксплуатации (то есть новых колес) был стандартным (ГОСТ 9036-88), ДИИТ-УЗ и ИТМ-73. Для измерений использовался профилометр колесных пар ИКП-5 (рис. 2.11.), предназначенный для измерения профиля обода колеса лазерным сканированием. Этот прибор

позволяет проводить измерения с погрешностью не более 0,1 мм. Прибор ИКП-5 включает в себя устройство цифровой индикации и лазерный модуль.



Рис. 2.11. Лазерный профилометр колесных пар

Лазерный профилометр ИКП-5 предназначен для измерения следующих параметров колеса:

- толщины гребня, определяемой как расстояние, измеренное по горизонтали на заданной высоте (10 мм) от круга катания колеса между двумя точками, лежащими по разные стороны от вершины гребня;

- крутизны гребня, которая вычисляется как разница величин толщины гребня на двух заданных высотах от круга катания колеса;

- высоты гребня, определяемой расстоянием, измеренным по вертикали между вершиной гребня и точкой на поверхности круга катания колеса.

Прибор ИКП-5 позволяет также производить снятие профиля поверхности катания обода колеса; предусматривается поддержка электронной базы данных по износу колесных пар; может применяться при проведении контроля при техническом осмотре, освидетельствовании, ремонте и формировании железнодорожных колесных пар. Измерения,

выполняемые с помощью лазерного профилометра ИКП-5, производятся непосредственно на подвижном составе без выкатки колесных пар.

Измеренные очертания ободьев колес для каждого первоначального профиля были разбиты на 3 группы в зависимости от толщины гребня (толщина гребня нового колеса составляет 33 мм, измеряется на расстоянии 18 мм от вершины гребня и допускается в эксплуатации не менее 25 мм).

В результате усреднения и последующего сглаживания измеренных значений в каждом из диапазонов было получено 9 типовых профилей изношенных ободьев колес, находящихся в эксплуатации на украинских железных дорогах:

- типовая форма малоизношенного обода колеса с первоначальным стандартным профилем при толщине гребня 31 мм;
- типовая форма среднеизношенного обода колеса с первоначальным стандартным профилем при толщине гребня 29 мм;
- типовая форма сильноизношенного обода колеса с первоначальным стандартным профилем при толщине гребня 27 мм;
- типовая форма малоизношенного обода колеса с первоначальным профилем ДИИТ-УЗ при толщине гребня 31 мм;
- типовая форма среднеизношенного обода колеса с первоначальным профилем ДИИТ-УЗ при толщине гребня 29 мм;
- типовая форма сильноизношенного обода колеса с первоначальным профилем ДИИТ-УЗ при толщине гребня 27 мм;
- типовая форма малоизношенного обода колеса с первоначальным профилем ИТМ-73 при толщине гребня 31 мм;
- типовая форма среднеизношенного обода колеса с первоначальным профилем ИТМ-73 при толщине гребня 29 мм;
- типовая форма сильноизношенного обода колеса с первоначальным профилем ИТМ-73 при толщине гребня 27 мм;

На рис. 2.12 - 2.14 показаны рабочие части типовых форм износа ободьев колес со стандартным первоначальным профилем.



Рис. 2.12. Рабочая часть малоизношенного обода колеса с первоначальным стандартным профилем:

- неизношенный обод колеса;
- изношенный обод колеса.

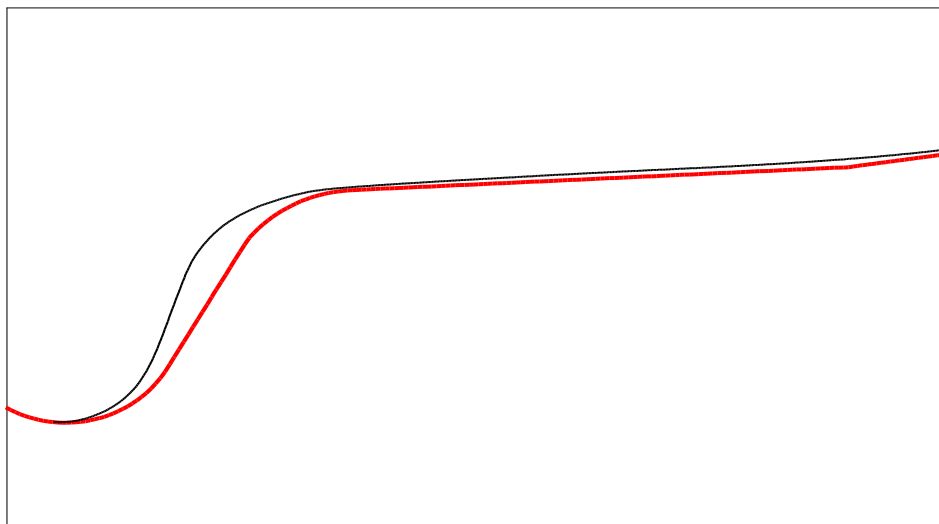


Рис. 2.13. Рабочая часть среднеизношенного обода колеса с первоначальным стандартным профилем:

- неизношенный обод колеса;
- изношенный обод колеса.

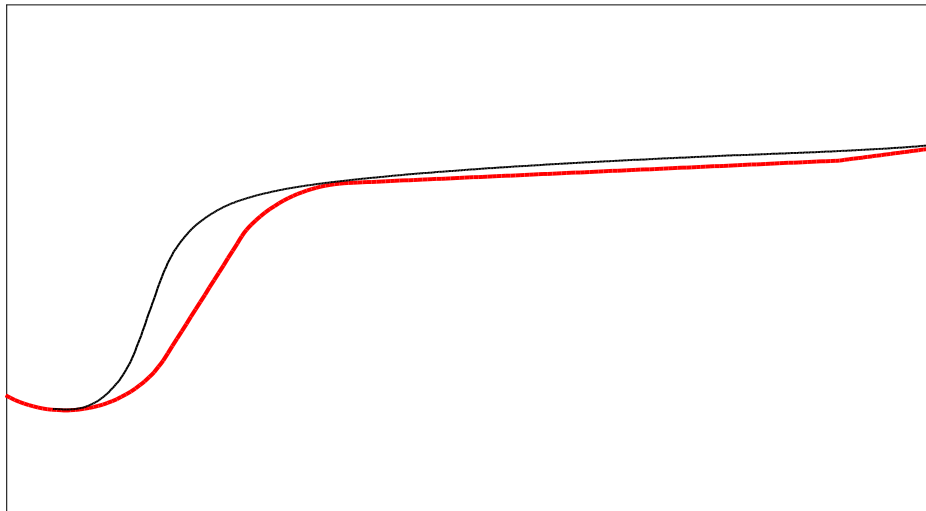


Рис. 2.14. Рабочая часть сильноизношенного обода колеса

с первоначальным стандартным профилем:

— неизношенный обод колеса;

— изношенный обод колеса.

На рис. 2.15 - 2.17 показаны рабочие части типовых форм износа ободьев колес с первоначальным профилем ДИИТ-УЗ, который применяется на грузовых вагонах Украины, оборудованных тележками модели 18-100, в качестве ремонтного профиля колеса.

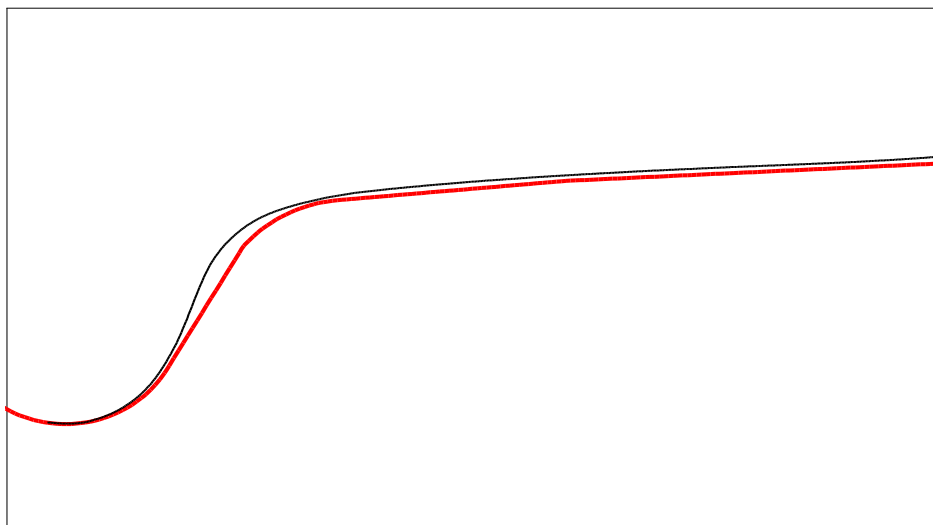


Рис. 2.15. Рабочая часть малоизношенного обода колеса

с первоначальным профилем ДИИТ-УЗ:

— неизношенный обод колеса;

— изношенный обод колеса.

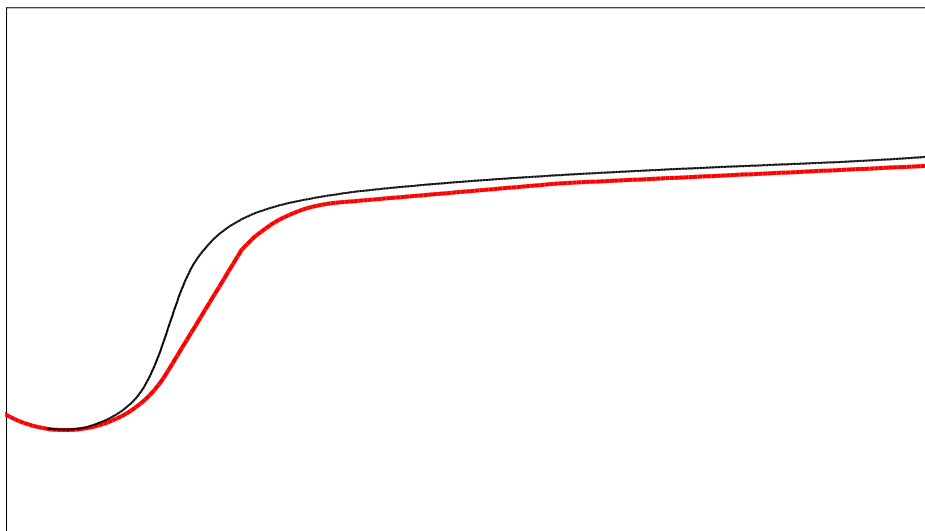


Рис. 2.16. Рабочая часть среднеизношенного обода колеса

с первоначальным профилем ДИИТ-УЗ:

— неизношенный обод колеса;

— изношенный обод колеса.

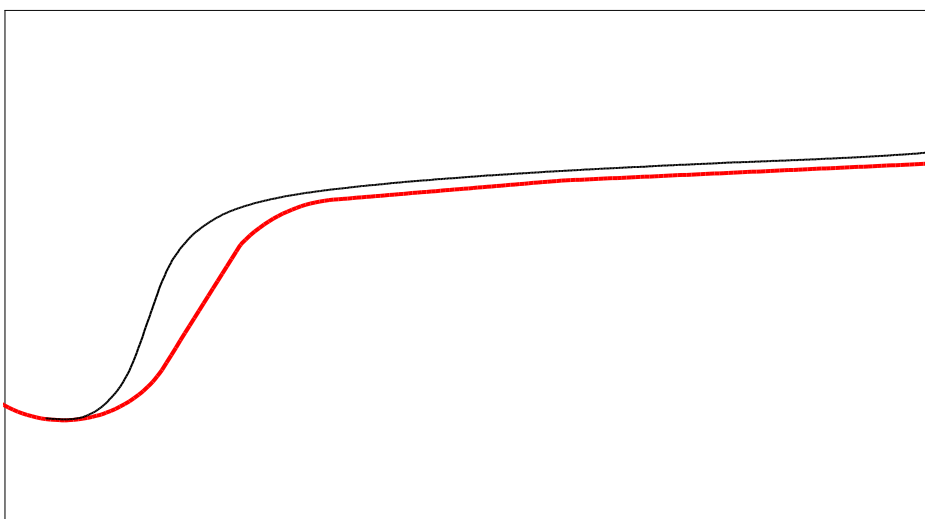


Рис. 2.17. Рабочая часть сильноизношенного обода колеса

с первоначальным профилем ДИИТ-УЗ:

— неизношенный обод колеса;

— изношенный обод колеса.

На рис. 2.18 - 2.20 показаны типовые формы износа ободьев колес с первоначальным профилем ИТМ-73 разработки Института технической механики НАНУ и НКАУ.



Рис. 2.18. Рабочая часть малоизношенного обода колеса с первоначальным профилем ИТМ-73:

— неизношенный обод колеса;  
— изношенный обод колеса.

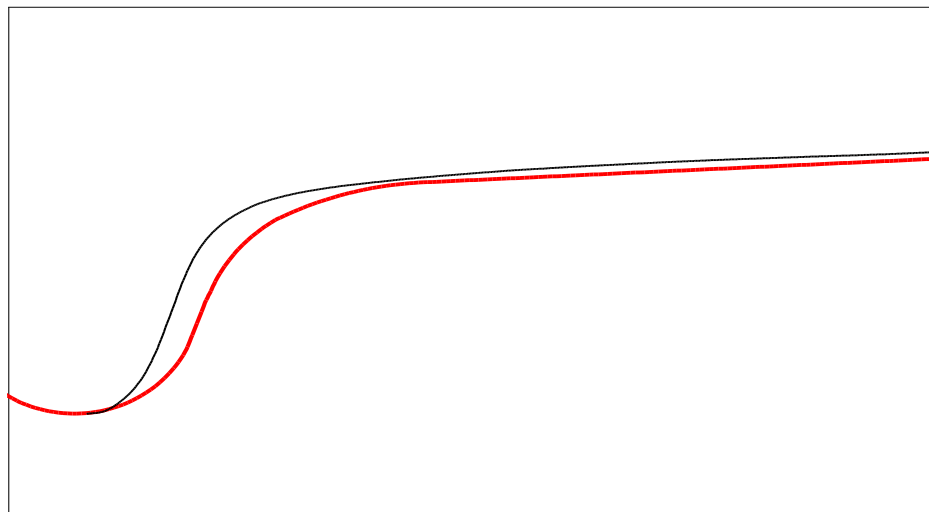


Рис. 2.19. Рабочая часть среднеизношенного обода колеса с первоначальным профилем ИТМ-73:

— неизношенный обод колеса;  
— изношенный обод колеса.

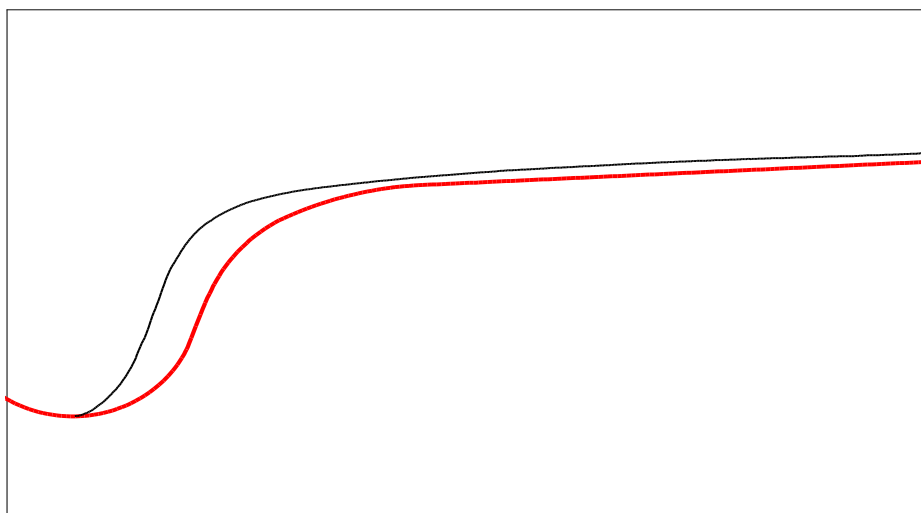


Рис. 2.20. Рабочая часть сильноизношенного обода колеса с первоначальным профилем ИТМ-73:

- неизношенный обод колеса;
- изношенный обод колеса.

Из этих рисунков видно, что в процессе эксплуатации профиль обода колеса существенно изменяется по всей зоне контакта с рельсом. При этом колеса со стандартным профилем и ДИИТ-УЗ изнашиваются неравномерно, так как износ сначала появляется у основания галтели, а затем распространяется на всю рабочую часть поверхности гребня. Износ колес с профилем ИТМ-73 более равномерно распределен по всей поверхности обода, что свидетельствует о его большей близости к конформному профилю. Также видно, что износ гребней колес существенно больше величины проката, что говорит об интенсивном износе колес при прохождении криволинейных участков пути, где происходит наиболее длительный гребневой контакт.

## 2.5. Анализ форм износа колес

Выполним сравнение форм изношенных ободьев колес при одинаковой толщине гребня и различном первоначальном профиле. Оценим также пробег

колес вагонов со стандартным первоначальным профилем и профилем ИТМ-73 до достижения одинаковой толщины гребня.

В данном исследовании пробег колес с профилем ДИИТ-УЗ не оценивался, из-за отсутствия данных об их пробеге. По утверждению авторов, применение этого профиля способствует снижению износа гребней колес на 30% по сравнению со стандартным профилем колеса [57]. То есть, пробег колес с профилем ДИИТ-УЗ будет примерно на 30% большим, чем при стандартном профиле.

На рис. 2.21 - 2.23 показаны типовые формы малоизношенных, среднеизношенных и сильноизношенных ободьев колес с первоначальным стандартным профилем (ГОСТ 9036-88), ремонтным профилем ДИИТ-УЗ и износостойким профилем ИТМ-73.

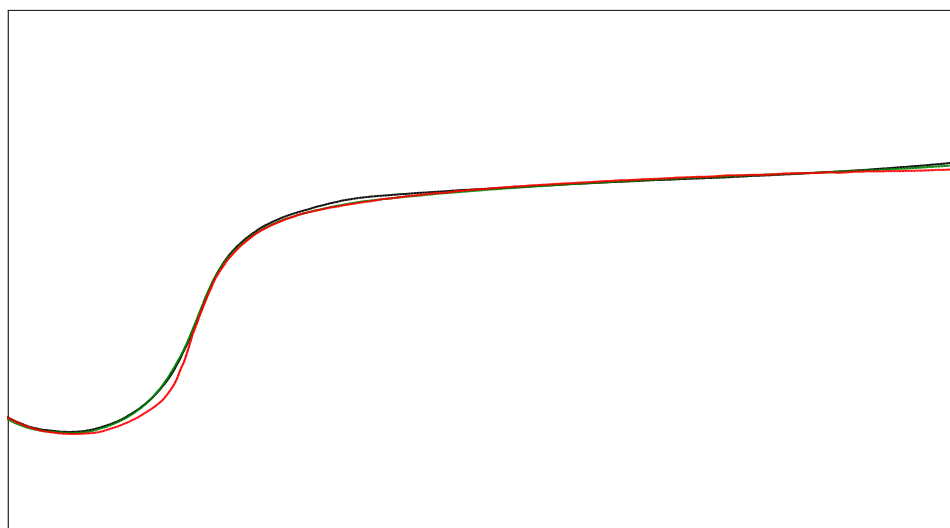


Рис. 2.21. Рабочая часть малоизношенных ободьев колес с разным первоначальным профилем:  
— ГОСТ 9036-88 (после пробега 12 тыс. км);  
— ДИИТ-УЗ;  
— ИТМ-73 (после пробега 45 тыс. км).

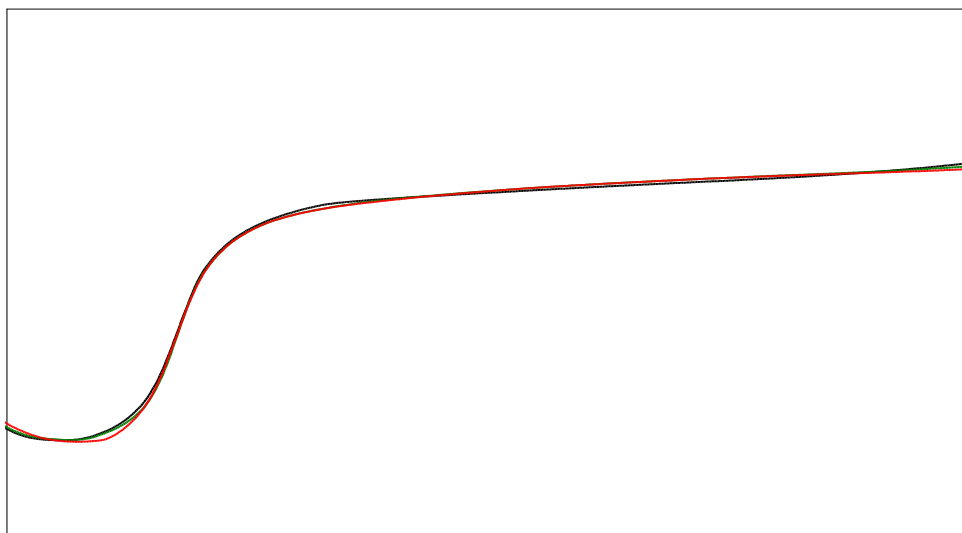


Рис. 2.22. Рабочая часть среднеизношенных ободьев колес с разным первоначальным профилем:  
— ГОСТ 9036-88 (после пробега 42 тыс. км);  
— ДИИТ-УЗ;  
— ИТМ-73 (после пробега 120 тыс. км).

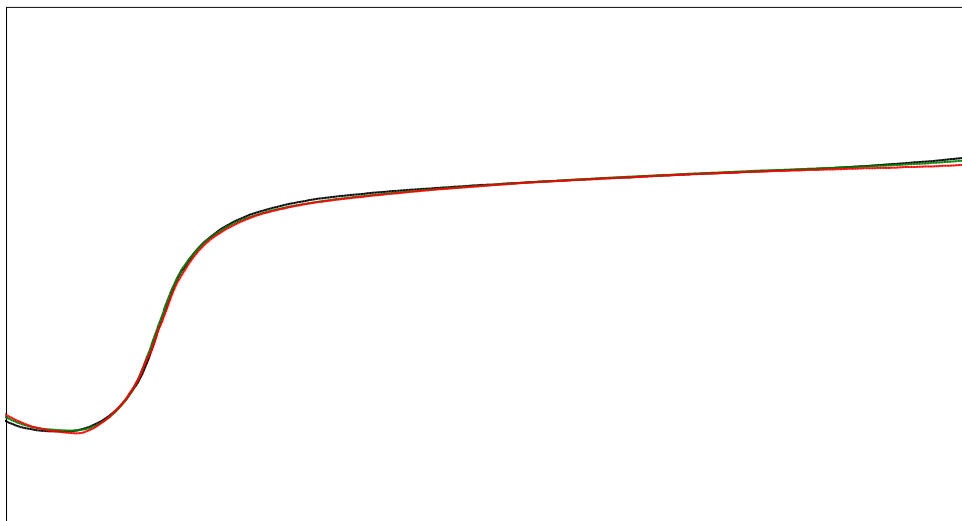


Рис. 2.23. Рабочая часть сильноизношенных ободьев колес с разным первоначальным профилем:  
— ГОСТ 9036-88 (после пробега 115 тыс. км);  
— ДИИТ-УЗ;  
— ИТМ-73 (после пробега 250 тыс. км).

При сравнении профилей изношенных ободьев колес между собой видно, что с увеличением износа профили различного первоначального очертания приближаются друг к другу (но после существенно разного пробега). При толщине гребня 27 мм стандартный профиль, ДИИТ-УЗ и ИТМ-73 в рабочей части гребня и галтели практически не отличаются. Следует отметить, что износ гребней колес с нелинейным профилем ИТМ-73, применяемым в комплексно модернизированных тележках, более чем в 2 раза меньше по сравнению с колесами стандартного профиля (ГОСТ 9036-88) в серийных тележках модели 18-100.

## 2.6. Выводы к разделу 2

1. Для получения достаточно точных данных об изменениях формы профилей колес и рельсов в эксплуатации в данном разделе выбраны лазерные измерительные системы, обеспечивающие высокую точность и скорость измерений.

2. С помощью лазерного профилографа измерены головки рельсов на различных участках пути равнинной Приднепровской и гористой Львовской железных дорог. В результате последующей обработки измерений получены типовые формы малоизношенных, среднеизношенных и сильноизношенных головок наружных рельсов Р65 для кривых радиусами 300 м и 600 м, которые могут быть использованы при подготовке данных для численного решения задач динамики железнодорожных экипажей.

3. При проведении анализа типовых форм изношенных головок рельсов Р65 обнаружена первая закономерность: формы изношенных в различной степени головок рельсов в кривых радиусами 300 м и 600 м в своей рабочей части практически не отличаются друг от друга.

4. В результате усреднения измеренных в эксплуатации лазерным профилометром профилей ободьев колес грузовых вагонов были получены типовые профили малоизношенных, среднеизношенных и

сильноизношенных ободьев колес с первоначальным стандартным профилем, ДИИТ-УЗ и ИТМ-73, которые могут применяться для математического моделирования системы “вагон-путь”. При рассмотрении типовых профилей ободьев колес видно, что их первоначальные формы, по мере износа, существенно изменяются по всей зоне контакта с рельсом. При этом износ колес с профилем ИТМ-73 происходит по всей рабочей поверхности более равномерно, чем износ колес со стандартным профилем и профилем ДИИТ-УЗ.

5. Анализ форм изношенных ободьев колес позволил установить вторую закономерность: профиль обода колеса в процессе эксплуатации стремится принять естественную форму износа, которая одинакова для всех колес независимо от первоначального очертания их рабочих поверхностей. Другими словами, с увеличением износа профили колес различного первоначального очертания приближаются друг к другу, но после разного пробега. При достижении толщины гребня 27 мм стандартный профиль, ДИИТ-УЗ и ИТМ-73 в рабочей части гребня и галтели практически не отличаются, однако пробег колес с нелинейным износостойким профилем ИТМ-73 до достижения такой толщины гребня оказался значительно большим, чем при стандартном профиле и ДИИТ-УЗ.

### РАЗДЕЛ 3

#### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА

Для теоретических исследований в области взаимодействия вагонов с железнодорожным путем широко применяется метод математического моделирования. Железнодорожный экипаж представляет собой механическую систему, состоящую из твердых и деформируемых тел сложной конструкции, соединенных между собой жесткими и упругими нелинейными связями. При построении математической модели для изучения ходовых качеств железнодорожного экипажа, как правило, принимается, что отдельные части динамической системы “экипаж-путь” являются твердыми телами, каждое из которых имеет шесть степеней свободы, соответствующих трем перемещениям вдоль продольной, поперечной и вертикальной оси и трем поворотам вокруг этих осей.

Исследования на математической модели динамических качеств железнодорожного экипажа сводится к решению задачи о вынужденных колебаниях, что может быть связано с рассмотрением решения во временной области. В этом случае системы уравнения колебаний решаются с помощью численного интегрирования по времени. Преимущества такого подхода заключается в том, что при этом легко могут быть учтены нелинейные характеристики системы [64].

Теоретическую оценку динамических качеств грузового вагона целесообразно производить с использованием пространственной расчетной схемы, что связано с решением дифференциальных уравнений высокого порядка. Поэтому при решении каждой конкретной задачи необходимо предварительно оценить требуемую степень детализации отдельных элементов, которая определяется целью расчета и предполагает упрощенное представление тех частей вагона, для которых увеличение числа

учитываемых степеней свободы практически не влияет на исследуемые динамические качества экипажа.

### 3.1. Выбор системы отсчета координат

Для описания движения рельсовых экипажей по участкам пути произвольного очертания в плане выберем неподвижную систему координат  $\tilde{O}\xi\eta\zeta$ , а для каждого твердого тела экипажа – по две подвижные системы координат: естественную  $Oxyz$  и связанную с твердым телом  $Cx'y'z'$  ( $Cx'$ ,  $Cy'$ ,  $Cz'$  – главные центральные оси инерции). Все системы координат примем правыми, причем будем считать, что оси  $\tilde{O}\xi$ ,  $Ox$ ,  $Cx'$  направлены слева направо, а оси  $\tilde{O}\zeta$ ,  $\tilde{O}z$ ,  $Cz'$  – вниз (рис. 3.1).

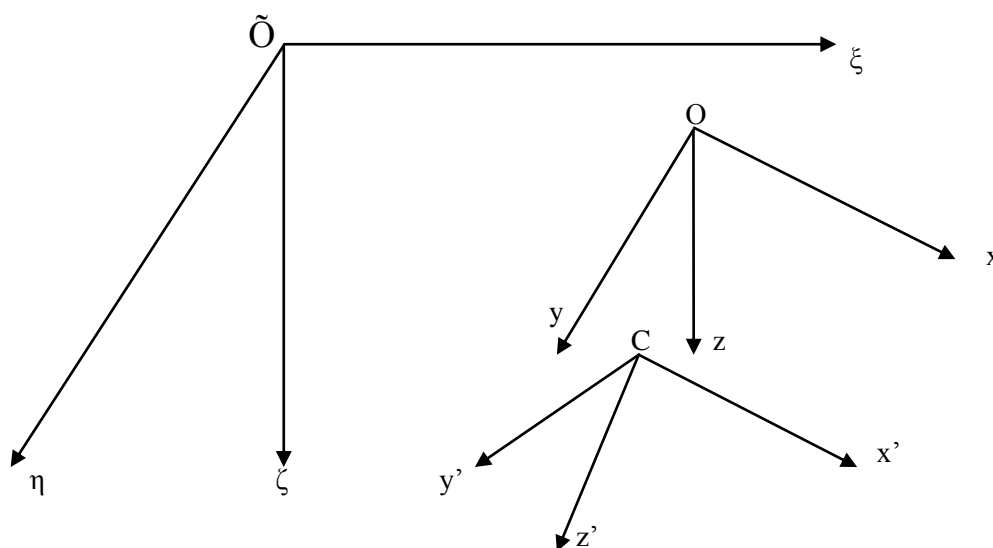


Рис. 3.1. Системы отсчета координат

Оси естественной системы координат направлены соответственно по касательной, нормали и бинормали к оси пути. Начало координат  $O$  для каждого тела находится на расстоянии пройденного пути  $S$ , углами  $\chi$  и  $\varphi_h$  между осями  $Ox$  и  $\tilde{O}\xi$  соответственно в плане и в вертикальной продольной плоскости, а также углом  $\theta_h$  между осями  $Oy$  и  $\tilde{O}\eta$  в вертикальной поперечной плоскости. Величины  $\varphi_h$  и  $\theta_h$  определяются возвышением

наружного рельса  $h_R$ , параметры пути  $\chi$  и  $h_R$  – заданные функции координаты  $S$ .

Положение твердого тела относительно естественной системы координат описывается поступательными перемещениями подергивания  $x$ , бокового отбоя  $y$  и подпрыгивания  $z$ , а также угловыми перемещениями виляния  $\psi$ , галопирования  $\phi$  и боковой качки  $\theta$ .

### 3.2. Расчетная схема системы “вагон-путь”

Структура уравнений, описывающих движение вагона, существенно зависит от расчетной схемы, выбор которой обусловлен конструктивными особенностями железнодорожного экипажа и целями решаемых задач.

При разработке расчетной схемы системы “вагон-путь” принято во внимание то, что целью данного исследования является, в первую очередь, анализ динамических процессов, протекающих в элементах вагона, что обязывает выбрать достаточно подробную расчетную схему экипажа, и дает право ограничиться учетом лишь приближенных интегральных характеристик железнодорожного пути [27].

Для решения задач в области улучшения взаимодействия вагона и пути железнодорожный экипаж с одинарным рессорным подвешиванием представлен системой, состоящей из одиннадцати твердых тел (кузова, двух надрессорных балок, четырех боковых рам тележек и четырех колесных пар), соединенных упругодиссипативными связями с зазорами и без них. При разработке расчетной схемы (рис. 3.2) учтены такие конструктивные особенности:

- кузов опирается на тележки при помощи плоских пятников. При колебаниях боковой качки учитывается действие на кузов и надрессорные балки тележек опрокидывающего и восстанавливающего моментов. При колебаниях виляния надрессорной балки относительно кузова учитывается

момент сил сухого трения, который действует в плоскости опирания пятника на подпятник;

- в узлах опирания кузова на тележки могут быть установлены упругокатковые скользуны постоянного контакта (типа A. Stucki, Amsted, Miner). Учитывается нелинейная жесткость упругого элемента и конструктивная жесткость ролика. Учтена также продольная сила трения, которая действует в опорных поверхностях скользуна при взаимном влиянии кузова и надрессорной балки;

- рессорный комплект центрального рессорного подвешивания допускает взаимные поступательные перемещения боковой рамы и надрессорной балки в вертикальном и горизонтальном поперечном направлении, а также их взаимные повороты в плане; при вертикальных и поперечных горизонтальных перемещениях боковой рамы и надрессорной балки учитывается действие сил сухого трения в клиновых гасителях колебаний;

- учитывается возможность применения различных профилей рабочих поверхностей колес и рельсов, в том числе, обеспечивающих конформный контакт.

Инерционные и упругодиссипативные свойства пути учтены следующим образом: колесные пары через рельсы и упругодиссипативную связь опираются на подрельсовое основание, которое в вертикальном и горизонтальном направлениях принято инерционным упруговязким. Оно моделируется приведенной к каждому колесу массой, имеющей две степени свободы и опирающейся в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях на пружины и демпферы вязкого трения (рис. 3.2).

Для обозначения координат твердых тел используются следующие индексы:

$k$  – кузова;

$нбк$  – надрессорных балок ( $k = 1, 2$  - номер тележки по ходу движения вагона);

$бкj$  – боковых рам ( $k = 1, 2; j = 1$  - левая сторона вагона,  $j = 2$  – правая сторона вагона);

$кпi$  – колесных пар ( $i = 1...4$  - номер колесной пары);

$wij$  – колес ( $i = 1...4; j = 1, 2$ );

$rij$  – рельсов в точках контакта ( $i = 1...4; j = 1, 2$ ).

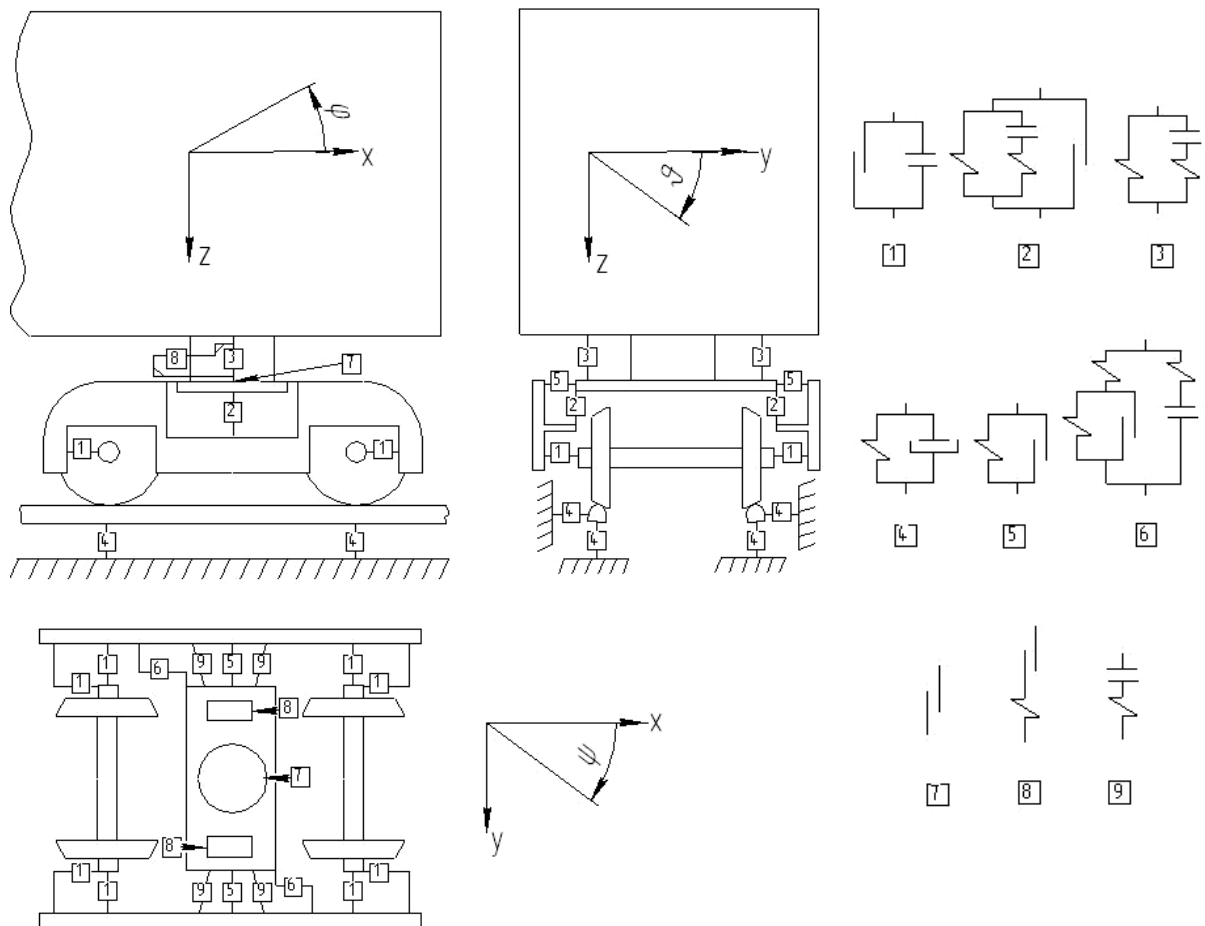


Рис. 3.2. Расчетная схема системы “вагон-путь”

Вследствие конструктивных особенностей экипажа и принятых допущений на перемещения тел рассматриваемой механической системы наложены ограничения, описываемые следующими уравнениями связей:

- надрессорные балки ввиду жесткого опирания кузова на тележки перемещаются вместе с пятниками кузова:

$$\begin{aligned}
 x_{н\delta k} &= x_k; \\
 y_{н\delta k} &= y_k + (-1)^{k+1} l \psi_k - h \theta_k; \\
 z_{н\delta k} &= z_k + (-1)^k l \varphi_k; \\
 \varphi_{н\delta k} &= \varphi_k,
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

где  $2l$  – база вагона;

$h$  – высота центра масс кузова над плоскостью опирания кузова на надрессорные балки;

- продольные перемещения боковых рам определяются через перемещения надрессорных балок в предположении, что зазоры в продольном направлении между ними отсутствуют:

$$x_{\delta kj} = x_{н\delta k} + (-1)^{j+1} b_1 \psi_{н\delta k}, \tag{3.2}$$

где  $2b_1$  – расстояние в поперечном направлении между вертикальными осями пружинных комплектов рессорного подвешивания;

- пренебрегаем боковой качкой боковых рам тележек:

$$\theta_{\delta kj} = 0; \tag{3.3}$$

- из условия постоянного контакта колес и рельсов вертикальные перемещения рельсов в точках контакта определяются из выражения:

$$z_{rij} = z_{wij} - \Delta z_{ij} - \eta_{zij}, \tag{3.4}$$

где  $\eta_{zij}$  - текущее значение ординаты вертикальной неровности пути под  $j$ -ым колесом  $i$ -ой колесной пары;

$\Delta z_{ij}$  - взаимное вертикальное смещение колеса и рельса, возникающее вследствие их взаимного горизонтального поперечного перемещения и боковой качки колесной пары.

В табл. 3.1 приведены обобщенные координаты системы “вагон-путь”, выбранные с учетом перечисленных выше уравнений связей.

С учетом геометрических связей и обобщенных координат рассматриваемая система “вагон-путь” имеет 62 степени свободы.

Таблица 3.1.

## Обобщенные координаты системы “вагон-путь”

Элементы расчетной схемы	Обобщенные координаты
Кузов	$x_k, y_k, z_k, \theta_k, \varphi_k, \psi_k$
Надрессорные балки	$\theta_{нбk}, \psi_{нбk} (k = 1,2)$
Боковые рамы	$y_{бkj}, \psi_{бkj}, \varphi_{бkj}, z_{бkj} (k = 1,2, j = 1,2)$
Колесные пары	$x_{кni}, y_{кni}, \psi_{кni} (i = 1..4)$
Колеса	$z_{wij} (i = 1..4, j = 1,2)$
Путь	$y_{rij}, z_{rij} (i = 1..4, j = 1,2)$

## 3.3. Дифференциальные уравнения движения вагона

Для исследования движения грузового вагона воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_v} - \frac{\partial K}{\partial q_v} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_v} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_v} = Q_v \quad (v=1,2,\dots,n), \quad (3.5)$$

где  $q_v$  - обобщенные координаты;

$Q_v$  - обобщенные силы, не имеющие потенциала;

$K$  и  $\Pi$  - кинетическая и потенциальная энергии;

$\Phi$  - функция рассеивания энергии;

$n$  - число степеней свободы системы.

Кинетическая и потенциальная энергии системы “вагон-путь” равны суммам соответствующих энергий вагона и пути. Аналогично вычисляется функция рассеивания энергии в системе.

По известной теореме Кенига кинетическая энергия экипажа равна сумме энергий всех составляющих его твердых тел. Кинетическая энергия каждого твердого тела вычисляется как сумма двух составляющих: энергии  $K_C$  поступательного движения, которое определяется движением центра масс,

$$K_c = \frac{1}{2}m \left( \dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2 + \dot{\zeta}^2 \right) = \frac{1}{2}m \left[ (\dot{S} + \dot{x} - y\dot{\chi})^2 + (\dot{y} + x\dot{\chi})^2 + \left( \dot{z} - \frac{1}{2}\dot{h}_R \right)^2 \right], \quad (3.6)$$

и энергии  $K_\Omega$  вращательного движения относительно центра масс:

$$\begin{aligned} K_\Omega &= \frac{1}{2} \left( I_x \omega_{x'}^2 + I_y \omega_{y'}^2 + I_z \omega_{z'}^2 \right) = \\ &= \frac{1}{2} I_x (\dot{\theta} + \dot{\theta}_h)^2 + \frac{1}{2} I_y (\dot{\phi} + \dot{\phi}_h)^2 + \frac{1}{2} I_z (\dot{\psi} + \dot{\chi})^2, \end{aligned} \quad (3.7)$$

где  $m$  – масса рассматриваемого тела;

$I_x, I_y, I_z$  – главные центральные моменты инерции тела;

$\omega_{x'}, \omega_{y'}, \omega_{z'}$  – угловые скорости связанной с твердым телом системы координат.

Потенциальная энергия экипажа  $\Pi$  равна сумме энергий упругих деформаций  $\Pi_1$  и изменений энергии  $\Pi_2$  вследствие подъемов или опусканий центров тяжести тел, входящих в систему.

Потенциальная энергия  $\Pi_1$  определяется по теореме Клапейрона как квадратичная функция величин сжатий упругих элементов  $\Delta$ :

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} \sum_{\sigma=1}^{n1} \left( k_{\sigma z} \Delta_{\sigma z}^2 + k_{\sigma y} \Delta_{\sigma y}^2 + k_{\sigma x} \Delta_{\sigma x}^2 + k_{\sigma \psi} \Delta_{\sigma \psi}^2 \right), \quad (3.8)$$

где  $k_{\sigma z}, k_{\sigma y}, k_{\sigma x}$  – жесткости  $\sigma$ -го упругого элемента в вертикальном, горизонтальном поперечном и продольном направлениях соответственно;

$k_{\sigma \psi}$  – угловая жесткость в плане упругих элементов;

$n1$  – количество упругих элементов в системе;

$\Delta_{\sigma z}, \Delta_{\sigma y}, \Delta_{\sigma x}$  – деформации  $\sigma$ -го упругого элемента в вертикальном, горизонтальном поперечном и продольном направлениях;

$\Delta_{\sigma \psi}$  – угловая деформация элемента в плане.

Изменение потенциальной энергии  $\Pi_2$  находится с учетом подъема или опускания центров тяжести тел при их поперечном перемещении. Для каждого твердого тела системы

$$\Pi_2 = -mg(z + \theta_h y),$$

(3.9) где  $g$  – ускорение свободного падения.

Функция рассеивания энергии вагона записывается в виде:

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{\sigma=1}^{n2} \left( \beta_{\sigma z} \dot{\Delta}_{\sigma z}^2 + \beta_{\sigma y} \dot{\Delta}_{\sigma y}^2 + \beta_{\sigma x} \dot{\Delta}_{\sigma x}^2 + \beta_{\sigma \psi} \dot{\Delta}_{\sigma \psi}^2 \right) + \sum_{\sigma=1}^{n3} \left( F_{\sigma z} \left| \dot{\Delta}_{\sigma z} \right| + F_{\sigma y} \left| \dot{\Delta}_{\sigma y} \right| + F_{\sigma x} \left| \dot{\Delta}_{\sigma x} \right| + F_{\sigma \psi} \left| \dot{\Delta}_{\sigma \psi} \right| \right), \quad (3.10)$$

где  $\beta$  – коэффициенты рассеивания энергии в демпферах вязкого трения;

$F$  – амплитудные значения сил сухого трения;

$n2, n3$  – количество демпферов вязкого и сухого трения в системе соответственно.

В качестве обобщенных координат пути приняты вертикальные  $z_{rij}$  и горизонтальные поперечные  $y_{rij}$  перемещения приведенных масс.

Выражение для кинетической энергии пути имеет вид:

$$K_r = \frac{1}{2} m_{rz} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 \dot{z}_{rij}^2 + \frac{1}{2} m_{ry} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 \dot{y}_{rij}^2, \quad (3.11)$$

где  $m_{rz}, m_{ry}$  – массы пути, приведенные к одному колесу в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях.

Потенциальная энергия пути вычисляется следующим образом:

$$\Pi_r = \frac{1}{2} k_{rz} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 z_{rij}^2 + \frac{1}{2} k_{ry} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 y_{rij}^2 \quad (3.12)$$

где  $k_{rz}, k_{ry}$  – приведенные к одному колесу жесткости рельсовых нитей.

Функция рассеивания энергии в пути представлена в следующем виде:

$$\Phi_r = \frac{1}{2} \beta_{rz} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 \dot{z}_{rij}^2 + \frac{1}{2} \beta_{ry} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 \dot{y}_{rij}^2, \quad (3.13)$$

где  $\beta_{rz}, \beta_{ry}$  – коэффициенты вязкого сопротивления пути, приведенные к одному колесу.

Для рассматриваемой системы обобщенные силы  $Q_v$  равны сумме обобщенных сил  $Q_v^t$ , не имеющих потенциала, и обобщенных сил  $Q_v^{ni}$ , учитывающих неинерциальность введенных систем отсчета.

Силы  $Q_v^t$  равны составляющим касательных сил взаимодействия, действующих в контакте “колесо-рельс” при учете возможных фаз контакта.

Силы  $Q_v^{ni}$  определяются по формуле:

$$Q_v^{ni} = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_v} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_v} = Q_v^{omn} + Q_v^o + Q_v^\omega + Q_v^{\dot{\omega}} + Q_v^{kop}, \quad (3.14)$$

где  $Q_v^{omn} = f(\ddot{q}_v)$  – обобщенная сила инерции относительного движения;

$Q_v^o = f(\ddot{S}, \dot{S}\dot{\chi}, \ddot{h}_R)$  – обобщенная сила инерции поступательного переносного движения рассматриваемых тел вместе с системами отсчета  $Oxuz$ ;

$Q_v^\omega = f(q_v \dot{\chi}^2)$  – обобщенная центробежная сила инерции, учитывающая переносное вращение тел вместе с системами отсчета  $Oxuz$  вокруг точки  $O$ ;

$Q_V^{\dot{\omega}} = f(\ddot{\chi}, q_V \ddot{\chi}, \ddot{\theta}_h, \ddot{\phi}_h)$  – обобщенная вращающая сила инерции, учитывающая непостоянство угловой скорости переносного вращения тел вместе с системами отсчета  $Oxuz$  вокруг точки  $O$  переходной кривой;

$Q_V^{kop} = f(\dot{q}_V \dot{\chi})$  – кориолисова обобщенная сила инерции, учитывающая взаимное влияние относительного движения и переносного вращения тел.

При проведении расчетов движения рельсовых экипажей в круговых кривых имеем:

$$\ddot{S} = 0, \dot{S} = V, \ddot{\chi} = 0, \dot{\chi} = \frac{V}{R}, \quad (3.15)$$

$$h_R = \text{const}, \theta_h = \text{const}, \phi_h = 0,$$

где  $V$  – скорость движения экипажа;

$R$  – радиус кривой.

Если же рассматривается движение вагонов по прямым участкам пути, то принимаем:

$$h_R = \chi = \theta_h = \frac{1}{R} = 0. \quad (3.16)$$

Используемая в настоящем исследовании модель процесса взаимодействия экипажа и пути учитывает возможность возникновения фаз одно- и двухточечного контакта на поверхностях обода колеса и головки рельса. Считается, что касательные силы взаимодействия являются силами крипа. Модель сил крипа [28] учитывает их нелинейную зависимость от геометрических параметров контактирующих поверхностей, положение контактного пятна, переменную нагрузку от колеса на рельс, различные углы наклона плоскости контакта к горизонту. Согласно этой модели силы крипа определяются по формуле:

$$T = -F\varepsilon \left[ \left( \frac{F\varepsilon}{\mu N} \right)^k + 1 \right]^{-1/k} + \Delta T, \quad (3.17)$$

где  $F = 350k\sqrt{Nr}(1 - \Delta W)$ ;  $k = 3,5 + 0,5th(4,5 - 0,5|y_c|)$ ;

$\Delta T$  – поправка силы крипа  $T$ , вносимая учетом спина;

$\varepsilon$  – крип в зоне контакта колеса и рельса;

$N$  – нормальное давление колеса на рельс в точке контакта;

$\mu$  – коэффициент трения скольжения колеса по рельсу;

$r$  – радиус круга катания колеса, соответствующего текущему положению точки контакта;

$\Delta W$  – показатель, зависящий от износа рельсов (если рельсы неизношенные, то  $\Delta W = 0$ );

$y_c$  – поперечное смещение точки контакта от плоскости симметрии рельса.

Крип  $\varepsilon$  определяется выражением  $\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_\alpha^2}$ , или, учитывая, что  $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_y \sec \alpha$ , имеем

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2 \sec^2 \alpha}, \quad (3.18)$$

где  $\alpha$  – угол наклона плоскости контакта к горизонту;

$\varepsilon_x, \varepsilon_y$  – характеристики продольного и поперечного крипа соответственно.

Составляющие сил крипа при учете возможных фаз контакта равны

$$T_x = \frac{\varepsilon_x}{\varepsilon} T; \quad T_\alpha = \frac{\varepsilon_\alpha}{\varepsilon} T, \quad (3.19)$$

где  $T_x$  – проекция силы крипа на ось  $X$ ;

$T_\alpha$  – проекция силы крипа на касательную к профилю поверхности катания колеса в точке контакта.

Векторные составляющие сил крипа  $(\vec{T}_x, \vec{T}_\alpha)$  для фаз одно- и двухточечного контакта представлены в виде:

$$\vec{T}_x = \begin{cases} \vec{T}_x, \\ \vec{T}_x^{(1)} + \vec{T}_x^{(2)} \end{cases}; \quad \vec{T}_\alpha = \begin{cases} \vec{T}_\alpha, \\ \vec{T}_\alpha^{(1)} + \vec{T}_\alpha^{(2)}. \end{cases} \quad (3.20)$$

В выражении (3.20) индексы 1 и 2 в составляющих сил крива обозначают соответственно первую и вторую точку контакта, если имеет место двухточечный контакт.

В фазе однотоочечного контакта для вычисления сил крива принимается полное нормальное давление колеса на рельс  $N$ , а в фазе двухточечного находится его распределение между двумя точками контакта из решения системы алгебраических уравнений.

Радиусы текущих кругов катания колес, углы взаимодействия колес с рельсами и другие геометрические параметры контакта являются нелинейными функциями поперечного перемещения колес относительно рельсов и зависят от профилей контактирующих тел, а также от положения на них контактных пятен. Данные параметры получаются в результате решения задачи геометрического взаимодействия колес и рельсов, при этом в качестве исходных используются функции, описывающие профили поверхностей катания колеса  $f_w(y)$  и головки рельса  $f_R(y)$ . Этими функциями могут быть заданы различные профили контактной пары “колесо-рельс”, в том числе и изношенные. Для каждого набора значений горизонтального поперечного смещения колеса относительно рельса и боковой качки колесной пары из рассматриваемых диапазонов, ограниченных возможными взаимными положениями контактной пары, вычисляется функция  $D(y) = f_R(y) - f_w(y)$ , которая представляет собой зависимость изменения расстояния в вертикальном направлении между поверхностями катания колеса и рельса. Значение  $y$ , при котором достигается  $\min D(y)$ , определяет положение точки контакта на рельсе, а само значение  $\min D(y)$  есть вертикальным перемещением колеса относительно рельса  $\Delta z$ , обусловленным их взаимным поперечным смещением.

Введем обозначения:

$$\begin{aligned}
 Q_q &= Q_q^o + Q_q^\omega + Q_q^{\dot{\omega}} + Q_q^{kop}; & a_{\varphi\bar{b}} &= I_{y\bar{b}}; \\
 a_{x\kappa} &= m_\kappa + 2m_{н\bar{b}} + 4m_{\bar{b}}; & a_{\psi\bar{b}} &= I_{z\bar{b}}; \\
 a_{y\kappa} &= a_{z\kappa} = m_\kappa + 2m_{н\bar{b}}; & a_{x\kappa n} &= m_{\kappa n} + r_a^{-2} I_{y\kappa n}; \\
 a_{\theta\kappa} &= I_{x\kappa} + 2m_{н\bar{b}} h_c^2; & a_{y\kappa n} &= m_{\kappa n}; \\
 a_{y\theta\kappa} &= -2m_{н\bar{b}} h_c; & a_{\psi\kappa n} &= I_{z\kappa n}; \\
 a_{\varphi\kappa} &= I_{y\kappa} + 2I_{yн\bar{b}} + 2m_{н\bar{b}} l_c^2; & a_{z\omega} &= \frac{1}{4}(m_{\kappa n} + d^{-2} I_{x\kappa n}); \\
 a_{\psi\kappa} &= I_{z\kappa} + 2m_{н\bar{b}} l_c^2; & a_{z\omega 1 z\omega 2} &= \frac{1}{4}(m_{\kappa n} - d^{-2} I_{x\kappa n}); \\
 a_{\theta н\bar{b}} &= I_{xн\bar{b}}; & a_{zr} &= m_{zr}; \\
 a_{\psi н\bar{b}} &= I_{zн\bar{b}} + 2m_{н\bar{b}} b_{1t}^2; & a_{yr} &= m_{yr}, \\
 a_{y\bar{b}} &= a_{z\bar{b}} = m_{\bar{b}};
 \end{aligned} \tag{3.21}$$

где  $q$  – обобщенная координата;

$m$ ,  $I_x$ ,  $I_y$ ,  $I_z$  – масса и главные центральные моменты инерции рассматриваемого тела;

$r_a$  – радиус круга катания колеса;

$h_c$  – вертикальное расстояние от центра тяжести кузова до плоскости опирания кузова на тележки;

$2l_c$  – база вагона;

$2b_{1t}$  – расстояние в поперечном направлении между центральными вертикальными осями рессорных комплектов тележки;

$2d$  – расстояние между кругами катания колесной пары.

В данной работе при построении модели взаимодействия колеса и рельса учтена возможность возникновения их конформного контакта, для которого характерны большие размеры контактного пятна (25-38 мм). В этой модели фаза взаимодействия (одно-, двухточечный или конформный контакт) определяется количеством найденных пятен контакта, их размерами и положением на поверхности обода колеса (гребне, галтели или конической части). В зависимости от размеров контактных пятен производится разветвление решения задачи. Если найденный размер пятна не превышает заданное значение  $\gamma$ , то такое пятно сводится в точку. В фазе конформного взаимодействия пятно контакта разбивается на конечные элементы, в каждом из которых контакт считается одноточечным, и вычисляются элементарные силы крива. Затем полные составляющие распределенных сил крива определяются как сумма соответствующих элементарных сил. При этом вертикальное давление, передаваемое от колеса на рельс, распределяется между точками пятна пропорционально величине взаимного вертикального смещения поверхностей обода колеса и головки рельса в каждой точке.

С учетом введенных обозначений дифференциальные уравнения движения рассматриваемого вагона по пути произвольного очертания в плане имеют вид:

а) для кузова:

$$\begin{aligned}
 a_x \ddot{x}_k &= -Q_{xk} - \sum_{i=1}^4 S_{xi}^D + \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 S_{xij}^{ab}; \\
 a_y \ddot{y}_k + a_{y\theta} \ddot{\theta}_k &= -Q_{yk} - \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 S_{yjk}^s; \\
 a_z \ddot{z}_k &= -Q_{zk} + mg - \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 S_{zjk}^s; \\
 a_\theta \ddot{\theta}_k + a_{y\theta} \ddot{y}_k &= -Q_{\theta k} + \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 [h_c S_{yjk}^s + (-1)^{j+1} M_{kj}^{sb}] + M^0 - \sum_{k=1}^2 M_k^{res};
 \end{aligned} \tag{3.22}$$

$$a_{\varphi} \ddot{\varphi}_k = -Q_{\varphi k} + l_c \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^{k+1} S_{z kj}^s ;$$

$$a_{\psi} \ddot{\psi}_k = -Q_{\psi k} + \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 [l_c (-1)^k S_{y kj}^s + b_{sb} (-1)^j F_{kj}^L] - \sum_{k=1}^2 M_{\psi k} ,$$

где  $S_{xij}^{ab}$  – продольная сила в  $ij$ -ом буксовом узле;

$S_{xi}^D$  – продольная составляющая усилия в  $i$ -ой диагональной связи;

$g$  – ускорение свободного падения;

$S_{z kj}^s$  и  $S_{y kj}^s$  – вертикальное и поперечное горизонтальное усилия в  $kj$ -ом комплекте рессорного подвешивания;

$M_{kj}^{sb}$  – момент вертикальной силы, возникающей в  $kj$ -ом упругодиссипативном скользуне между кузовом и  $k$ -ой надрессорной балкой;

$M^0$  и  $M_k^{res}$  – опрокидывающий и восстанавливающий момент;

$F_{kj}^L$  – продольная сила трения, действующая в  $kj$ -ом упругодиссипативном скользуне;

$2b_{sb}$  – расстояние в поперечном направлении между осями симметрии скользунув;

$M_{\psi k}$  – момент сухого трения в плоскости опирания  $k$ -го пятника на подпятник;

б) для надрессорных балок:

$$a_{\theta_{нб}} \ddot{\theta}_{нб} = -Q_{\theta_{нб}} + M_k^{res} + \sum_{j=1}^2 (-1)^j (M_{kj}^{sb} - b_{1r} S_{z kj}^s) ;$$

$$a_{\psi_{нб}} \ddot{\psi}_{нб} = -Q_{\psi_{нб}} + M_{\psi k} + \sum_{j=1}^2 [b_{sb} (-1)^{j+1} F_{kj}^L - M_{\psi kj}^s] + \quad (3.23)$$

$$+ b_{2r} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^j S_{xij}^{ab} - b_D \sum_{i=1}^2 S_{xi}^D ,$$

где  $M_{\psi kj}^s$  – угловой момент между  $k$ -ой наддрессорной балкой и  $kj$ -ой боковой рамой;

$2b_{2t}$  – расстояние в поперечном направлении между центральными вертикальными осями буксовых узлов;

$b_D$  – расстояние в поперечном направлении между точками закрепления диагональных связей;

в) для боковых рам:

$$\begin{aligned}
 a_{y\bar{\sigma}} \ddot{y}_{\bar{\sigma}} &= -Q_{y\bar{\sigma}} + S_{y kj}^s - \sum_{i=1}^2 S_{y ij}^{ab} + (-1)^j \sum_{i=1}^2 S_{y i}^D ; \\
 a_{z\bar{\sigma}} \ddot{z}_{\bar{\sigma}} &= -Q_{z\bar{\sigma}} + m_{\bar{\sigma}} g + S_{z kj}^s - \sum_{i=1}^2 S_{z ij}^{ab} ; \\
 a_{\varphi\bar{\sigma}} \ddot{\varphi}_{\bar{\sigma}} &= -Q_{\varphi\bar{\sigma}} + l_t \sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} S_{z ij}^{ab} ; \\
 a_{\psi\bar{\sigma}} \ddot{\psi}_{\bar{\sigma}} &= -Q_{\psi\bar{\sigma}} + M_{\psi kj}^s + \sum_{i=1}^2 \left[ l_t (-1)^i S_{y ij}^{ab} - M_{\psi ij}^{ab} + (-1)^{i+j+1} \frac{a_D}{2} S_{y i}^D \right] ,
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

где  $S_{y ij}^{ab}$ ,  $S_{z ij}^{ab}$  и  $M_{\psi ij}^{ab}$  – соответственно поперечная горизонтальная и вертикальная силы и угловой момент в  $ij$ -ом буксовом узле;

$S_{y i}^D$  – поперечная горизонтальная составляющая усилия в  $i$ -ой диагональной связи;

$2l_t$  – база тележки;

$a_D$  – продольное расстояние между точками закрепления диагональных связей на боковой раме;

г) для колесных пар:

$$a_{xkn} \ddot{x}_{kn} = -Q_{xkn} + \sum_{j=1}^2 (-S_{x ij}^{ab} + T_{x ij}^{(1)} + T_{x ij}^{(2)}) ;$$

$$a_{y_{kn}} \ddot{y}_{kn} = -Q_{y_{kn}} + \sum_{j=1}^2 (S_{yij}^{ab} - \Delta z'_{kij} S_{zij}^{in} + T_{\alpha ij}^{(1)} \sin \alpha_{ij}^{(1)} + T_{\alpha ij}^{(2)} \sin \alpha_{ij}^{(2)} + S_{yij}^{in}); \quad (3.25)$$

$$a_{\psi_{kn}} \ddot{\psi}_{kn} = -Q_{\psi_{kn}} + \sum_{j=1}^2 \left[ M_{\psi ij}^{ab} + b_{2t} (-1)^{j+1} S_{xij}^{ab} + d (-1)^{j+1} (T_{xij}^{(1)} + T_{xij}^{(2)}) \right],$$

где  $T_{xij}^{(1)}$ ,  $T_{xij}^{(2)}$  и  $T_{\alpha ij}^{(1)}$ ,  $T_{\alpha ij}^{(2)}$  – составляющие сил крива в 1-й и 2-й точках контакта  $ij$ -го колеса (если контакт однотоочечный, то  $T_{xij}^{(2)} = T_{\alpha ij}^{(2)} = 0$ );

$S_{zij}^{in}$ ,  $S_{yij}^{in}$  – вертикальная и горизонтальная поперечная составляющие силы взаимодействия  $ij$ -го колеса и рельса;

$\Delta z'_{ij}$  – производная вертикального смещения колеса относительно рельса  $\Delta z$  по их взаимному смещению в горизонтальном поперечном направлении  $\Delta u$ ;

д) для колес:

$$a_{z_w} \ddot{z}_{w1} + a_{z_{w1z_{w2}}} \ddot{z}_{w2} = -Q_{z_{w1}} + \frac{m_{kn} g}{2} +$$

$$+ \frac{1}{2} \left( \frac{b_{2t}}{d} + 1 \right) S_{zi1}^{ab} - \frac{1}{2} \left( \frac{b_{2t}}{d} - 1 \right) S_{zi2}^{ab} +$$

$$+ \frac{1}{2d} \sum_{j=1}^2 (r_{ij}^{(1)} T_{\alpha ij}^{(1)} \sin \alpha_{ij}^{(1)} + r_{ij}^{(2)} T_{\alpha ij}^{(2)} \sin \alpha_{ij}^{(2)}) +$$

$$+ \left( 1 + \Delta z'_{i1} \frac{r_a}{2d} \right) S_{zi1}^{in} + \Delta z'_{i2} \frac{r_a}{2d} S_{zi2}^{in}; \quad (3.26)$$

$$a_{z_w} \ddot{z}_{w2} + a_{z_{w1z_{w2}}} \ddot{z}_{w1} = -Q_{z_{w2}} + \frac{m_{kn} g}{2} +$$

$$+ \frac{1}{2} \left( \frac{b_{2t}}{d} + 1 \right) S_{zi2}^{ab} - \frac{1}{2} \left( \frac{b_{2t}}{d} - 1 \right) S_{zi1}^{ab} -$$

$$- \frac{1}{2d} \sum_{j=1}^2 (r_{ij}^{(1)} T_{\alpha ij}^{(1)} \sin \alpha_{ij}^{(1)} + r_{ij}^{(2)} T_{\alpha ij}^{(2)} \sin \alpha_{ij}^{(2)}) +$$

$$+ \left( 1 - \Delta z'_{i2} \frac{r_a}{2d} \right) S_{zi2}^{in} - \Delta z'_{i1} \frac{r_a}{2d} S_{zi1}^{in},$$

где  $r_{ij}^{(1)}$  и  $r_{ij}^{(2)}$  – радиусы текущих кругов катания  $ij$ -го колеса, соответствующие первой и второй точкам контакта;

е) для рельсов:

$$a_{yr} \ddot{y}_{rij} = -S_{yij}^{in*} + \Delta z'_{ij} S_{zij}^{in} - (T_{aij}^{(1)} \sin \alpha_{ij}^{(1)} + T_{aij}^{(2)} \sin \alpha_{ij}^{(2)}); \quad (3.27)$$

$$a_{zr} \ddot{z}_{rij} = -S_{zij}^{in*} + \frac{(-1)^j}{2d} (r_{ij}^{(1)} T_{aij}^{(1)} \sin \alpha_{ij}^{(1)} + r_{ij}^{(2)} T_{aij}^{(2)} \sin \alpha_{ij}^{(2)}),$$

где  $S_{yij}^{in*}$ ,  $S_{zij}^{in*}$  – поперечная горизонтальная и вертикальная упругодиссипативные составляющие силы взаимодействия  $ij$ -го колеса и рельса.

### 3.4. Возмущения, действующие на вагон

При движении железнодорожного экипажа по рельсовому пути возникают совместные колебания системы “экипаж-путь”, которые вызываются такими возмущающими факторами как непостоянство по длине пути инерционных и упругодиссипативных свойств, геометрические неровности пути (просадки, стыки, возвышение одного рельса над другим, положение оси пути и рельсовых нитей в плане, вертикальный профиль пути), несовершенство колесных пар (ползуны, выщербины, эксцентриситет), изменение скорости движения экипажа и др.

Для исследования динамики железнодорожных экипажей в качестве возмущений целесообразно использовать не геометрические, а динамические неровности рельсового основания, образующиеся в процессе движения по деформируемому пути. Это вполне оправданно при реальных эксплуатационных нагрузках на ось, когда все зазоры в основании выбираются и в системе “экипаж-путь” действуют возмущения, соответствующие динамическим неровностям [28].

В данной работе расчетные возмущения, необходимые для исследования динамических качеств грузовых вагонов, построены по результатам работы [108], в которой используются записи показаний вагона-

путеизмерителя ЦНИИ-2 на железнодорожном пути с качественной оценкой “хорошо” [109], при этом вертикальные составляющие подлежат корректировке в зависимости от параметров исследуемых экипажей. Горизонтальные составляющие возмущения в корректировке не нуждаются, для них могут быть непосредственно использованы обработанные записи отклонений по направлению в плане.

Вагон-путеизмеритель производит измерения геометрических параметров рельсового пути в процессе движения, т. е. под динамической нагрузкой. Полученные при этом записи вертикальных неровностей каждой рельсовой нити и горизонтальных неровностей в силу особенностей применяемых в настоящее время систем измерения отличаются от фактических неровностей пути под движущимся путеизмерителем как формой, так и величиной [109]. Для устранения методической погрешности измерений и определения фактических неровностей под движущимся путеизмерителем указанные записи преобразовывают с учетом передаточной функции измерительной системы.

Модель возмущения, поступающего на вход исследуемой механической системы, может быть представлена в виде различных комбинаций вертикальных и горизонтальных составляющих. В данной работе полагается, что возмущение имеет такие составляющие: вертикальную симметричную неровность рельсовой колеи, приведенную к оси пути, характеризующую неровности профиля пути и определяемую как полусумма вертикальных неровностей левого и правого рельсов; вертикальную кососимметричную неровность пути, характеризующую превышение одной рельсовой нити над другой и определяемую как полуразность вертикальных неровностей левого и правого рельсов; горизонтальные неровности отдельно левого и правого рельсов.

### 3.5. Экспериментальная проверка математической модели

Выполнение исследований в области улучшения взаимодействия вагона и пути с помощью вышеуказанной математической модели требует предварительной оценки достоверности получаемых результатов расчета.

На рис. 3.3-3.4 показаны зависимости от скорости движения соответственно порожнего и груженого полувагона модели 12-7023 расчетных и экспериментальных значений вертикальных и поперечных горизонтальных ускорений пятников кузова, отнесенных к ускорению свободного падения ( $\ddot{Z}_{\Pi}/g$ ,  $\ddot{Y}_{\Pi}/g$ ), а также значений рамных сил в долях осевой нагрузки ( $H_p/P_o$ ).

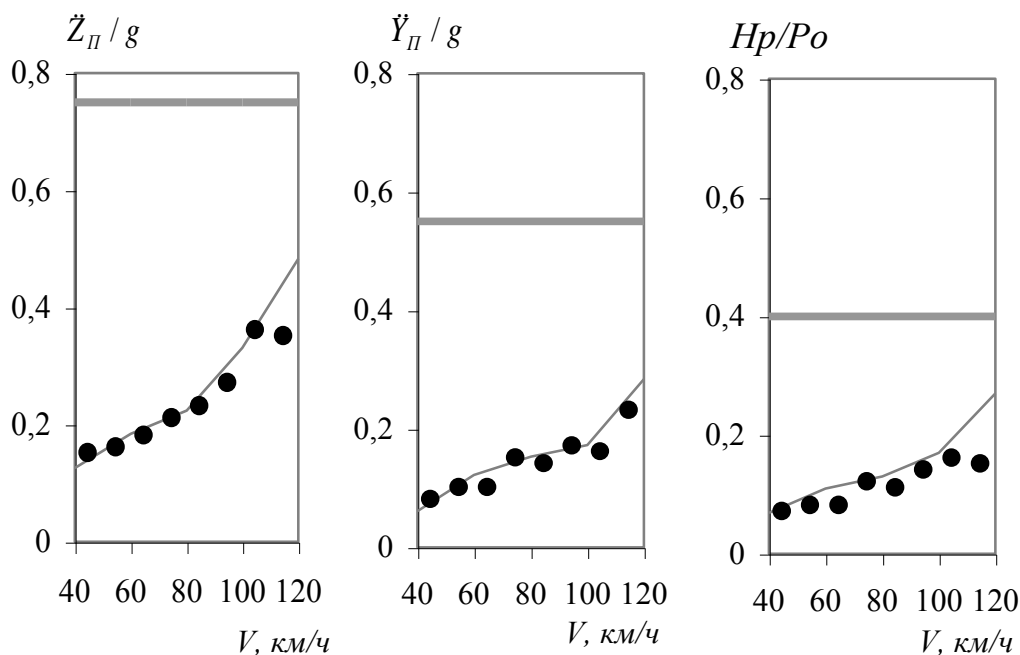


Рис. 3.3. Зависимости от скорости движения порожнего полувагона расчетных и экспериментальных значений вертикальных, поперечных горизонтальных ускорений пятников кузова, отнесенных к ускорению свободного падения ( $\ddot{Z}_{\Pi}/g$ ,  $\ddot{Y}_{\Pi}/g$ ), и рамных сил в долях осевой нагрузки ( $H_p/P_o$ ):

- экспериментальные значения;
- расчетные значения;
- предельное значение для “допустимого” хода.

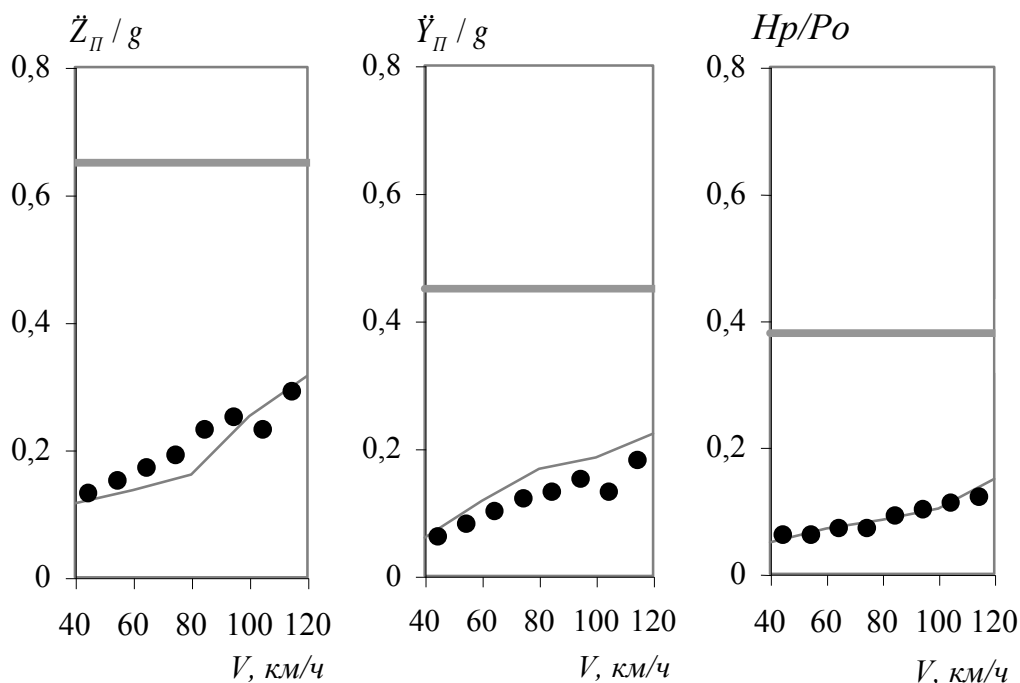


Рис. 3.4. Зависимости от скорости движения груженого полувагона расчетных и экспериментальных значений вертикальных, поперечных горизонтальных ускорений пятников кузова, отнесенных к ускорению свободного падения ( $\ddot{Z}_{\Pi}/g$ ,  $\ddot{Y}_{\Pi}/g$ ), и рамных сил в долях осевой нагрузки ( $H_p/P_o$ ):

- экспериментальные значения;
- расчетные значения;
- предельное значение для “допустимого” хода.

Полувагон модели 12-7023 разработки ОАО “Крюковский вагоностроительный завод” оборудован тележками с элементами комплексной модернизации. Испытания этого полувагона проводились государственным предприятием “Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения (УкрНИИВ)” (г. Кременчуг) в 2005 г [110].

Удовлетворительное соответствие расчетных и экспериментальных значений рассматриваемых динамических показателей вагона свидетельствует о пригодности математической модели для исследований в области улучшения условий взаимодействия системы “вагон-путь”.

### 3.6. Выводы к разделу 3

1. В результате выполнения данной части работы построена пространственная расчетная схема системы “вагон-путь”, состоящая из одиннадцати твердых тел (кузова, двух надрессорных балок, четырех боковых рам тележек и четырех колесных пар) и имеющая 62 степени свободы. Для этой расчетной схемы составлены соответствующие дифференциальные уравнения движения грузового вагона по пути с различными неровностями.

2. Полученная математическая модель учитывает нелинейные связи между элементами системы “вагон-путь”, позволяет решать задачи взаимодействия грузового вагона и пути при его движении по прямым и криволинейным участкам. Особенностью данной математической модели является возможность применения различных профилей рабочих поверхностей колес и рельсов с разной степенью износа. Она позволяет также моделировать конформный контакт пары “колесо-рельс”, дополнительные связи в элементах тележек (в том числе диагональные связи между боковыми рамами) и боковые скользуны постоянного контакта.

3. Расчетные возмущения, необходимые для исследования динамических качеств грузовых вагонов, построены по результатам обработки записи показаний вагона-путеизмерителя.

4. Сравнение результатов расчетов, выполненных с использованием данной математической модели, и экспериментальных данных свидетельствует о достоверности модели.

## РАЗДЕЛ 4

### УЛУЧШЕНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВАГОНОВ И ПУТИ ЗА СЧЕТ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОФИЛЯ ОБОДА КОЛЕС

Как известно, динамические качества железнодорожных экипажей в значительной мере зависят от процессов, протекающих в системе “колесо-рельс”. Важным направлением улучшения взаимодействия вагонов и пути является совершенствование профилей контактных поверхностей, поскольку от согласованности их формы зависят такие показатели, как степень накопления контактной усталости, интенсивность износа и срок службы колес и рельсов, а также эксплуатационные показатели железнодорожных экипажей.

В грузовых вагонах Украины и стран СНГ массово применяются колеса со стандартным профилем обода (ГОСТ 9036-88). В Украине также применяются профили ИТМ-73 (в тележках со скользящими постоянными контактами) и ДИИТ-УЗ. Известно, что при неизношенном стандартном профиле обода колес обеспечивается высокая устойчивость движения вагона в прямолинейных участках пути. Критическая скорость вагона на неизношенных стандартных колесах составляет 120 км/ч. Однако при прохождении кривых наблюдается высокая интенсивность износа гребней колес с данным профилем, что влечет за собой существенное изменение формы поверхности обода (см. раздел 2). Динамические качества вагона на изношенных колесах стандартного профиля резко ухудшаются (по сравнению с неизношенными), при этом критическая скорость вагона в порожнем состоянии снижается до 60-70 км/ч. Это объясняется тем, что первоначальная форма неизношенного стандартного профиля значительно отличается от его изношенной формы.

Применение профиля ДИИТ-УЗ позволяет несколько снизить износ гребней новых колес в кривых (примерно на 30%), однако критическая

скорость порожнего вагона при неизношенных колесах с этим профилем не превышает 80 км/ч [111].

Уже более 10 лет в Украине проводится комплексная модернизация тележек грузовых вагонов [70]. Технология комплексной модернизации тележек грузовых вагонов, разработанная Институтом технической механики НАНУ и НКАУ совместно с компанией “A. Stucki” (США), предполагает замену стандартных узлов трения тележек на новые с улучшенными ресурсными характеристиками, а также введение в конструкцию новых элементов, позволяющих повысить динамические качества вагона. Данная технология заключается в комплексном применении в серийных тележках 18-100 скользунов постоянного контакта (модели ISB-12C, CCB, Preload Plus) взамен стандартных с зазорами, клиньев из высокопрочного чугуна, фрикционных планок из износостойкой стали, прокладок в подпятнике, а также замене стандартного профиля колес на нелинейный износостойкий профиль ИТМ-73, позволяющий уменьшить износ гребней колес более чем в два раза.

Основным преимуществом технологии комплексной модернизации является возможность модернизации как эксплуатируемых, так и новых тележек вагонов. При этом стоимость вагона увеличивается всего на 3-4%, а ресурс наиболее изнашиваемых деталей увеличивается в несколько раз (некоторых в 10 и более раз). Следует также отметить такие преимущества комплексной модернизации тележек: значительное уменьшение сил взаимодействия колес и рельсов, уменьшение в два и более раз износа их контактирующих поверхностей; увеличение запаса устойчивости вагонов против схода с рельсов; повышение ресурса элементов фрикционной системы демпфирования колебаний примерно в 10-12 раз; снижение износа элементов пятникового узла и поверхностей трения в буксовом проеме. Модернизированные тележки позволяют также снизить энергозатраты на тягу поездов.

Эффективность технологии комплексной модернизации тележек не раз подтвердили ходовые динамические и эксплуатационные испытания опытных полувагонов, хопперов, универсальных и фитинговых платформ, цистерн с комплексно модернизированными тележками.

Одним из важнейших элементов технологии комплексной модернизации является применение нелинейного износостойкого профиля обода колеса ИТМ-73, что позволяет снизить износ гребней колес более чем в 2 раза, при этом за счет использования элементов комплексной модернизации сохраняется стабильность динамических качеств вагона и при изношенных колесах.

В данной части работы рассмотрена возможность дальнейшего усовершенствования профиля обода железнодорожного колеса ИТМ-73 для грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками.

#### 4.1. Разработка профиля обода колеса

Прежде чем приступить к разработке нового профиля колеса, необходимо задать критерии его усовершенствования. В данном случае использовались три критерия: обеспечение приемлемых динамических качеств вагона; уменьшение износа колес; улучшение напряженно-деформированного состояния в колесах и рельсах.

Наиболее перспективными, с точки зрения улучшения процесса взаимодействия, считаются профили колес, имеющие конформный контакт с рельсом, т.е. профили колеса и рельса в зоне контакта должны иметь подобные очертания.

При выполнении данной работы принято во внимание то, что износ гребней колес снижается по мере уменьшения их толщины [44]. Это подтверждается успешным применением в Украине профиля обода колеса ИТМ-73 с толщиной гребня 32 мм (вместо 33 мм). Проводимые с 2000 года измерения гребней колес со стандартным профилем обода (тележки 18-100) и

ИТМ-73 (тележки 18-7020) в грузовых вагонах маршрутного поезда, перевозящего железную руду из Кривого Рога в Словакию [5], также показывают существенное снижение интенсивности износа гребней с уменьшением их толщины (рис 4.1).

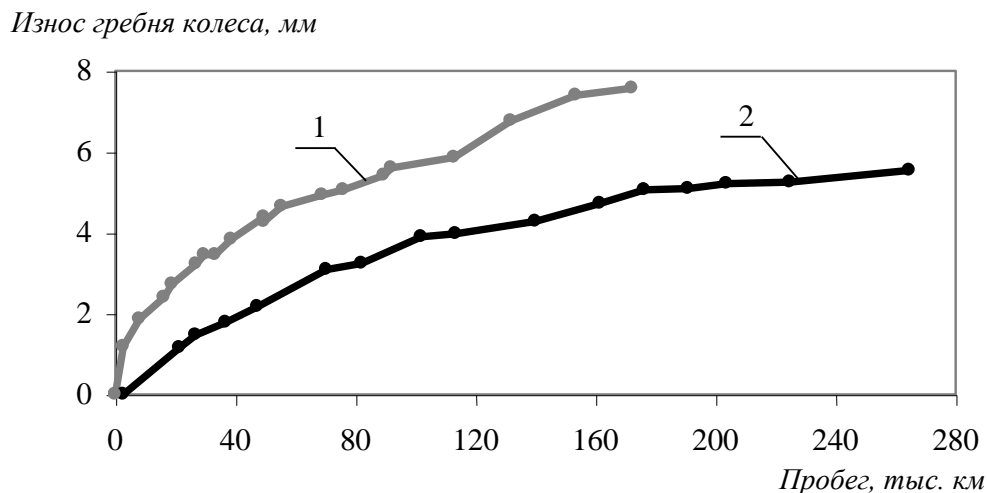


Рис.4.1. Зависимость износа гребней колес с различным первоначальным профилем обода от пробега вагонов:  
 1 - стандартный профиль (тележки 18-100);  
 2 - профиль ИТМ-73 (тележки 18-7020).

С учетом вышесказанного, выберем для нового профиля ИТМ-73К первоначальную толщину гребня 29 мм. При данной толщине наблюдается существенное снижение интенсивности износа гребня, по сравнению с первоначальной толщиной 33 мм.

Следует отметить, что значительное снижение интенсивности износа гребней колес с увеличением пробега вагона обусловлено не только уменьшением толщины гребня, но и изменением в эксплуатации первоначального профиля обода до его изношенной формы (естественной формы износа).

При создании нового профиля колеса за основу возьмем форму, которая при взаимодействии с головкой рельса будет обеспечивать контакт, близкий к конформному. Эта форма не будет подвержена существенным

изменениям в эксплуатации даже после значительного пробега вагона, так как колесо и рельс, обеспечивающие конформный контакт поверхностей катания, долго сохраняют свою форму и имеют наилучшие показатели с точки зрения долговечности [42].

Однако не следует забывать о том, что использование нелинейной формы в качестве первоначального профиля обода колеса может привести к некоторому ухудшению динамических характеристик вагона (по сравнению с формой стандартного неизношенного колеса) при движении по прямолинейным участкам пути. Чтобы этого избежать, предполагается применение данного профиля только в комплексно модернизированных тележках или в других перспективных тележках со скользящими постоянными контактами. Это позволит добиться наименьшего износа колес в криволинейных участках пути при сохранении приемлемых динамических качеств вагона в прямых.

#### 4.2. Оценка влияния профиля обода колеса на динамические характеристики вагона

На стадии разработки новых конструкций железнодорожных экипажей, а также при усовершенствовании существующих, для получения прогнозной оценки их эффективности в эксплуатации, как правило, производят сравнение расчетных показателей динамических качеств проектируемых экипажей с аналогичными показателями вагона-эталона. Для этого выполняют расчеты вынужденных колебаний рассматриваемых экипажей, находящихся в одинаковых условиях, т. е. при одинаковых режимах, скоростях движения и одинаковых входных возмущениях, действующих со стороны рельсового пути.

При внедрении нового профиля обода колеса первоочередной задачей является обеспечение безопасности движения поездов, т.е. динамические характеристики вагона не должны превышать установленные нормативные

показатели [112] для всего диапазона эксплуатационных скоростей движения поездов. Известно, что динамические показатели порожнего вагона значительно хуже, чем груженого, поэтому в данном исследовании ограничимся оценкой динамических качеств вагона при его движении в порожнем режиме.

Проведем сравнение динамических качеств порожнего полувагона на серийных тележках 18-100 со стандартным профилем колес (неизношенным и среднеизношенным) и полувагона на комплексно модернизированных тележках, оборудованного упруго-катковыми скользунками постоянного контакта модели ISB-12С [113], с профилем колес ИТМ-73 (толщина гребня 33 мм), а также с разработанным профилем ИТМ-73К (толщина гребня 29 мм).

Динамические качества вагона будем оценивать по нормируемым максимальным значениям вертикальных и поперечных горизонтальных ускорений пятников кузова, отнесенным к ускорению свободного падения ( $\ddot{Z}_{\Pi}/g$ ,  $\ddot{Y}_{\Pi}/g$ ), а также по значениям рамных сил в долях осевой нагрузки ( $H_p/P_o$ ).

Выполним численное интегрирование дифференциальных уравнений колебаний порожнего полувагона при движении по прямой со скоростями 60, 80, 100 и 120 км/ч с учетом вертикальных и горизонтальных поперечных неровностей пути, соответствующих его “хорошему” состоянию [109].

На рис. 4.2 показаны зависимости от скорости движения расчетных динамических показателей вагона, оборудованного серийными тележками со стандартным профилем колес, и вагона с комплексно модернизированными тележками при профиле колес ИТМ-73 и ИТМ-73К.

Из приведенного рисунка видно, что с увеличением скорости движения от 60 до 120 км/ч динамические показатели порожнего вагона возрастают при различных профилях колес. Динамические характеристики вагона с серийными тележками и неизношенным стандартным профилем колес не

превышают допустимых значений при скоростях движения до 120 км/ч. При среднеизношенном стандартном профиле (толщина гребня 29 мм) показатели горизонтальной динамики вагона (горизонтальные поперечные ускорения пятников кузова и рамные силы) резко ухудшаются при скоростях более 80 км/ч и превышают допустимые значения при скоростях более 100 км/ч.

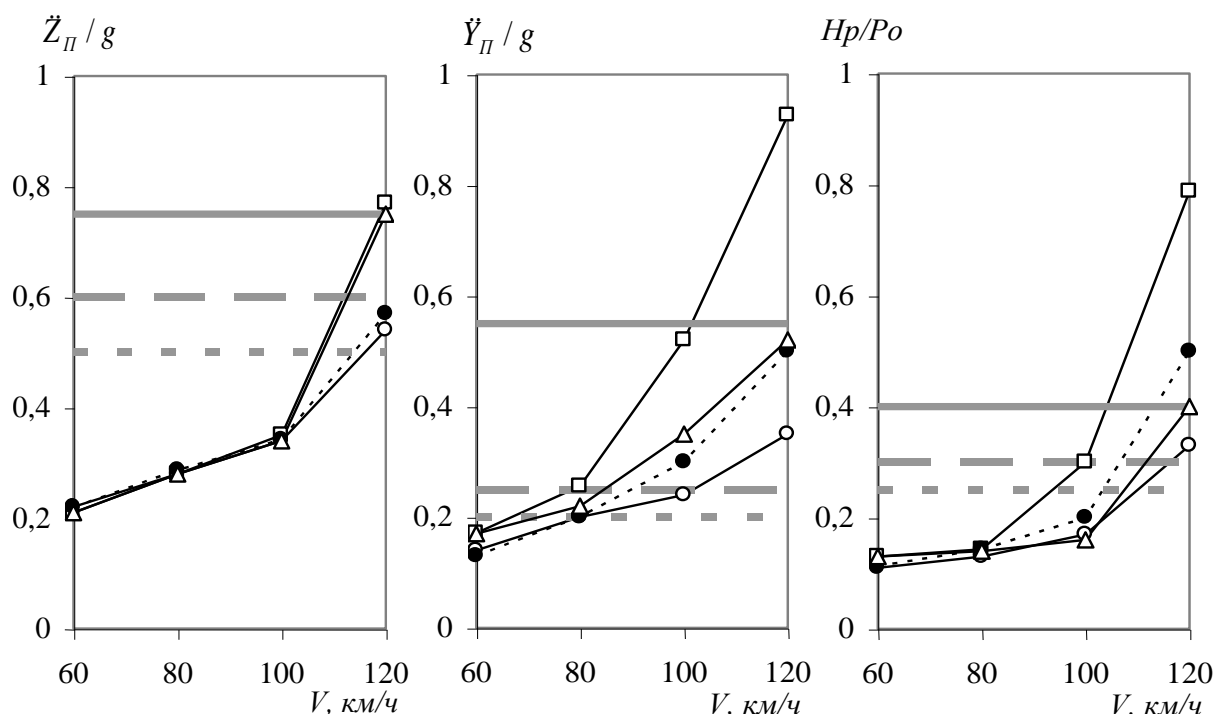


Рис. 4.2. Зависимости вертикальных, поперечных горизонтальных ускорений пятников кузова, отнесенных к ускорению свободного падения ( $\ddot{Z}_{II}/g$ ,  $\ddot{Y}_{II}/g$ ), и рамных сил в долях осевой нагрузки ( $Hr/Pr$ ) от скорости движения вагонов при различном профиле колес:

- △— стандартный неизношенный профиль колес;
- стандартный изношенный профиль колес;
- профиль колес ИТМ-73;
- профиль колес ИТМ-73К;
- - - предельное значение для “отличного” хода;
- — предельное значение для “хорошего” хода;
- — предельное значение для “допустимого” хода.

Вагон, оборудованный комплексно модернизированными тележками с профилями ободьев колес ИТМ-73 и ИТМ-73К, имеет более стабильные показатели динамики в горизонтальной плоскости, чем вагон с серийными тележками и среднеизношенными колесами. При использовании профиля ИТМ-73К наблюдается некоторое возрастание показателей горизонтальной динамики, по сравнению с профилем ИТМ-73, при скоростях движения более 80 км/ч, однако они не превышают допустимых значений. Вертикальные ускорения пятников кузова вагона при использовании колес с профилями ИТМ-73 и ИТМ-73К практически не отличаются, и при скоростях более 100 км/ч они ниже, чем у вагона с серийными тележками.

Таким образом, применение в комплексно модернизированных тележках колес с разработанным профилем обода ИТМ-73К не приводит к значительному ухудшению динамических качеств вагона (по сравнению с профилем ИТМ-73) и позволяет эксплуатировать вагоны при скоростях до 110 км/ч.

#### 4.3. Оценка износа колес при движении вагона по криволинейным участкам пути

Для получения количественных оценок показателей износа принято во внимание допущение о существовании линейной зависимости между удельным снятием материала (в результате износа) и работой сил взаимодействия по контактной поверхности колеса и рельса. Величина показателя износа определялась как отнесенная к пройденному пути работа сил крипа. Как известно, износ колес вагона в груженом состоянии больше, чем в порожнем, поэтому в данной работе ограничимся оценкой износа колес вагона при его движении в груженом режиме. Будем рассматривать движение вагона в кривой малого радиуса, так как именно в этих участках пути происходит наибольший износ колес и рельсов. Путем численного интегрирования уравнений движения полувагона проведены расчеты по

определению работы сил крипа при вписывании в круговую кривую радиуса 300 м в груженом состоянии серийного полувагона, оборудованного неизношенными стандартными колесами, и полувагона с комплексно модернизированными тележками. Рассмотрен вариант применения в комплексно модернизированных тележках типового для них профиля колес ИТМ-73 (толщина гребня 33 мм), а также разработанного профиля ИТМ-73К (толщина гребня 29 мм). Расчеты проведены для случаев движения вагона со скоростями 40, 60 и 80 км/ч по криволинейному участку пути с наружным рельсом Р65, имеющим профиль неизношенный, малоизношенный (боковой износ 4 мм), среднеизношенный (боковой износ 8 мм) и сильноизношенный (боковой износ 14 мм) головки рельсов. В данном исследовании проводился анализ значений суммарного показателя износа  $A$  в зоне галтели и гребня колеса, так как эти зоны профиля подвергаются наиболее интенсивному износу вследствие воздействия боковых усилий при вписывании железнодорожного экипажа в кривую. Показатель износа  $A$  представляет собой отнесенную к пройденному пути работу сил крипа [30], т.е. это удельная работа касательных сил взаимодействия колеса с рельсом:

$$A = S^{-1} \int_0^S \left( \left| T_x(l) \cdot \varepsilon_x(l) \right| + \left| T_\alpha(l) \cdot \varepsilon_\alpha(l) \right| \right) dl, \quad (4.1)$$

где  $T_x, T_\alpha$  - составляющие силы крипа в точке контакта, кН;

$\varepsilon_x, \varepsilon_\alpha$  - составляющие крипа в точке контакта, м;

$S$  - пройденный вагоном путь, м.

На рис. 4.3 - 4.5 показаны зависимости износа гребня и галтели колеса, набегающего на наружный рельс кривой от износа головки рельса при движении с различной скоростью вагона, оборудованного серийными тележками 18-100 при стандартном профиле колес, а также при комплексно модернизированных тележках 18-100, колеса которых имеют профили ИТМ-73 и ИТМ-73К.

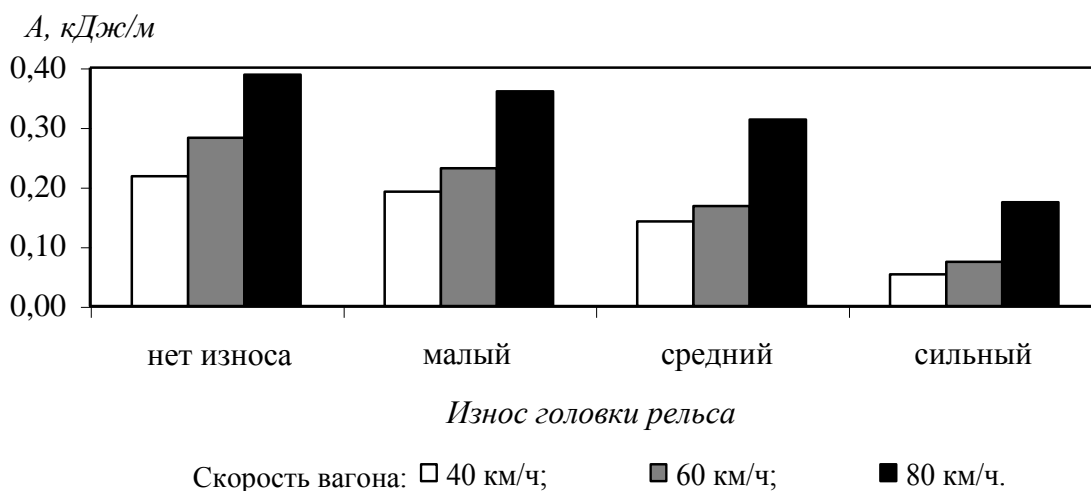


Рис. 4.3. Зависимость работы сил трения в зоне галтель-гребень колеса со стандартным профилем от износа головки рельса

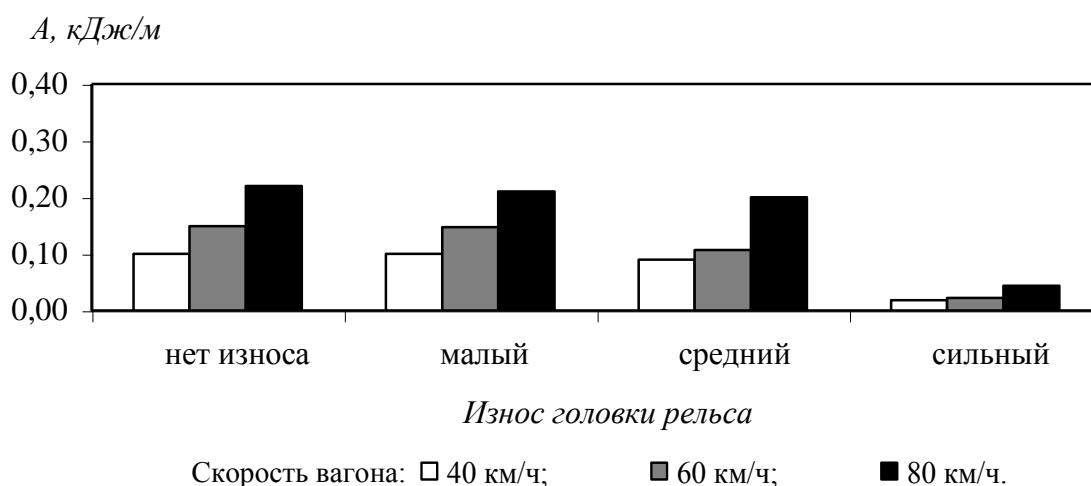


Рис. 4.4. Зависимость работы сил трения в зоне галтель-гребень колеса с профилем ИТМ-73 от износа головки рельса

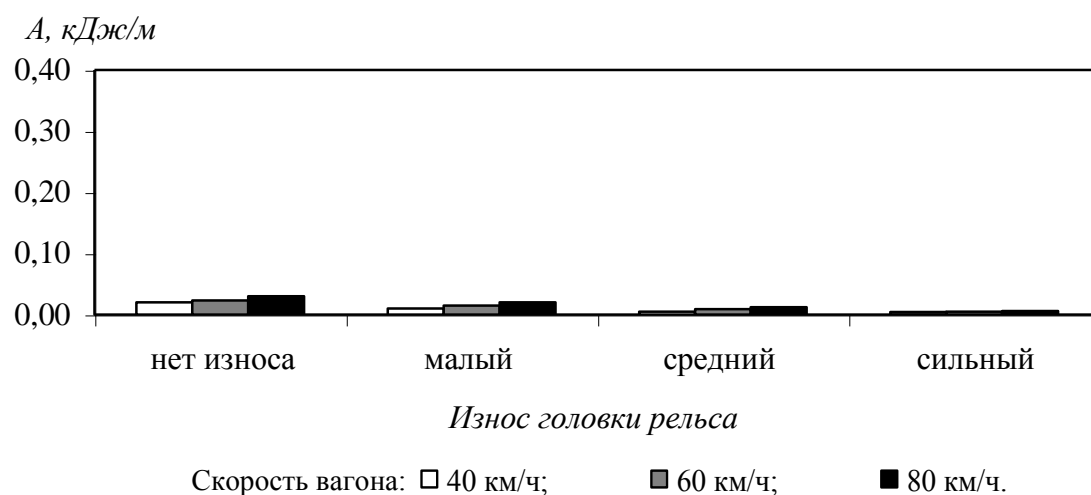


Рис. 4.5. Зависимость работы сил трения в зоне галтель-гребень колеса с профилем ИТМ-73К от износа головки рельса

Как видно, с увеличением зазора в колее вследствие бокового износа головки рельса интенсивность износа гребней колес несколько снижается, наименьший износ колес наблюдается при сильноизношенной головке рельса (боковой износ 14 мм).

Следует отметить, что для стандартного неизношенного колеса характерным является наличие постоянного контакта на гребне и отсутствие его на галтели. При нелинейном профиле ИТМ-73 гребневой контакт практически отсутствует, в то время как галтель подвержена существенному износу.

Колеса с профилем ИТМ-73К не имеют интенсивного износа в зоне гребня и галтели. Поэтому применение профиля ИТМ-73К в качестве первоначального профиля обода колеса при комплексной модернизации тележек является наиболее предпочтительным с точки зрения уменьшения износа колес в зоне гребня и галтели.

#### 4.4. Оценка напряженно-деформированного состояния контактной пары “колесо-рельс”

При взаимодействии подвижного состава с рельсовым путем в зоне контакта “колесо-рельс” возникает сложное объемно-напряженное состояние, которое зависит от действующих циклических нагрузок и может привести в ряде случаев к накоплению контактно-усталостных повреждений колес и рельсов, а иногда и к их излому. Поэтому при внедрении новых профилей колес и рельсов необходимо быть уверенным, что предлагаемые решения, по крайней мере, не ухудшают напряженно-деформированного состояния (НДС) взаимодействующих тел.

В связи с вышеуказанным представляет интерес сравнение с точки зрения напряженно-деформированного состояния колес с профилем ИТМ-73 и новым профилем ИТМ-73К.

Для оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) контактной пары “колесо-рельс” рассмотрено взаимодействие колес, имеющих профиль ИТМ-73 и ИТМ-73К, с головкой рельса Р65 при ее неизношенном, малоизношенном и среднеизношенном профиле, так как в этих случаях у колес наблюдается наибольший износ гребня и галтели (см. подраздел 4.3).

Оценку напряженно-деформированного состояния целесообразно производить с помощью метода конечных элементов. Этот метод достаточно универсален, поскольку позволяет анализировать различные инженерные конструкции со сложной геометрией и дает возможность проводить моделирование физических процессов в трехмерном пространстве. Однако определение контактных напряжений методом конечных элементов требует достаточно больших вычислительных ресурсов, поэтому для оценки напряженно-деформированного состояния в данной работе использовались усеченные расчетные схемы контактной пары “колесо-рельс”.

Расчетная схема контактной пары “колесо-рельс”, используемая для оценки НДС, показана на рис. 4.6. Она включает в себя часть обода колеса и головку рельса. Стрелки снизу головки рельса моделируют неподвижное крепление рельсов к шпалам. Вертикальные стрелки по ободу колеса характеризуют распределенную нагрузку от колеса груженого вагона на рельс. Стрелки на боковой поверхности обода - поперечное перемещение колеса относительно рельса.

На рис. 4.7 изображена конечноэлементная сетка модели контактной пары “колесо-рельс”, предусматривающая сгущение сетки в зонах контакта. Такой прием, естественно, увеличивает размерность модели, однако он необходим для получения более достоверных результатов. Для анализа напряжений были выбраны схемы дискретизации приблизительно со 100000 объемными конечными элементами и 140000 узлами.

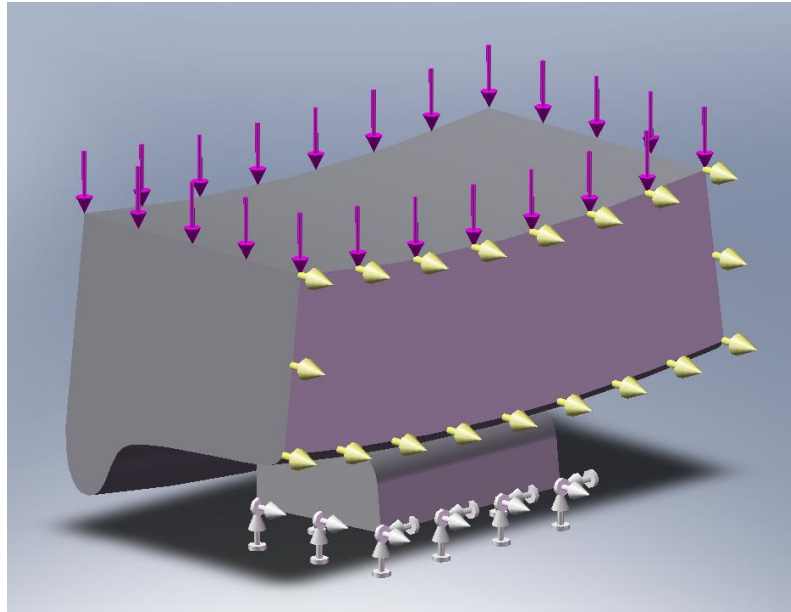


Рис. 4.6. Расчетная схема контактной пары “колесо-рельс”

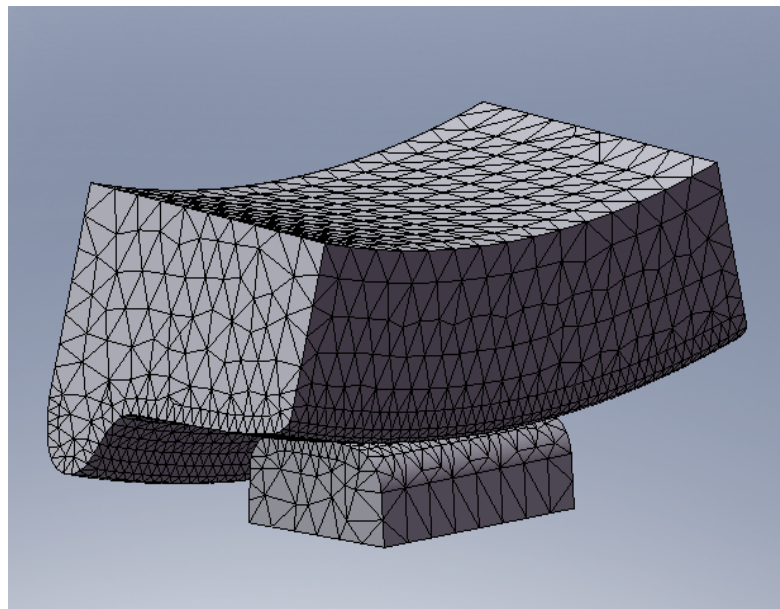


Рис. 4.7. Сетка конечных элементов контактной пары “колесо-рельс”

Контактные напряжения вычислялись по критерию Мизеса (критерию энергии формоизменения), который определяет момент исчерпания несущей способности сравнением величины эквивалентного напряжения с пределом текучести материала. При этом эквивалентное напряжение не зависит от ориентации площадки, на которой оно действует. Критерий Мизеса применяется к большинству металлов, имеющих вязкий характер

разрушения. Таким, образом, эквивалентное напряжение  $\sigma_{\text{экв}}$  в некоторой точке рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}, \quad (4.2)$$

где  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  - главные напряжения.

В качестве расчетных нагрузок приняты вертикальная сила  $P$ , передаваемая от колеса на рельс, и горизонтальное поперечное перемещение  $y$  колеса относительно рельса под действием боковой силы с учетом уширения колеи в кривой до 1530 мм (таблица 4.1). Расчетные нагрузки получены путем численного интегрирования дифференциальных уравнений движения груженого полувагона по кривой радиусом 300 м со скоростью 60 км/ч.

На рис. 4.8 - 4.13 показаны результаты расчета эквивалентных напряжений (по Мизесу) при заданных расчетных нагрузках для различных вариантов контактной пары. Эпюры напряжений на этих рисунках представлены в виде изменения цветовой палитры: от синего цвета, соответствующего минимальному значению напряжений, до красного, соответствующего их максимальному значению.

Таблица 4.1.

Исходные данные для расчета НДС контактной пары “колесо-рельс”

Контактная пара		$P$ , кН	$y$ , мм
колесо с профилем	рельс Р65		
ИТМ-73	неизношенный	128,2	12,6
ИТМ-73	малоизношенный	133,0	16,2
ИТМ-73	среднеизношенный	137,5	21,0
ИТМ-73К	неизношенный	128,5	16,8
ИТМ-73К	малоизношенный	134,2	19,8
ИТМ-73К	среднеизношенный	133,7	24,3

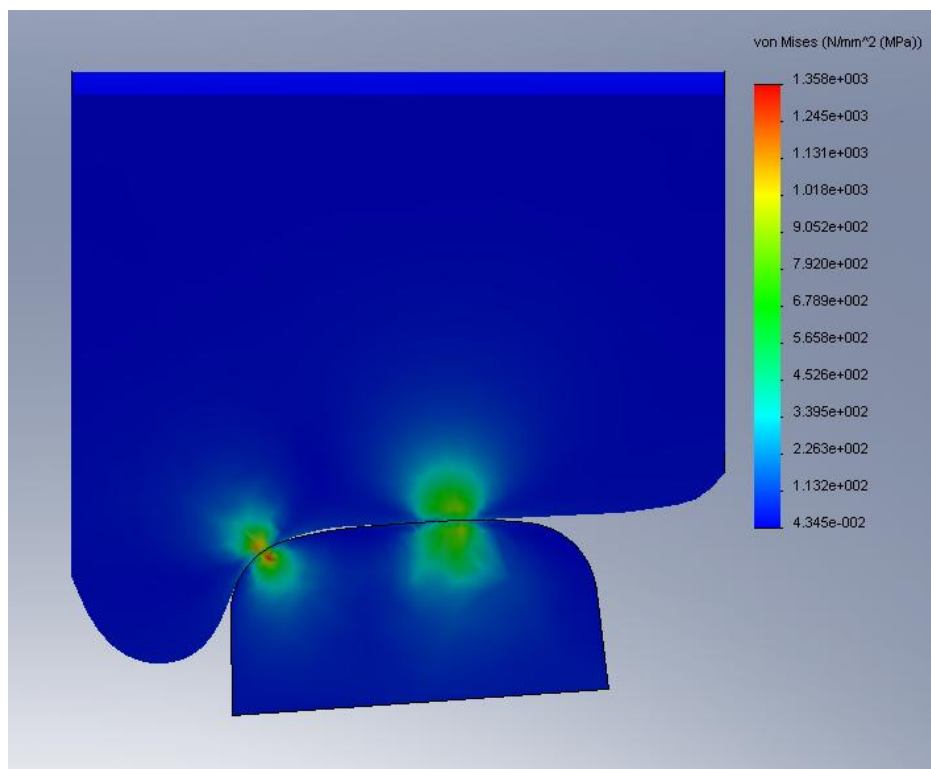


Рис. 4.8. Эпюры напряжений контактной пары  
“ИТМ-73-неизношенный рельс Р65”

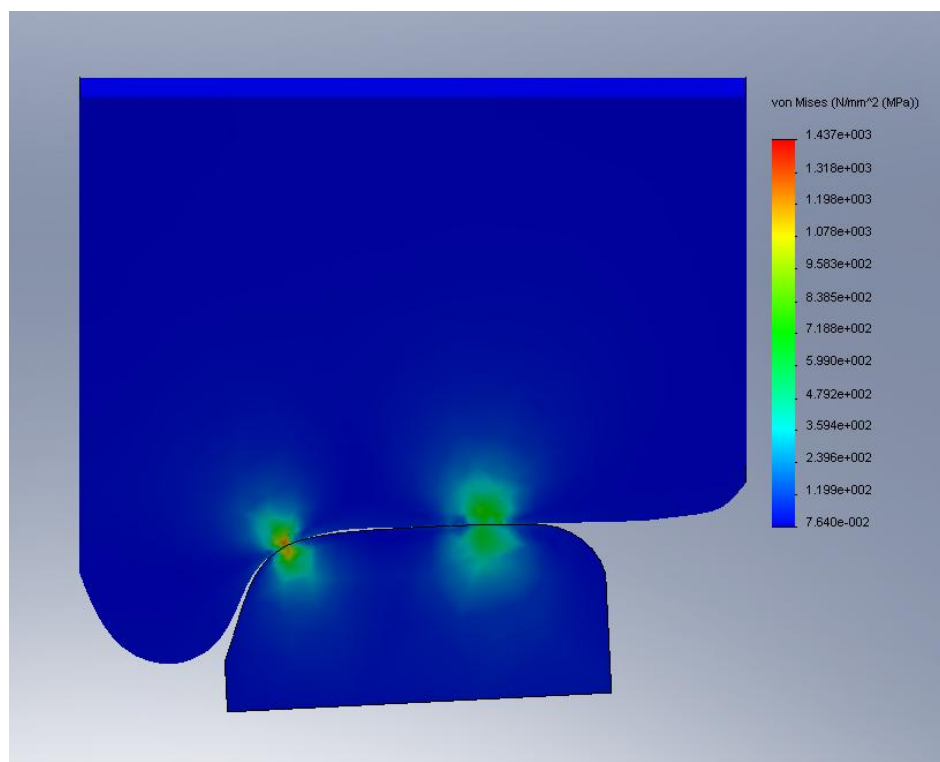


Рис. 4.9. Эпюры напряжений контактной пары  
“ИТМ-73-малоизношенный рельс Р65”

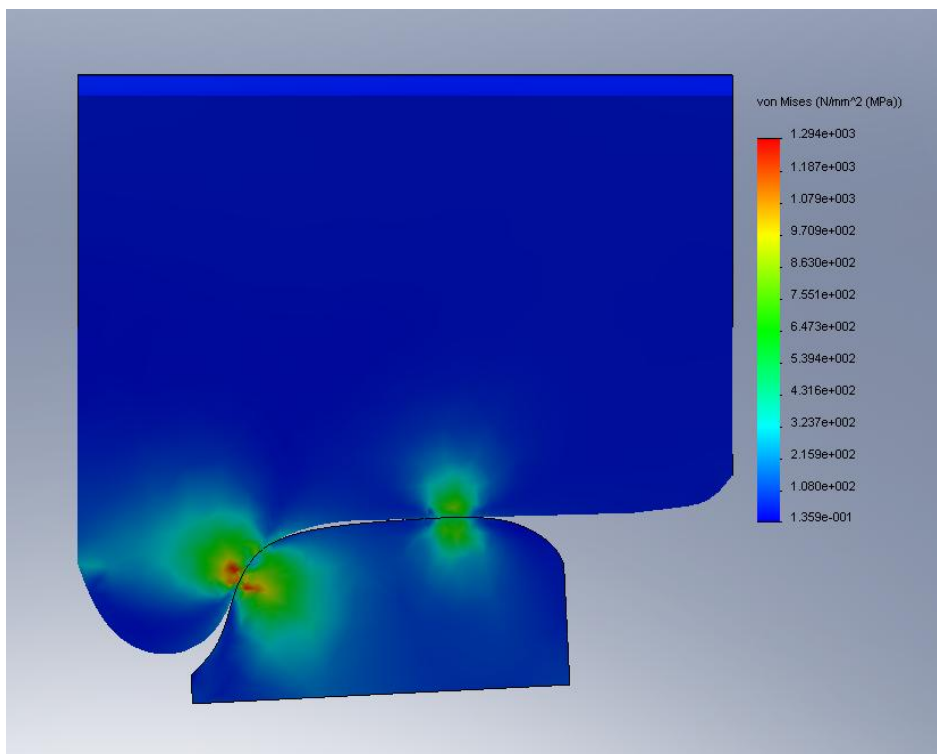


Рис. 4.10. Эпюры напряжений контактной пары  
“ИТМ-73-среднеизношенный рельс Р65”

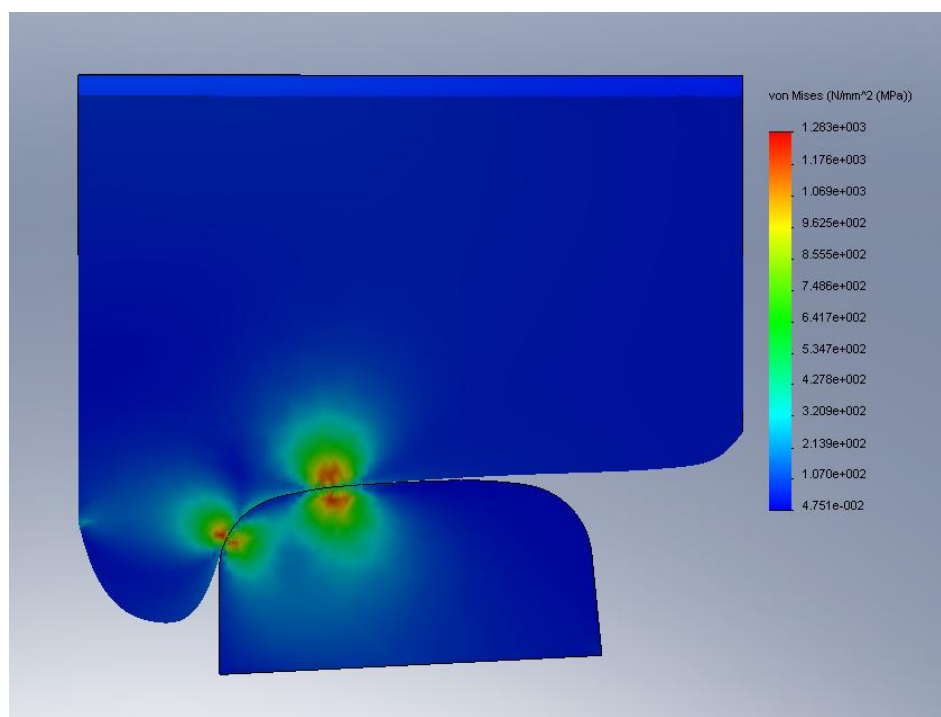


Рис. 4.11. Эпюры напряжений контактной пары  
“ИТМ-73К-неизношенный рельс Р65”

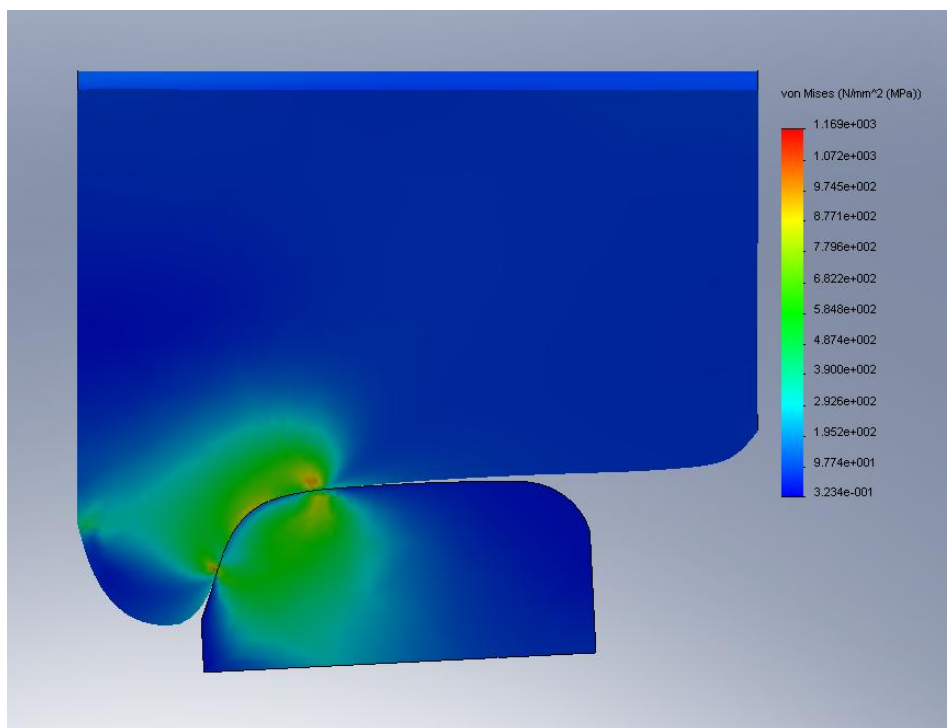


Рис. 4.12. Эпюры напряжений контактной пары  
“ИТМ-73К-малоизношенный рельс Р65”

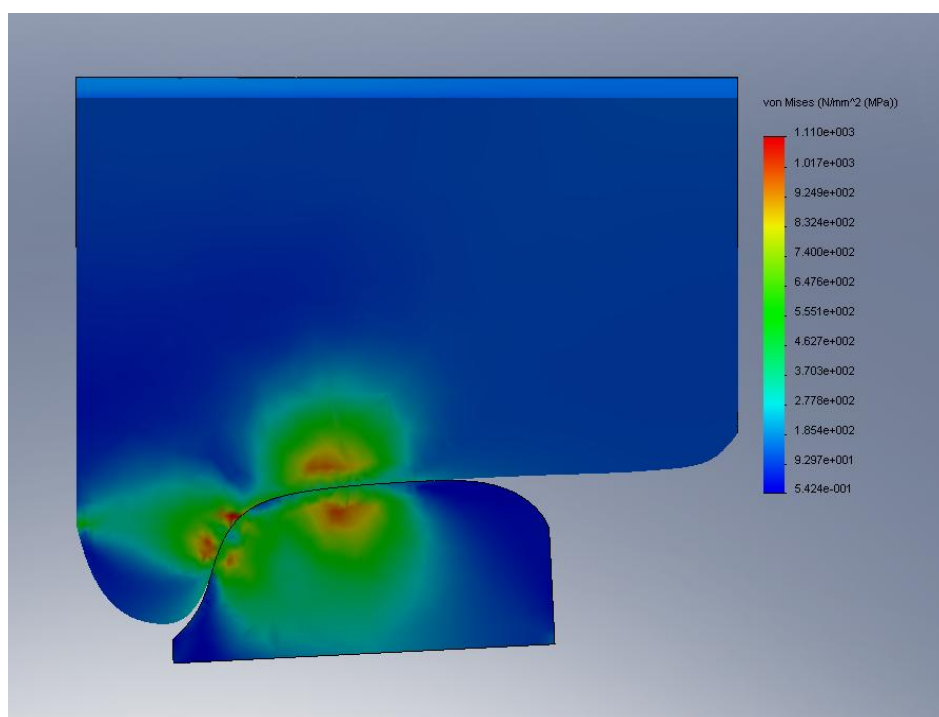


Рис. 4.13. Эпюры напряжений контактной пары  
“ИТМ-73К-среднеизношенный рельс Р65”

Из приведенных рисунков видно, что при взаимодействии колеса, у которого профиль ИТМ-73К, с изношенным рельсом Р65 распределение контактных напряжений в паре “колесо-рельс” более равномерное (при контакте с малоизношенным рельсом контакт близок к конформному), чем при использовании профиля ИТМ-73. При неизношенном рельсе характер распределения контактных напряжений в колесах с профилями ИТМ-73К и ИТМ-73 примерно одинаков.

В таблице 4.2 показаны максимальные значения контактных напряжений в колесе с разработанным профилем ИТМ-73К, отнесенные к максимальным значениям в соответствующих участках колеса с профилем ИТМ-73 при их взаимодействии с неизношенным, малоизношенным и среднеизношенным рельсом Р65.

Таблица 4.2.

Относительные значения максимальных контактных напряжений  
в колесе  $\sigma_{ИТМ-73К} / \sigma_{ИТМ-73}$

Профиль головки рельса	Участки профиля колеса		
	средняя часть	галтель	гребень
неизношенный Р65	1,31	1,08	-
малоизношенный Р65	1,05	0,81	-
среднеизношенный Р65	1,16	1,29	0,79

Таким образом, изменив профиль ИТМ-73 на ИТМ-73К, удалось перераспределить наибольшие контактные напряжения с рабочей поверхности гребня на среднюю часть (ближе к месту образования проката) и галтель обода колеса. Несмотря на то, что контактные напряжения на некоторых участках колеса с профилем ИТМ-73К несколько возрастают, характер их распределения становится более равномерным, чем в случае профиля ИТМ-73. Это способствует длительному сохранению первоначальной формы профиля в эксплуатации и в результате увеличению

срока службы колеса. То есть, применение нового профиля поверхности катания колеса ИТМ-73К оправдано с точки зрения улучшения НДС при взаимодействии с изношенным рельсом Р65.

#### 4.5. Оценка результатов эксплуатационных испытаний вагонов с усовершенствованным профилем обода колес

В конце 2011 года опытно-промышленная партия, состоящая из 22 полувагонов с комплексно модернизированными тележками, оборудованными колесными парами с профилем обода ИТМ-73К, была включена в состав маршрутного поезда, перевозящего железную руду из Кривого Рога в Словакию. С момента начала эксплуатации сотрудниками ИТМ НАНУ и НКАУ проводились регулярные осмотры технического состояния ходовых частей опытных вагонов, измерялся износ гребней колес. За первые девять месяцев эксплуатации наибольший пробег вагонов составил около 50 тыс. км.

На рис. 4.14 показаны зависимости от пробега вагонов износа гребней колес со стандартным профилем обода в серийных тележках 18-100, профилем ИТМ-73 в тележках нового поколения 18-7020 и ИТМ-73К в комплексно модернизированных тележках 18-100. На этом рисунке маркерами зеленого цвета отмечены средние значения износа гребней колес по каждому из 22 вагонов. Кривая зависимости износа колес с профилем ИТМ-73К построена по результатам измерений в виде линии тренда.

Как видно из рис. 4.14, в реальных условиях эксплуатации вагонов за первые 40 тыс. км пробега интенсивность износа колес с разработанным профилем обода ИТМ-73К в комплексно модернизированных тележках 18-100 составляет 0,22 мм на 10 тыс. км пробега, интенсивность износа колес с профилем ИТМ-73 в тележках 18-7020 составляет 0,47 мм на 10 тыс. км пробега, а интенсивность износа колес стандартного профиля в серийных тележках 18-100 составляет 1 мм на 10 тыс. км.

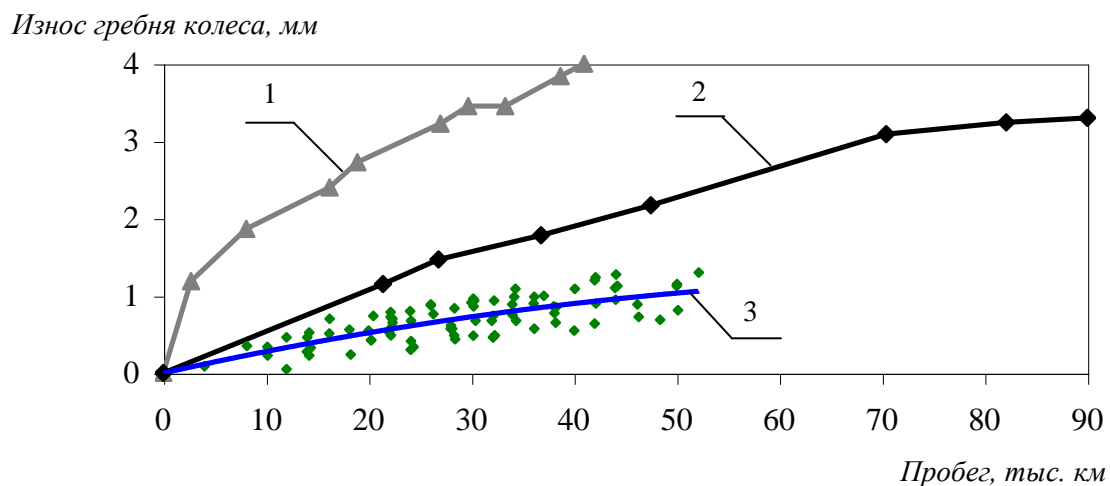


Рис.4.14. Зависимость износа гребней колес с различным первоначальным профилем обода от пробега вагонов:

- 1 - стандартный профиль;
- 2 - профиль ИТМ-73;
- 3 - профиль ИТМ-73К.

#### 4.6. Определение расчетного экономического эффекта

Из данных подраздела 4.5 видно, что при использовании колес с профилем обода ИТМ-73К в комплексно модернизированных тележках износ колес уменьшается в 4,5 раза по сравнению с колесами стандартного профиля в серийных тележках и в 2,1 раза по сравнению с колесами, имеющими профиль ИТМ-73 в тележках, оснащенных элементами комплексной модернизации. Таким образом, пробег колес грузовых вагонов (т.е. ресурс колес по износу), оборудованных колесными парами с профилем обода ИТМ-73К, будет примерно в 4,5 раза больше, чем вагонов со стандартным профилем колес и в 2,1 раза больше, чем вагонов с профилем колес ИТМ-73.

Оценим экономический эффект от применения профиля обода колес ИТМ-73К взамен профиля ИТМ-73 в тележках, оборудованных элементами комплексной модернизации. Сокращение затрат от уменьшения износа вагонных колес за срок службы вагона определяется по формуле:

$$\Delta = П \times 3 (1 - 1/К), \quad (4.3)$$

где  $P$  - количество колесных пар в одном вагоне ( $P = 4$ );

$Z$  - затраты на приобретение и ремонт цельнокатаных колес за срок службы вагона из расчета на одну колесную пару;

$K$  - коэффициент увеличения срока службы колесной пары по износу при использовании профиля обода колес ИТМ-73К вместо профиля колес ИТМ-73 в тележках, оборудованных элементами комплексной модернизации ( $K = 2,1$ ).

Стоимость одного колеса составляет примерно 6400 грн., а затраты на формирование (переформирование) колесной пары составляют около 250 грн. По данным железных дорог Украины за последние годы каждая колесная пара грузовых вагонов с серийными тележками 18-100 и стандартным профилем колес поступила на обточку в среднем 0,5 раза за год. При отсутствии наплавки гребней цельнокатаное колесо подлежит замене по толщине обода после 4-х обточек - соответственно через 8 лет эксплуатации ( $4/0,5 = 8$ ). Учитывая то, что колеса с профилем обода ИТМ-73 в комплексно модернизированных тележках имеют ресурс по гребню более чем в 2 раза выше, чем колеса со стандартным профилем, то такие колеса подлежат замене после 16 лет эксплуатации ( $8 \times 2 = 16$ ).

Общие затраты на приобретение и ремонт цельнокатаных колес за срок службы вагона (22 года) из расчета на одну колесную пару составят:

$$Z = (22/16) \times (2 \times 6400 + 250) \approx 17944 \text{ грн.} \quad (4.4)$$

В соответствии с выражением (4.3) расчетный экономический эффект от использования колес с профилем обода ИТМ-73К вместо профиля ИТМ-73 в комплексно модернизированных тележках за весь срок службы одного вагона составит:

$$\Delta = 4 \times 17944 \times (1 - 1/2,1) \approx 37611 \text{ грн.} \approx 37,6 \text{ тыс. грн.}$$

Оценим экономический эффект от уменьшения износа вагонных колес вследствие применения в серийных тележках 18-100 элементов комплексной модернизации и профиля обода колес ИТМ-73К. Для расчета сокращения

затрат от уменьшения износа колес за срок службы вагона воспользуемся формулой (4.3), при этом коэффициент  $K$  будет равен 4,5. Кроме того, из данного выражения необходимо вычесть затраты на приобретение элементов комплексной модернизации, на их установку и замену в течение срока службы вагона.

Так как срок службы колес со стандартным профилем в серийных тележках модели 18-100 составляет в среднем 8 лет, общие затраты на приобретение и ремонт цельнокатаных колес за срок службы вагона (22 года) из расчета на одну колесную пару составят:

$$Z = (22/8) \times (2 \times 6400 + 250) = 35887,5 \text{ грн.} \quad (4.5)$$

Стоимость комплекта модернизации на один вагон составляет 17000 грн., стоимость работ по проведению комплексной модернизации тележек одного вагона - 3000 грн. Полимерные элементы комплексной модернизации (стоимость 3500 грн.) нуждаются в замене через 6 лет эксплуатации и за срок службы вагона будут заменены 4 раза, металлические элементы (стоимость 13500 грн.) будут заменены 2 раза. Таким образом, общие затраты на приобретение, установку и замену элементов комплексной модернизации тележек за срок службы вагона составит:

$$Z_m = 3000 + 4 \times 3500 + 2 \times 13500 = 44000 \text{ грн.} \quad (4.6)$$

Соответственно расчетный экономический эффект от уменьшения износа колес вследствие использования профиля обода ИТМ-73К и применения комплексной модернизации тележек за весь срок службы одного вагона составит:

$$\Delta = 4 \times 35887,5 \times (1 - 1/4,5) - 44000 \approx 67650 \text{ грн.} \approx 67,7 \text{ тыс. грн.}$$

Таким образом, расчетный экономический эффект от уменьшения износа вагонных колес при использовании профиля обода ИТМ-73К вместо профиля ИТМ-73 в комплексно модернизированных тележках за весь срок службы одного вагона составит 37,6 тыс. грн., а при проведении комплексной

модернизации серийных тележек модели 18-100 с применением нового профиля обода ИТМ-73К экономический эффект будет равен 67,7 тыс. грн.

#### 4.7. Выводы к разделу 4

1. В данной части работы разработан усовершенствованный профиль обода колес ИТМ-73К, предназначенный для применения в комплексно модернизированных тележках.

2. Установлено, что применение в комплексно модернизированных тележках колес с профилем обода ИТМ-73К не приводит к существенному ухудшению динамических качеств вагона (по сравнению с профилем ИТМ-73) и позволяет эксплуатировать вагоны при скоростях до 110 км/ч.

3. Проведенные расчеты по определению показателя износа колес показывают, что использование профиля ИТМ-73К в качестве первоначального профиля обода колес при комплексной модернизации тележек является наиболее предпочтительным с точки зрения уменьшения износа колес в зоне гребня и галтели.

4. В результате анализа напряженно-деформированного состояния установлено, что применение разработанного профиля поверхности катания колеса ИТМ-73К оправдано с точки зрения улучшения распределения контактных напряжений при взаимодействии с изношенным рельсом Р65.

5. Оценка результатов эксплуатационных испытаний вагонов подтверждает значительное снижение интенсивности износа колес с усовершенствованным профилем обода ИТМ-73К.

6. Расчетный экономический эффект от уменьшения износа вагонных колес при использовании профиля обода ИТМ-73К вместо профиля ИТМ-73 в комплексно модернизированных тележках за весь срок службы одного вагона составит 37,6 тыс. грн., а при проведении комплексной модернизации серийных тележек модели 18-100 с применением нового профиля обода ИТМ-73К экономический эффект будет равен 67,7 тыс. грн.

## РАЗДЕЛ 5

### ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОФИЛЯ ГОЛОВКИ РЕЛЬСА НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВАГОНОВ И ПУТИ В КРИВЫХ

Как известно, условия работы рельсов в криволинейных участках пути гораздо сложнее, чем в прямых, поскольку при движении железнодорожного экипажа по кривой на головку наружного рельса действуют боковые усилия от набегающих на рельс колес. Это приводит к усиленному износу боковой грани головки наружного рельса и развитию дефектов контактно-усталостного происхождения.

Поверхность катания головки рельса Р65 [95], массово применяемого в странах СНГ, имеет симметричное относительно вертикальной оси поперечное очертание, состоящее из круговых кривых с радиусами 15-80-500-80-15 мм (рис. 5.1.).

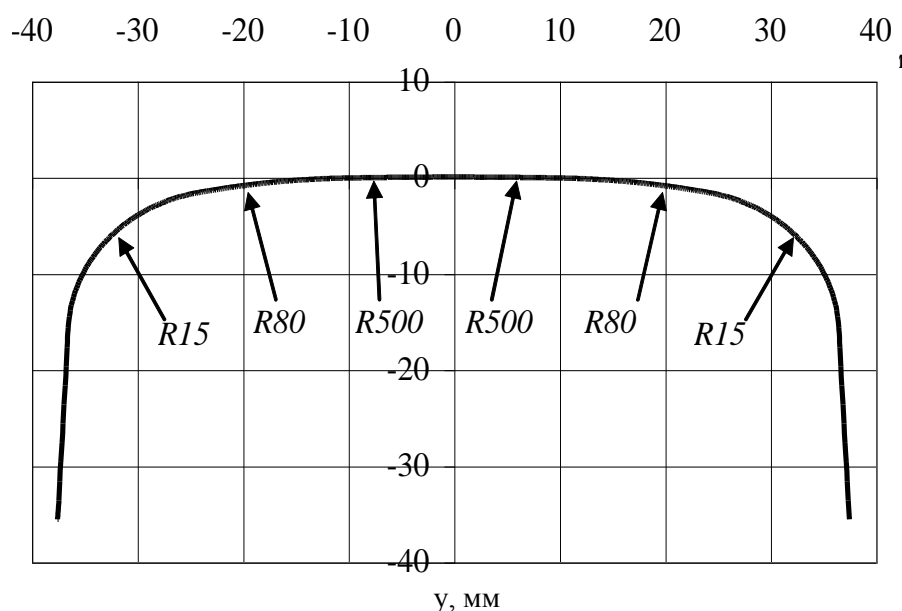


Рис. 5.1. Серийно применяемый профиль головки рельса Р65

Эти рельсы хорошо работают в прямолинейных участках пути, но в наружных нитях кривых малого и среднего радиуса они подвержены значительному боковому износу. Поэтому, наряду с такими мерами по

улучшению взаимодействия вагонов и пути в кривых как лубрикация и шлифование рельсов Р65 одной из важнейших задач сегодня является создание новых усовершенствованных (с точки зрения снижения бокового износа) профилей головок рельсов для наружных нитей криволинейных участков пути.

#### 5.1. Разработка асимметричного профиля головки рельса со скошенной площадкой на рабочей поверхности

При разработке новой формы профиля головки рельса для наружных нитей кривых основным критерием являлось снижение бокового износа головки рельса. Это может быть достигнуто обеспечением двухточечного контакта между изношенным колесом и рельсом. Одна из точек контакта колеса с рельсом должна быть расположена в центральной части головки, а вторая – находиться в зоне его рабочей выкружки и контактировать с галтелью колеса.

Для уменьшения контактных напряжений в паре “колесо-рельс” и улучшения вписывания экипажей в кривые в мировой практике широко применяются рельсы с головкой, профиль которой асимметричен относительно его центральной вертикальной оси. Одним из простейших видов профилей рельсов, получаемых с помощью асимметричного шлифования, является профиль с плоской площадкой на поверхности катания. В этом случае рабочая поверхность головки рельса выполняется скошенной, с наклоном по отношению к горизонтальной оси. Такой подход использован в изобретениях [99, 100].

При выполнении данной работы по усовершенствованию профиля головки рельсов принято во внимание то, что прокатное оборудование заводов, которые изготавливают рельсы, отлажено под производство только рельсов Р65, а перенастройка этого оборудования требует огромных материальных затрат, которые не могут быть сделаны в одночасье. Поэтому

было принято решение на первом этапе создать новые профили головок рельсов для наружных нитей кривых, которые минимально отличались бы от серийного профиля Р65. В результате для начала были разработаны недорогие (которые наиболее просто изготовить) профили головок рельсов И37 и И41, приведенные на рис. 5.2 и 5.3.

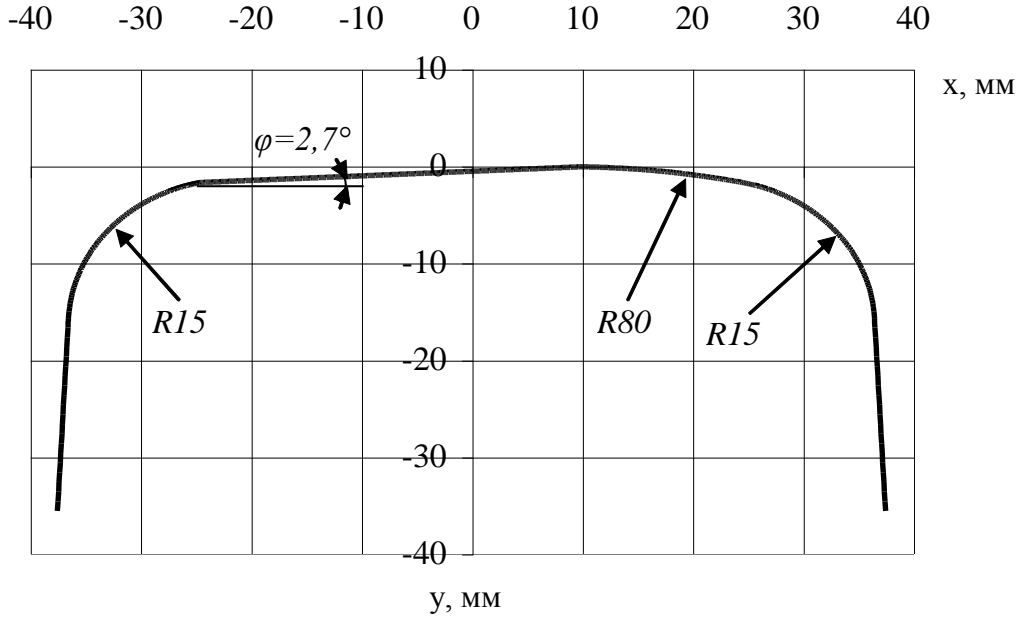


Рис. 5.2. Асимметричный профиль головки рельса И37

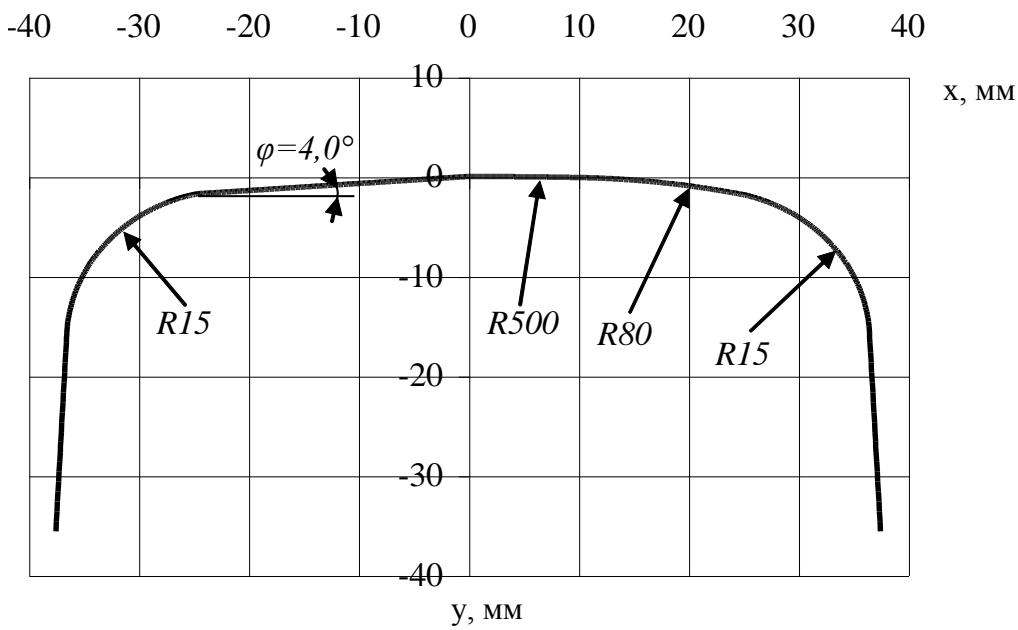


Рис. 5.3. Асимметричный профиль головки рельса И41

Размер и положение площадки на этих профилях подобраны так, чтобы при взаимодействии с изношенным колесом одна точка контакта находилась в зоне взаимодействия с галтелью колеса, а вторая - в центральной части головки рельса (И41) или сдвинута от центра на 10 мм в сторону нерабочей грани (И37). При этом углы наклона скошенной части по отношению к горизонтальной оси для профилей И37 и И41 составляют соответственно  $2,7^\circ$  и  $4^\circ$ , что согласуется с величинами наклона прямолинейного участка верхней части изношенных головок рельсов Р65 (см. раздел 2).

Предполагается, что наличие на головке рельса площадки (с указанными выше параметрами) позволит в начальный период эксплуатации при взаимодействии с изношенным колесом обеспечить две точки контакта в верхней части головки и тем самым несколько снизить величину поперечного смещения колеса относительно наружного рельса кривой. Благодаря этому снижается вероятность интенсивного бокового износа головки рельса.

Профили И37 и И41 могут быть получены путем шлифования или фрезерования головки неизношенного рельса Р65 (наибольшая глубина снимаемого металла не превышает 1 мм), что позволит значительно удешевить их внедрение.

Принимая во внимание то, что рельсы являются наиболее дорогим элементом верхнего строения пути и приобретение новых рельсов для их последующего репрофилирования требует значительных капиталовложений, было принято решение разработать износостойкие профили для кривых на основе изношенного профиля Р65, чтобы обеспечить внедрение таких профилей в кратчайшие сроки путем репрофилирования (с небольшим снятием металла) изношенных рельсов. В результате были разработаны ремонтные профили И38 и И42 (рис. 5.4, 5.5), получаемые из малоизношенных рельсов Р65. Их очертания можно получить шлифованием или фрезерованием уложенных в наружные нити кривых и изношенных до

определенной степени рельсов Р65. Геометрические параметры данных профилей подобраны так, чтобы перераспределить нагрузку от колеса ближе к наружной (нерабочей) части головки рельса и предотвратить интенсивный контакт гребня с внутренней боковой поверхностью головки.

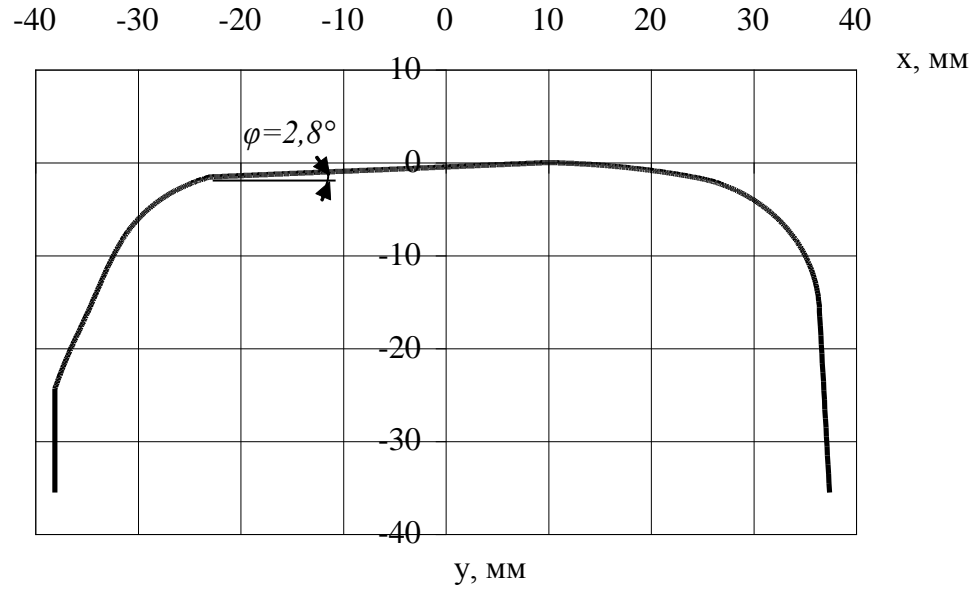


Рис. 5.4. Асимметричный ремонтный профиль головки рельса И38

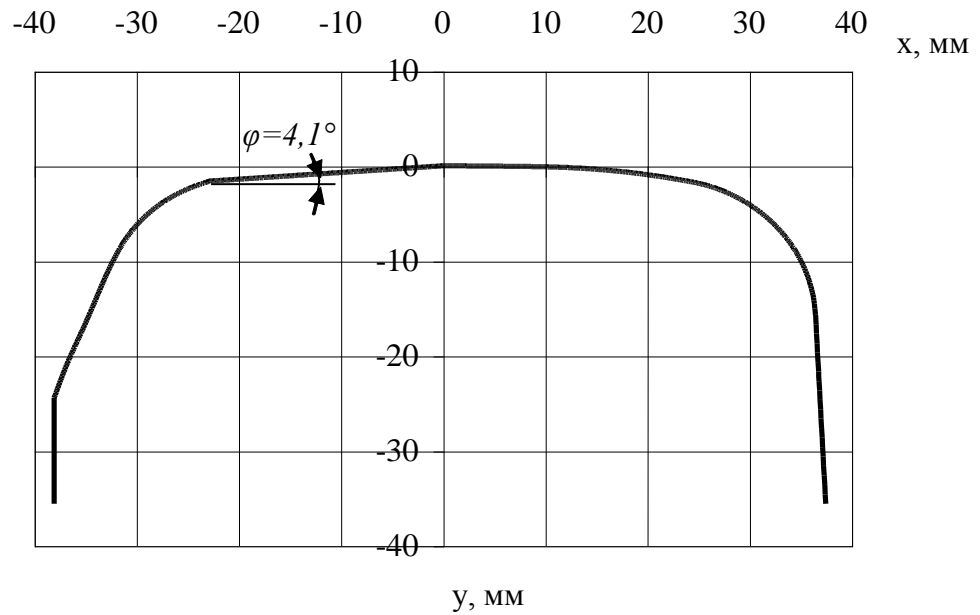


Рис. 5.5. Асимметричный ремонтный профиль головки рельса И42

## 5.2. Разработка более рационального профиля головки рельса

При разработке более эффективного (с точки зрения снижения бокового износа) профиля головки рельса учтен накопленный в мире опыт по созданию и применению различных профилей рельсов для наружных нитей кривых. Верхняя часть рабочей поверхности нового профиля головки рельса И23 (рис. 5.6) имеет увеличенную по сравнению со стандартным рельсом Р65 выпуклость с радиусом кривизны 250 мм. При выборе этого радиуса учтен опыт создания профилей головок рельсов и их эксплуатации на североамериканских железных дорогах. Это позволяет уменьшить контактное взаимодействие колес подвижного состава с зоной бокового закругления головки вследствие рассредоточения (со смещением к центру головки) мест приложения вертикальных нагрузок. Радиусы в зоне бокового закругления ( $R_1$ ) и в переходной зоне ( $R_2$ ) головки рельса выбирают из условия обеспечения двухточечного контакта как с неизношенными, так и с изношенными колесами вагонов при их эксплуатации в колее 1520 мм.

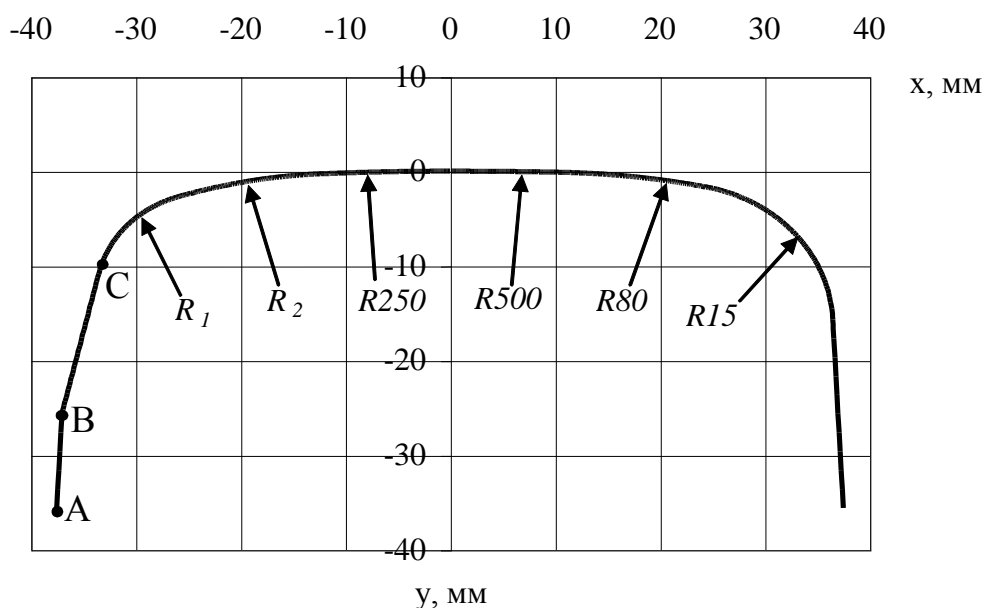


Рис. 5.6. Профиль головки рельса И23

При разработке профиля поставлено дополнительное условие: в точках сопряжения участков кривой, описывающей рабочую поверхность головки рельса, производные от очертаний соседних участков должны быть равны. Таким путем достигается бóльшая гладкость этой кривой.

Увеличение в рельсе И23, по сравнению со стандартным рельсом, наклона боковой рабочей грани головки на отрезке прямой ВС (см. рис. 5.6) позволяет перенести контакт с боковой грани рельса на его выкружку. Наклон боковой грани 1:20 оставлен только на отрезке АВ.

Таким образом, рабочая часть профиля головки рельса И23 будет образована круговыми кривыми с радиусами  $R_1$ -  $R_2$ -250 мм, а его нерабочая часть соответствует профилю рельса Р65 (500-80-15 мм).

### 5.3. Разработка профиля головки рельса, обеспечивающего конформный контакт с колесом

При конформном взаимодействии колеса с рельсом имеют место наибольшая площадка контакта и наименьшие контактные напряжения в сравнении с другими формами контакта (одноточечный и двухточечный). Колесо и рельс, обеспечивающие конформный контакт поверхностей катания, долго сохраняют свою форму и имеют наилучшие показатели с точки зрения долговечности.

Контакт считается плотно конформным, если зазор между недеформированными колесом и рельсом не превышает 0,1 мм. В нагруженном состоянии из-за упругой деформации контактной пары зазор практически исчезает, что приводит к увеличению пятна контакта [42].

На рис. 5.7 показан разработанный для наружных нитей кривых профиль головки рельса К13. Этот профиль имеет конформный контакт на участке АВ (зона рабочей выкружки и прилегающие участки зоны гребневого контакта и центральной части) со среднеизношенным колесом стандартного профиля. Конформность достигается за счет того, что участок

АВ повторяет очертание профиля поверхности катания среднеизношенного колеса в зоне, которая контактирует с головкой рельса при смещении колеса на величину зазора в колее.

Нерабочая часть профиля головки рельса К13 повторяет очертание неизношенного профиля Р65 (радиусы 500, 80, 15 мм).

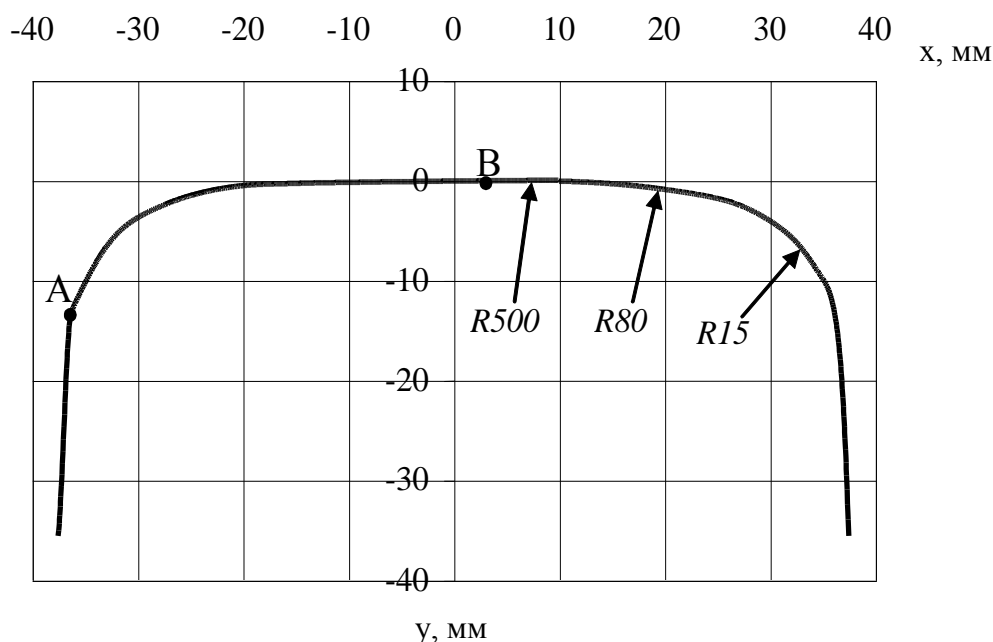


Рис. 5.7. Профиль головки рельса К13

#### 5.4. Оценка устойчивости вагона при движении в кривой

При внедрении рельсов с новыми профилями головок обязательным условием является обеспечение безопасности движения поездов. Основным критерием безопасности хода вагона при вписывании в кривые является коэффициент запаса устойчивости колесной пары против схода с рельсов [112]. Этот коэффициент проверяется для наиболее опасных случаев сочетания большой поперечной силы взаимодействия набегающего колеса с рельсом и малой вертикальной нагрузки на это колесо. При одновременном в течение некоторого времени действии такого сочетания указанных сил возможно вкатывание (“вползание”) гребня набегающего колеса на головку рельса и последующий сход вагона с рельсов.

Согласно нормативным документам [112] коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельса (по условию вкатывания) определяется выражением:

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_e}{P_o} \geq [K_{yc}], \quad (5.1)$$

где  $\beta$  – угол наклона образующей конусообразной поверхности гребня колеса с горизонталью, который для неизношенного стандартного колеса принимался равным  $60^\circ$ , для изношенного колеса -  $69^\circ$ ;

$\mu$  – коэффициент трения контактных поверхностей колес и рельсов ( $\mu = 0,25$ );

$P_e$  – вертикальная нагрузка от набегающего колеса на рельс;

$P_o$  – боковое усилие взаимодействия гребня набегающего колеса и головки рельса;

$[K_{yc}]$  – допускаемое значение коэффициента запаса устойчивости ( $[K_{yc}] = 1,3$ ).

В ходе данного исследования проведены расчеты коэффициента  $K_{yc}$  полувагона, оборудованного стандартными неизношенными и изношенными колесами, для случаев его движения в порожнем и груженом состояниях со скоростью 60 км/ч по круговой кривой радиуса 300 м, имеющей различные профили головки наружного рельса.

Результаты расчетов коэффициентов запаса устойчивости  $K_{yc}$  для различных вариантов контактной пары “колесо-рельс” приведены в таблице 5.1.

Как видно из табл. 5.1, при движения вагона как с неизношенными, так и изношенными колесами по кривой с предлагаемыми профилями головок рельсов значения коэффициентов запаса устойчивости  $K_{yc}$  экипажа и в груженом, и в порожнем состояниях существенно превышают минимально допускаемый уровень (1,3). В случае взаимодействия рельса с профилем К13 и изношенного колеса имеет место конформный контакт, поэтому для

расчета коэффициента  $K_{yc}$  выражение (5.1) непригодно. Однако анализ результатов интегрирования дифференциальных уравнений движения вагона, приведенных в третьем разделе, показал, что вкатывание изношенного колеса на рельс с профилем К13 не происходит.

Таблица 5.1.

Значения коэффициентов запаса устойчивости колесной пары против схода с рельса для различных вариантов контактной пары “колесо-рельс”

Профиль головки рельса	Значения коэффициента запаса устойчивости $K_{yc}$ вагона	
	груженого	порожного
взаимодействие с неизношенными колесами		
Р65	2,91	2,01
И37	2,90	2,07
И41	2,92	2,00
И38	2,93	2,19
И42	2,92	2,13
И23	2,91	2,50
К13	2,92	2,03
взаимодействие с изношенными колесами		
Р65	2,92	2,16
И37	3,10	2,04
И41	3,13	2,08
И38	3,13	2,62
И42	3,10	2,16
И23	2,92	2,69

Таким образом, при использовании рельсов с разработанными профилями головок И37, И41, И38, И42, И23, К13 обеспечивается достаточная устойчивость колесной пары против схода с рельса.

### 5.5. Оценка износа головок рельсов при вписывании вагона в кривые малого радиуса

В данной работе выполнена оценка интенсивности бокового износа головок наружных рельсов с профилями Р65, И37, И41, И38, И42, И23 и К13 при вписывании грузового вагона в кривые малого радиуса. Внутренний рельс во всех случаях полагался одним и тем же – Р65.

Расчеты по определению значений показателя износа рельсов проводились для случая движения груженого полувагона, оборудованного серийными тележками модели 18-100 с неизношенными (толщина гребня 33 мм) и среднеизношенными (толщина гребня 29 мм) колесами стандартного профиля при скорости 60 км/ч по кривой радиусом 300 м.

Следует отметить, что для теоретической оценки износостойкости рельсов наиболее важным представляется анализ показателей их износа при взаимодействии с изношенными колесами. Это связано с тем, что в общем количестве колес, используемых на железных дорогах, доля неизношенных колес весьма невелика.

Найденные в результате расчетов значения показателя бокового износа ( $A_B$ ) головки рельса показаны на рис. 5.8 и 5.9.

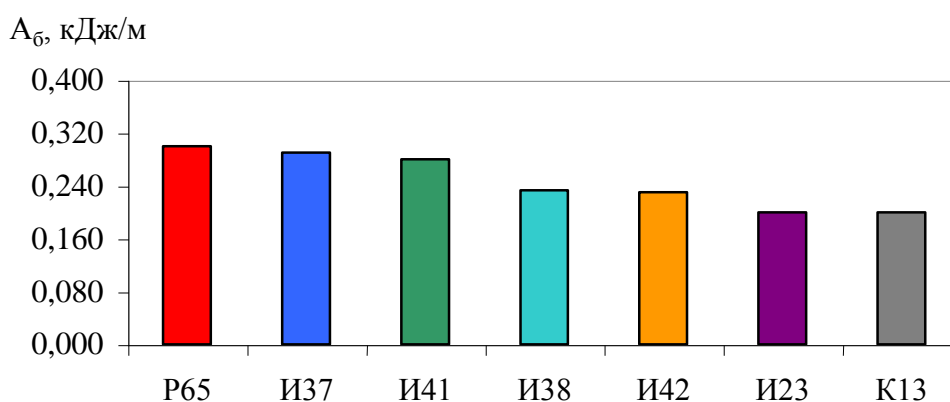


Рис. 5.8. Показатель бокового износа  $A_B$  головок рельсов различного профиля при их взаимодействии с неизношенными стандартными колесами

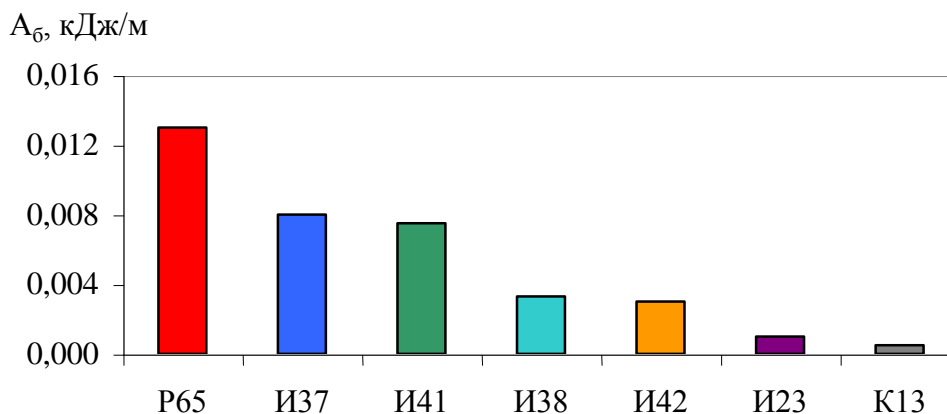


Рис. 5.9. Показатель бокового износа  $A_b$  головок рельсов различного профиля при их взаимодействии со среднеизношенными стандартными колесами

В данном исследовании показатель суммарного бокового износа головки рельса  $A_b$  рассчитывался с помощью выражения (4.1) (см. раздел 4). Этот показатель характеризует удельную работу касательных сил взаимодействия системы “колесо-рельс” в зоне рабочей грани головки наружного рельса кривой.

Анализ приведенных на рис. 5.8 и 5.9 данных показывает, что уровень показателя бокового износа  $A_b$  рельсов с профилями P65, И37 и И41 при использовании неизношенных стандартных колес примерно одинаков и выше, чем аналогичный показатель рельсов с профилями И38, И42, И23 и К13. При взаимодействии среднеизношенного колеса с наружным рельсом кривой рельсы с разработанными профилями имеют заметно меньший боковой износ головки, чем серийный рельс P65.

Таким образом, использование в кривых малого радиуса наружных рельсов с головками И37, И41, И38, И42, И23 и К13 позволит уменьшить износ боковой грани рабочей поверхности головки рельса в первую очередь при взаимодействии с изношенными колесами, число которых в эксплуатации значительно больше, чем новых. Наименьшие показатели бокового износа имеют головки рельсов с профилями И23 и К13.

## 5.6. Исследование напряженно-деформированного состояния контактной пары "колесо-рельс"

При внедрении новых профилей головок рельсов необходимо быть уверенным, что предлагаемые решения не ухудшают напряженно-деформированного состояния (НДС) системы "колесо-рельс". Исходя из этого, с помощью метода конечных элементов, были проведены расчеты контактного взаимодействия неизношенных (толщина гребня 33 мм) и изношенных (толщина гребня 29 мм) стандартных колес с рельсами, имеющими предлагаемые профили И37, И41, И38, И42, И23 и К13, а также, для сравнения, со стандартным рельсом Р65. Исходные данные для расчета НДС контактной пары "колесо-рельс" приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2.

Исходные данные для расчета НДС контактной пары "колесо-рельс"

Контактная пара	$P$ , кН	$y$ , мм
Р65 - неизношенное колесо	126,6	12,6
И37 - неизношенное колесо	125,9	12,5
И41 - неизношенное колесо	125,6	12,6
И38 - неизношенное колесо	126,6	15,0
И42 - неизношенное колесо	126,7	15,3
И23 - неизношенное колесо	127,4	12,6
К13 - неизношенное колесо	126,3	11,0
Р65 - среднеизношенное колесо	126,0	15,7
И37 - среднеизношенное колесо	123,5	12,2
И41 - среднеизношенное колесо	128,4	13,3
И38 - среднеизношенное колесо	125,5	14,1
И42 - среднеизношенное колесо	130,9	15,0
И23 - среднеизношенное колесо	128,1	16,5
К13 - среднеизношенное колесо	126,9	14,3

В качестве исходных данных для расчета НДС приняты вертикальная динамическая сила  $P$ , передаваемая от колеса на рельс, и горизонтальное поперечное перемещение  $y$  колеса относительно рельса под действием боковой силы (с учетом уширения колеи до 1530 мм).

Приведенные в табл. 5.2 величины были получены в результате численного решения дифференциальных уравнений движения груженого полувагона, оборудованного серийными тележками модели 18-100, по кривой радиусом 300 м со скоростью 60 км/ч.

Расчетная схема и конечноэлементная сетка модели контактной пары “колесо-рельс”, предусматривающая сгущение сетки в зонах контакта, описаны в разделе 4.

На рис. 5.10 - 5.23 показаны результаты расчета эквивалентных напряжений (по Мизесу) при заданных условиях нагружения для вышеуказанных вариантов контактной пары.

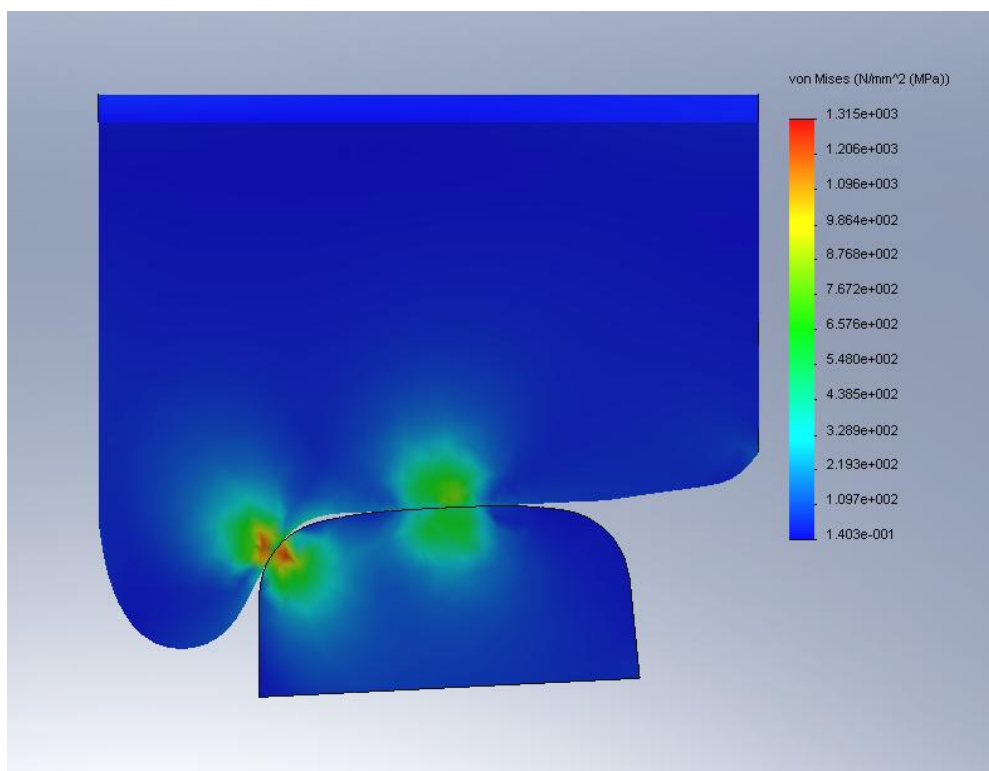


Рис. 5.10. Эпюры напряжений контактной пары  
“рельс Р65-стандартное неизношенное колесо”

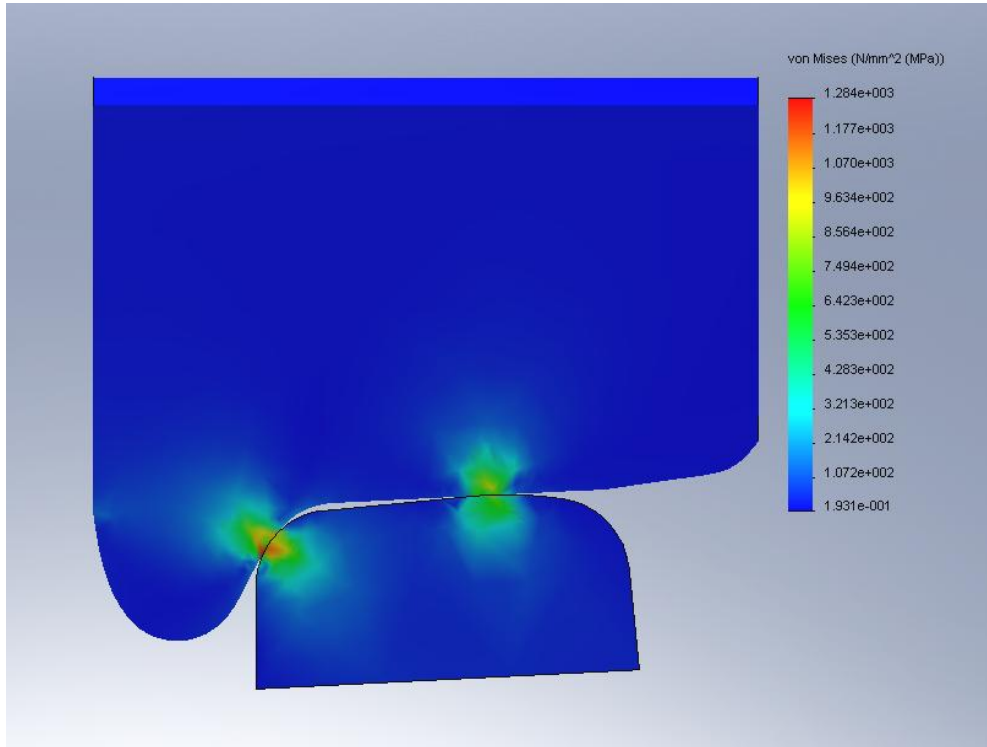


Рис. 5.11. Эпюры напряжений контактной пары  
 “рельс И37-стандартное неизношенное колесо”

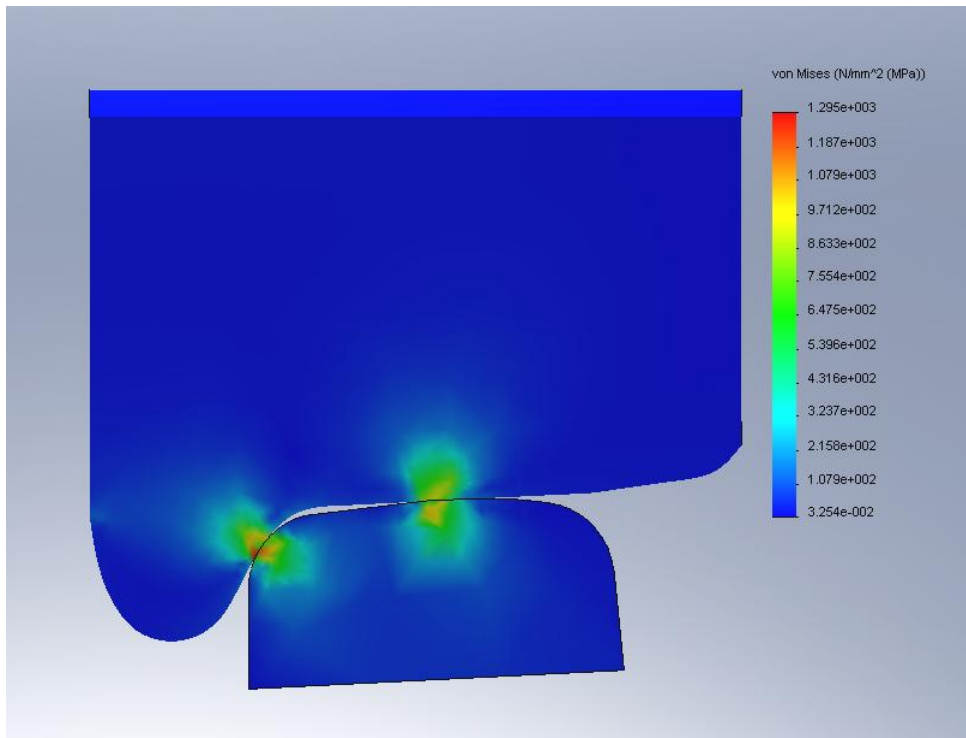


Рис. 5.12. Эпюры напряжений контактной пары  
 “рельс И41-стандартное неизношенное колесо”

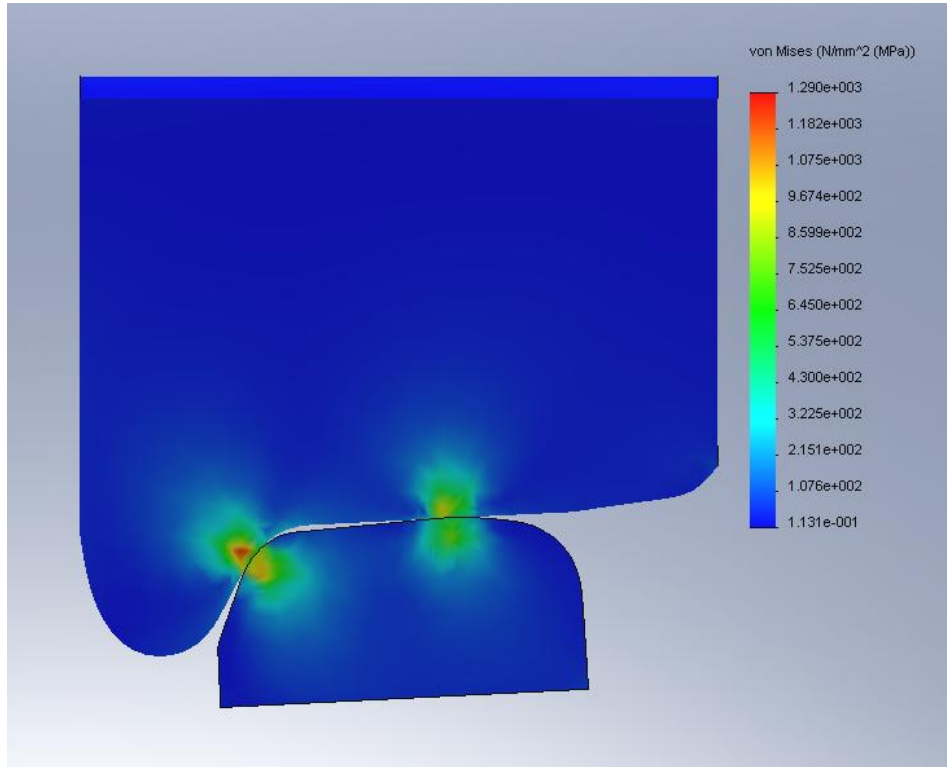


Рис. 5.13. Эпюры напряжений контактной пары  
 “рельс И38-стандартное неизношенное колесо”

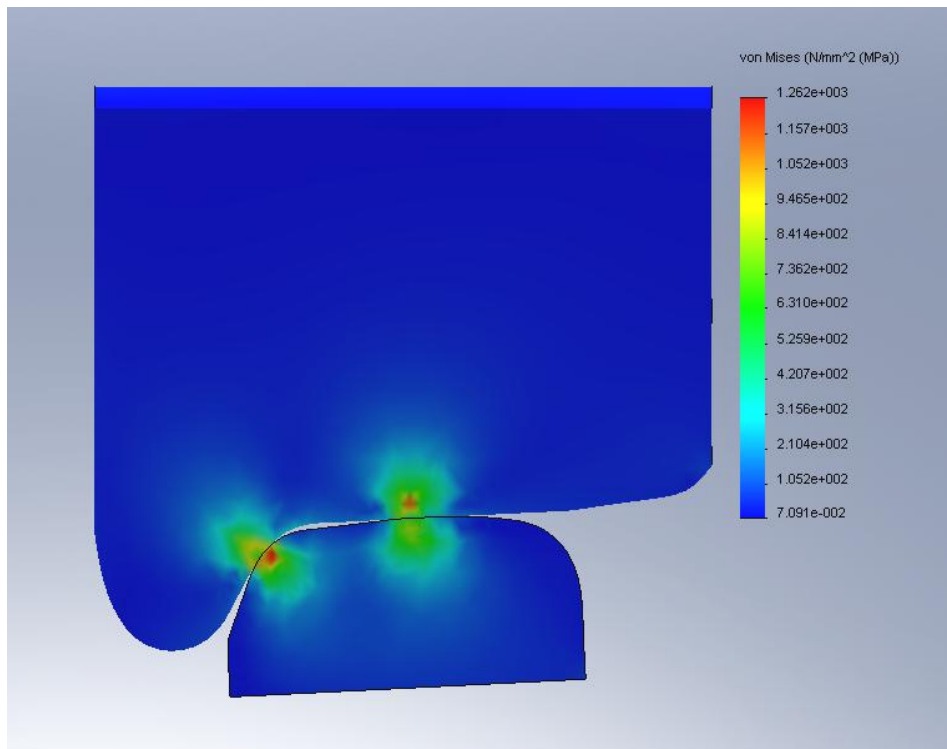


Рис. 5.14. Эпюры напряжений контактной пары  
 “рельс И42-стандартное неизношенное колесо”

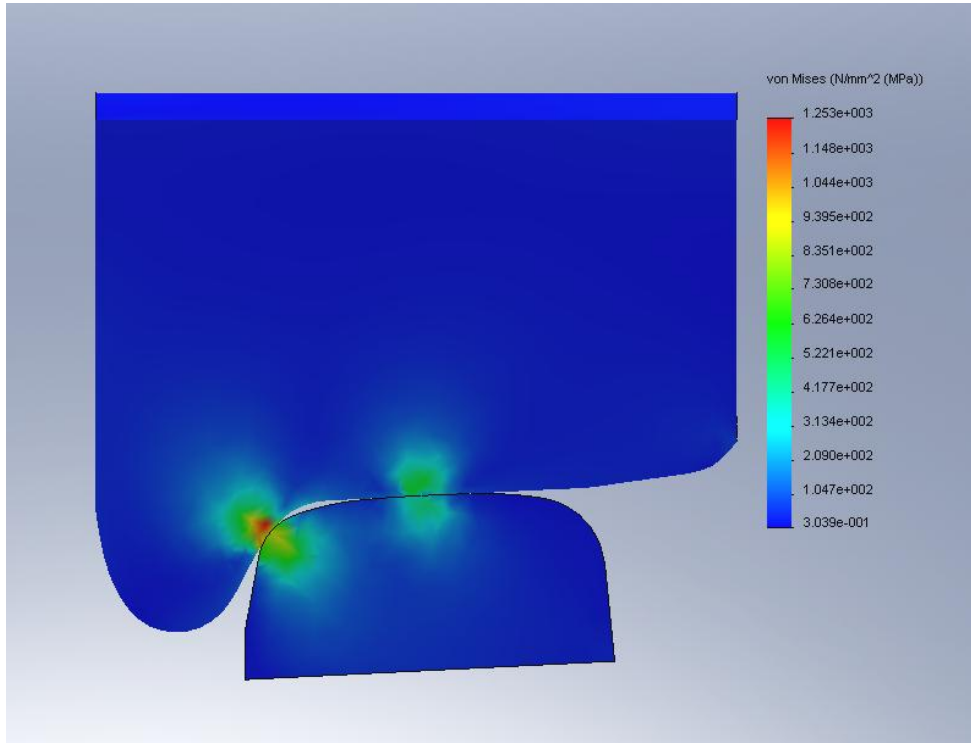


Рис. 5.15. Эпюры напряжений контактной пары  
 “рельс И23-стандартное неизношенное колесо”

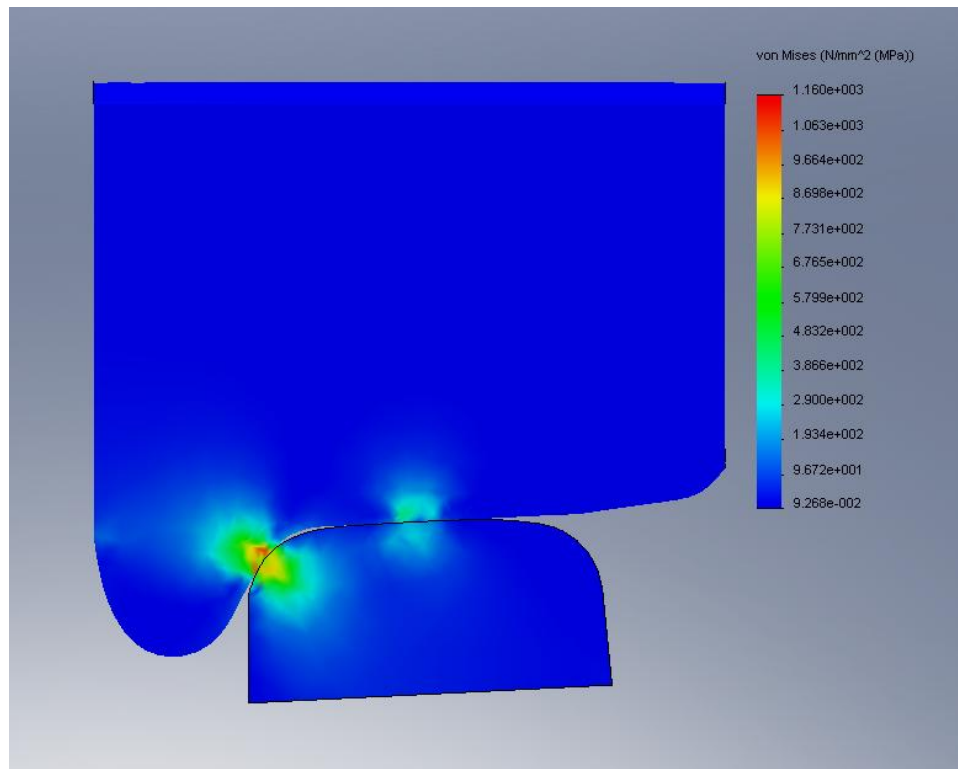


Рис. 5.16. Эпюры напряжений контактной пары  
 “рельс К13-стандартное неизношенное колесо”

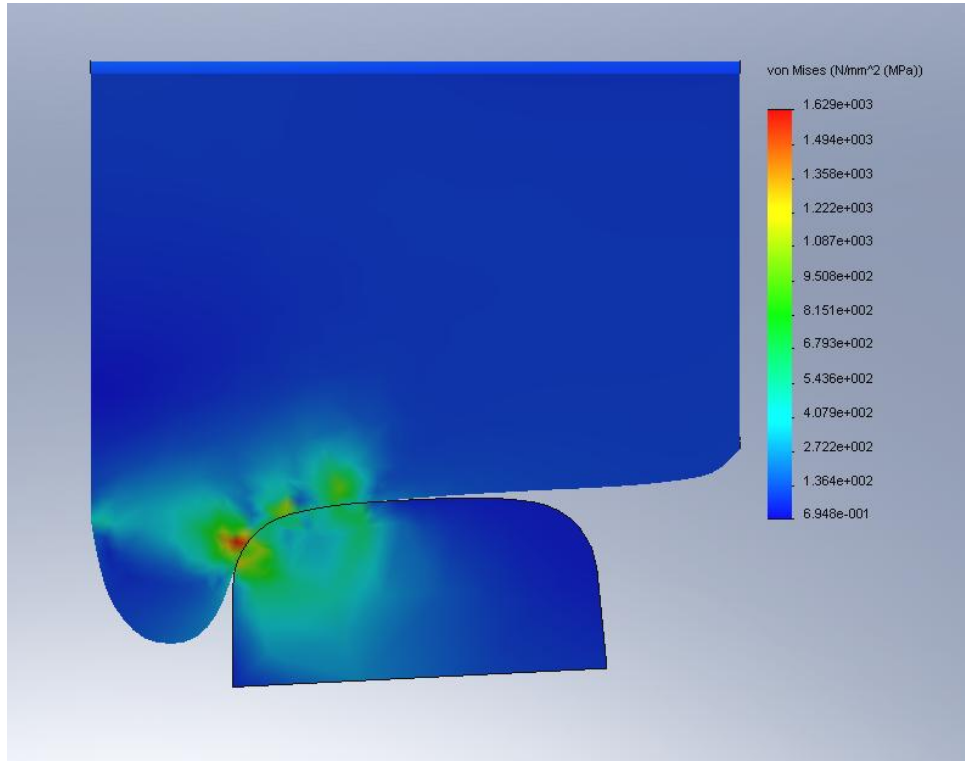


Рис. 5.17. Эпюры напряжений контактной пары  
 “рельс Р65-стандартное изношенное колесо”

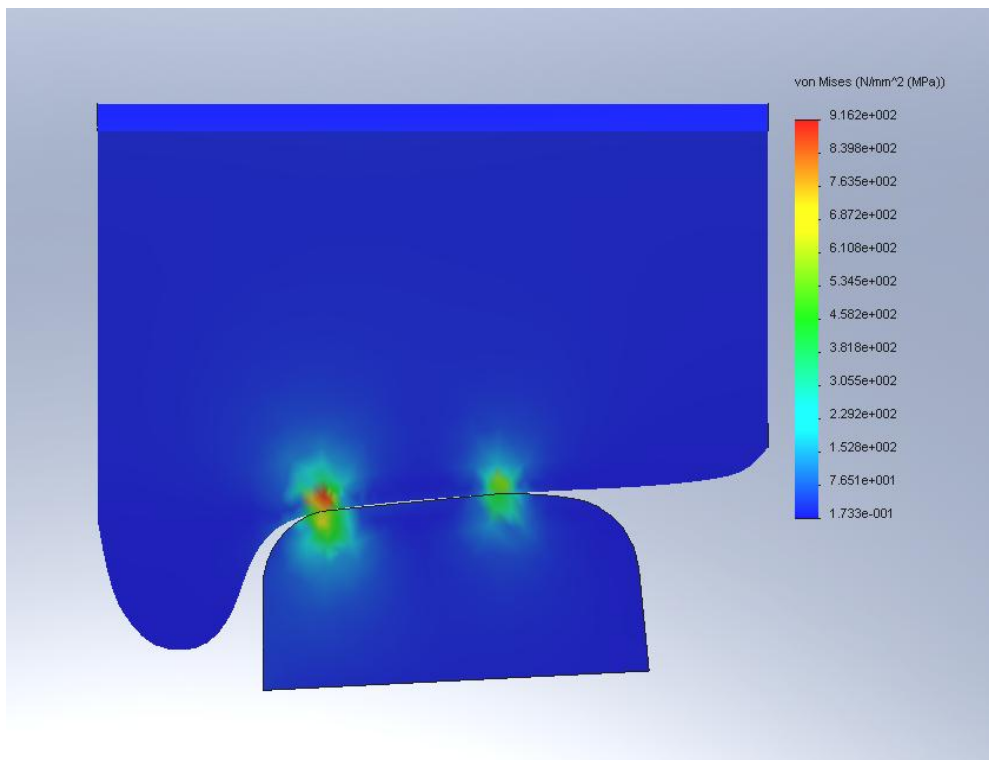


Рис. 5.18. Эпюры напряжений контактной пары  
 “рельс И37-стандартное изношенное колесо”

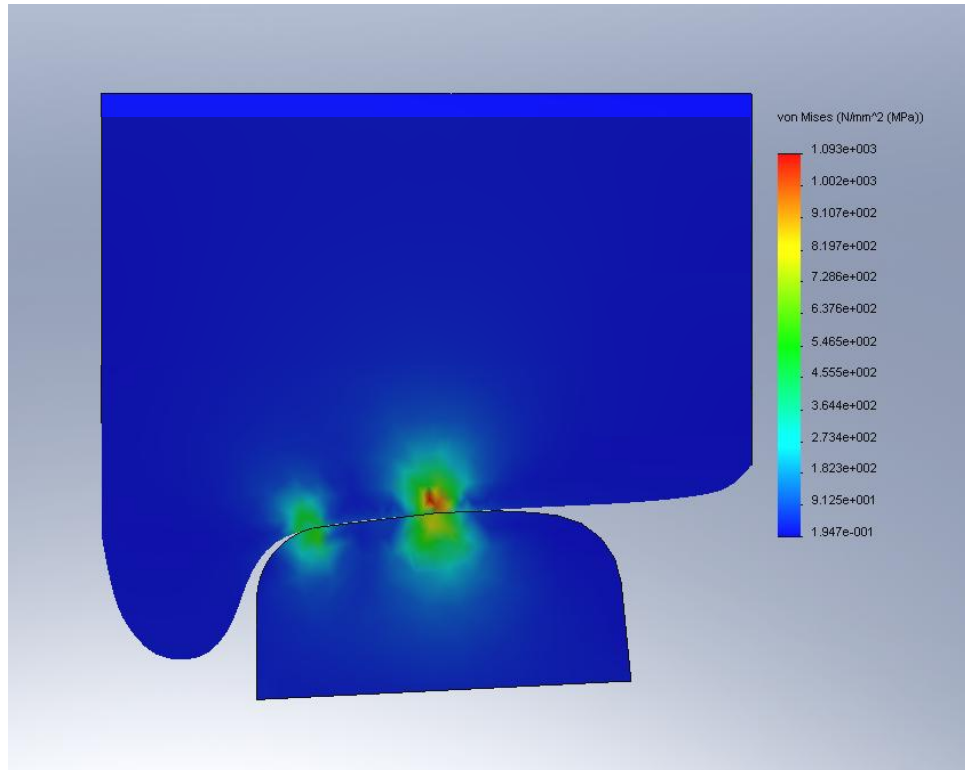


Рис. 5.19. Эпюры напряжений контактной пары  
“рельс И41-стандартное изношенное колесо”

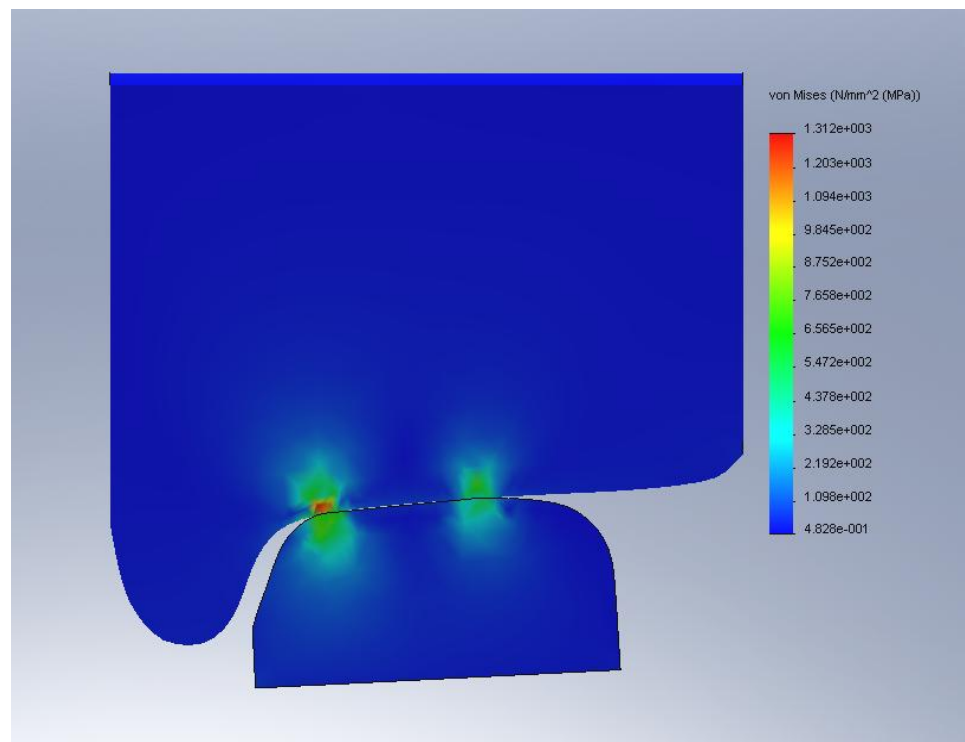


Рис. 5.20. Эпюры напряжений контактной пары  
“рельс И38-стандартное изношенное колесо”

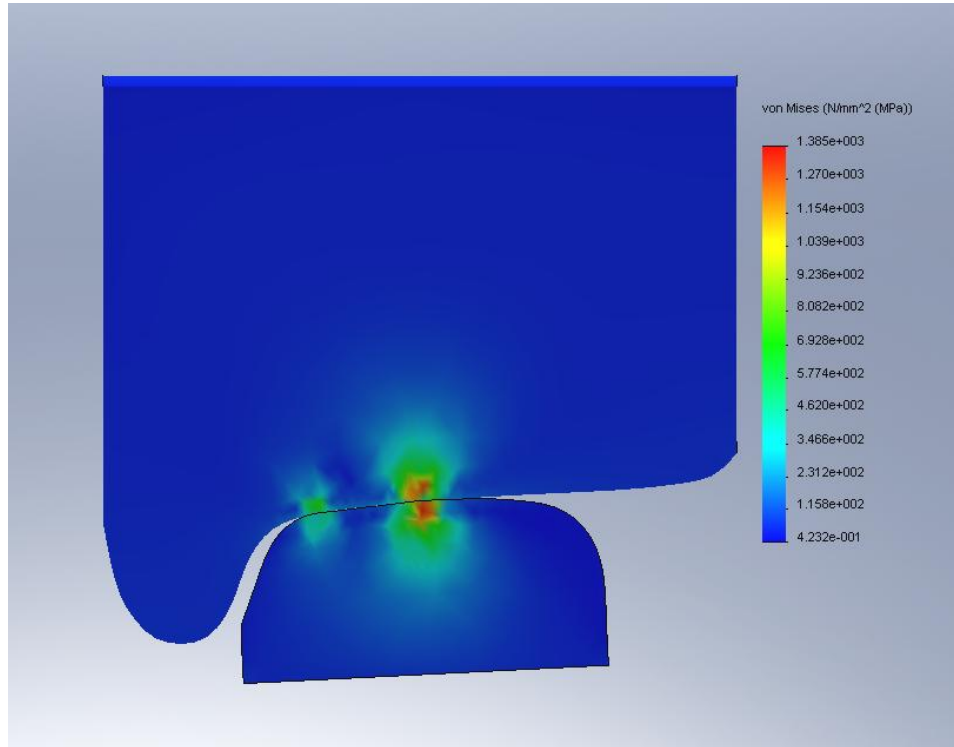


Рис. 5.21. Эпюры напряжений контактной пары  
“рельс И42-стандартное изношенное колесо”

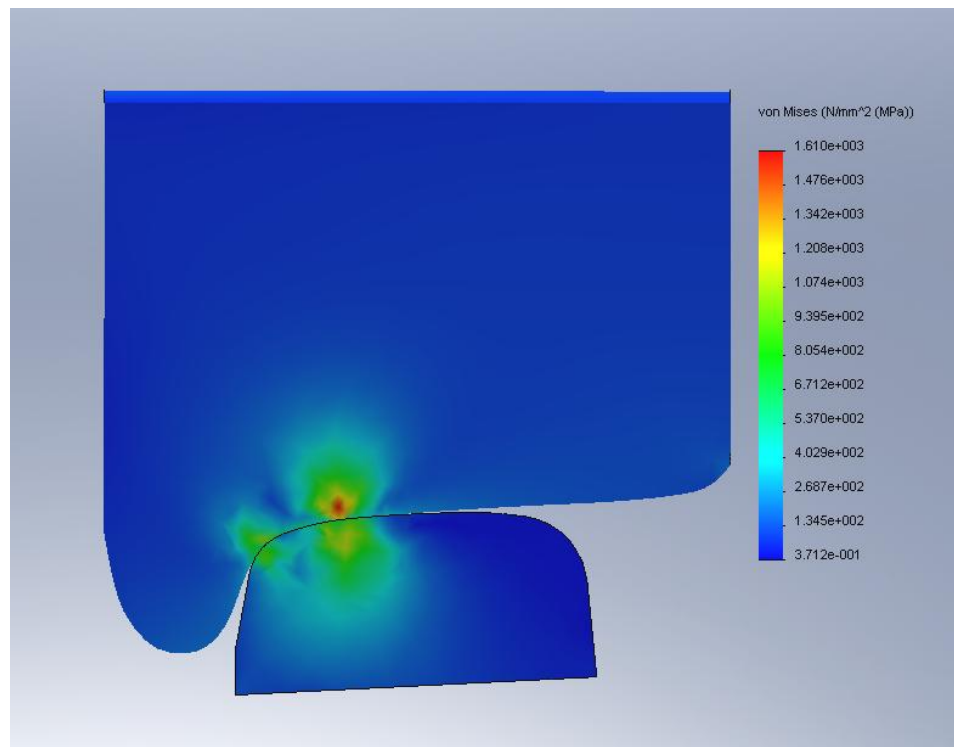


Рис. 5.22. Эпюры напряжений контактной пары  
“рельс И23-стандартное изношенное колесо”

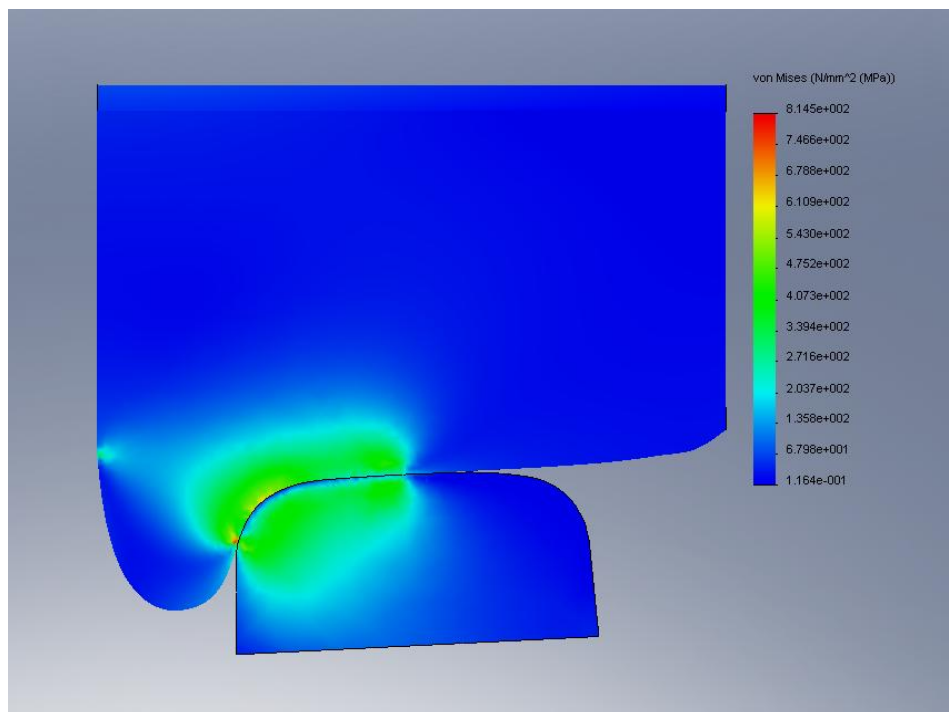


Рис. 5.23. Эпюры напряжений контактной пары  
“рельс К13-стандартное изношенное колесо”

Из приведенных рисунков видно, что при взаимодействии в наружной нити криволинейного участка пути неизношенных стандартных колес с рельсами, имеющими профили Р65, И37, И41, И38, И42, И23 и К13 (рис. 5.10 - 5.16) имеет место двухточечный контакт, при котором одна точка контакта располагается в верхней части головки рельса, а вторая - в зоне его боковой грани. При взаимодействии изношенных стандартных колес и рельсов с разработанными профилями головки И37, И41, И38, И42, И23 наблюдается также двухточечный контакт, однако вторая точка контакта смещена из зоны бокового износа ближе к центральной части головки рельса (рис. 5.18 - 5.22). Взаимодействие изношенного стандартного колеса с рельсом К13 обеспечивает конформный контакт (рис. 5.23).

Из рис. 5.18 - 5.21 видно, что при наличии на головке рельса площадки (профили И37, 41, 38, 42) величина поперечного смещения изношенного колеса относительно рельса позволяет вагону проходить кривую без касания гребнем о боковую поверхность головки рельса. Это не означает, что указанное касание вообще не происходит. Здесь показано, что площадка

позволяет набегающему колесу значительную часть кривой проходить именно в указанном на данных рисунках положении.

В таблице 5.3 показаны максимальные значения контактных напряжений в головках рельсов с разработанными профилями, отнесенные к максимальным значениям напряжений в соответствующих участках серийной головки рельса Р65, при взаимодействии с неизношенными и изношенными колесами стандартного профиля.

Таблица 5.3.

Относительные значения максимальных контактных напряжений

в новых профилях головок рельсов  $\sigma_{И} / \sigma_{Р65}$

Профиль головки рельса	Участки профиля головки рельса		
	середина головки	боковое закругление	зона бокового износа
взаимодействие с неизношенными колесами			
И37	1,03	0,92	0,95
И41	1,72	0,88	0,95
И38	1,33	0,80	0,84
И42	1,40	0,96	0,91
И23	0,77	0,72	0,68
К13	0,50	0,64	0,95
взаимодействие с изношенными колесами			
И37	0,68	0,64	-
И41	1,24	0,50	-
И38	0,76	0,68	-
И42	1,97	0,41	-
И23	1,74	0,82	-
К13	0,61	0,36	0,41

Как видно из таблицы 5.3, при взаимодействии неизношенного колеса с рельсами, головки которых имеют профили И37, И41, И38, И42, не происходит ухудшения НДС в зоне бокового закругления (выкружки) и бокового износа рельса (12 мм от вершины головки). При этом наблюдается некоторое увеличение контактных напряжений (по сравнению с серийным профилем Р65) в средней части головки рельса, что, в общем, не является отрицательным фактором. При использовании профилей И23 и К13 контактные напряжения в головке рельса значительно ниже, чем у серийного рельса, особенно в зоне бокового износа.

Применение разработанных профилей головки рельса И37, И41, И38, И42, И23 способствует снижению интенсивности контакта в зоне бокового износа рельса при взаимодействии с изношенным стандартным колесом. При этом, в отличие от серийного профиля Р65, наибольшие контактные напряжения сосредоточены в средней части головки рельса и в некоторой степени в зоне его бокового закругления (выкружки). В случае использования профиля головки рельса К13 контактные напряжения равномерно распределены по всей поверхности контакта изношенного колеса с головкой рельса, что свидетельствует о конформности их взаимодействия и, как ожидается, рабочие поверхности данной контактной пары будут сохранять свою форму в эксплуатации наиболее длительное время.

### 5.7. Выводы к разделу 5

1. С целью улучшения взаимодействия вагонов и железнодорожного пути разработаны профили головки рельса И37, И41, И38, И42, И23 и К13, предназначенные для применения в наружных нитях кривых малого и среднего радиуса.

2. Выполненные расчеты показывают, что при движении вагона в кривой с разработанными профилями головок рельсов обеспечивается достаточная устойчивость колесной пары против схода с рельса.

3. Результаты расчета показателя износа показывают, что применение рельсов с разработанными профилями головки И37, И41, И38, И42, И23 и К13 взамен серийного рельса Р65 позволяет в различной степени снизить интенсивность бокового износа рельсов в наружных нитях кривых.

4. Установлено, что применение разработанных профилей головок рельсов существенно улучшает напряженно-деформированное состояние контактной пары “колесо-рельс” при взаимодействии с изношенными колесами.

5. Наибольший эффект по снижению бокового износа рельса и уменьшению контактных напряжений на его боковой грани можно получить за счет применения рельсов с профилями И23 и К13 однако изготовление таких рельсов требует значительных материальных затрат, так как их очертания существенно отличаются от серийного профиля Р65. Профили со скошенной площадкой на рабочей поверхности (И37, И38, И41, И42) мало отличаются от серийно применяемых рельсов Р65 (неизношенных и изношенных), что позволит удешевить их внедрение. Благодаря перечисленным выше преимуществам разработанных профилей можно получить существенное увеличение срока службы рельсов в кривых по сравнению с применяемыми рельсами Р65.

## РАЗДЕЛ 6

### ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДИАГОНАЛЬНЫХ СВЯЗЕЙ В КОМПЛЕКСНО МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ ТЕЛЕЖКАХ

Начиная с 2000 г. в Украине успешно проводится комплексная модернизация тележек грузовых вагонов, предложенная ИТМ НАНУ и НКАУ. Одним из путей дальнейшего усовершенствования модернизации тележек может быть установка диагональных связей между боковыми рамами. Применение диагональных связей между боковыми рамами тележки является одним из наиболее перспективных путей уменьшения износа колес и рельсов. Предположительно эти связи могут уменьшить угол набегания колес на рельсы в кривых, способствовать снижению уровня сил взаимодействия в контакте “колесо-рельс”, тем самым улучшить условия взаимодействия вагона и пути. Вследствие этого может значительно замедлиться износ колес и рельсов.

В данном разделе проведена оценка влияния толщины гребня неизношенных и изношенных колес на их износ и динамические качества полувагона с трехэлементными комплексно модернизированными тележками модели 18-100, дополнительно оборудованными диагональными связями между боковыми рамами. Рассматривались колеса, имеющие профиль ИТМ-73 с разной первоначальной толщиной гребней: 33, 31, 29 и 27 мм. Типовые формы изношенных профилей ИТМ-73 приведены во втором разделе. Исследовалось взаимодействие таких колес с неизношенным рельсом Р65.

#### 6.1. Описание конструкции тележки с диагональными связями между боковыми рамами

Теоретические и экспериментальные исследования по оценке динамических качеств тележек с дополнительными связями между боковыми

рамами и колесными парами были проведены доктором Г. Шеффелем [22]. Одним из наиболее простых, с точки зрения конструктивного исполнения, путей создания дополнительных связей в элементах тележки модели 18-100, которые способствуют улучшению динамических качеств грузовых вагонов, является применение диагональных связей между боковыми рамами. Эти связи могут быть выполнены в виде металлических тяг, шарнирно соединяющихся под наддрессорной балкой с кронштейнами на боковых рамах трехэлементной тележки.

В данном исследовании диагональные связи между боковыми рамами приняты одностороннего действия, т.е. работающими только на растяжение. Жесткость диагональных связей в продольном и поперечном направлениях целесообразно принять равной 50 МН/м [115].

Принципиальная схема установки диагональных связей между боковыми рамами трехэлементной тележки показана на рис. 6.1.

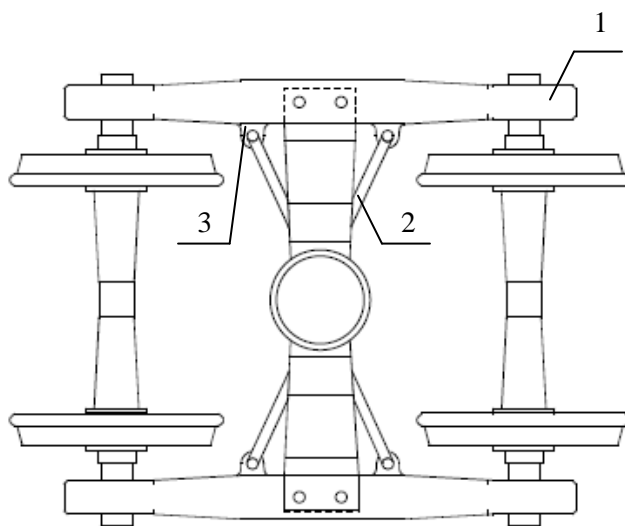


Рис. 6.1. Схема трехэлементной тележки с диагональными связями

между боковыми рамами:

1 - боковая рама тележки;

2 - диагональная связь;

3 - кронштейн.

## 6.2. Моделирование диагональных связей

При моделировании диагональных связей между боковыми рамами тележки (рис. 6.2) продольные перемещения связей 1 и 2 определяются следующим выражением:

$$x_1 = x_2 = b_D \cdot \psi_{нб}, \quad (6.1)$$

где  $b_D$  - расстояние между боковыми рамами;

$\psi_{нб}$  - угол виляния наддрессорной балки тележки.

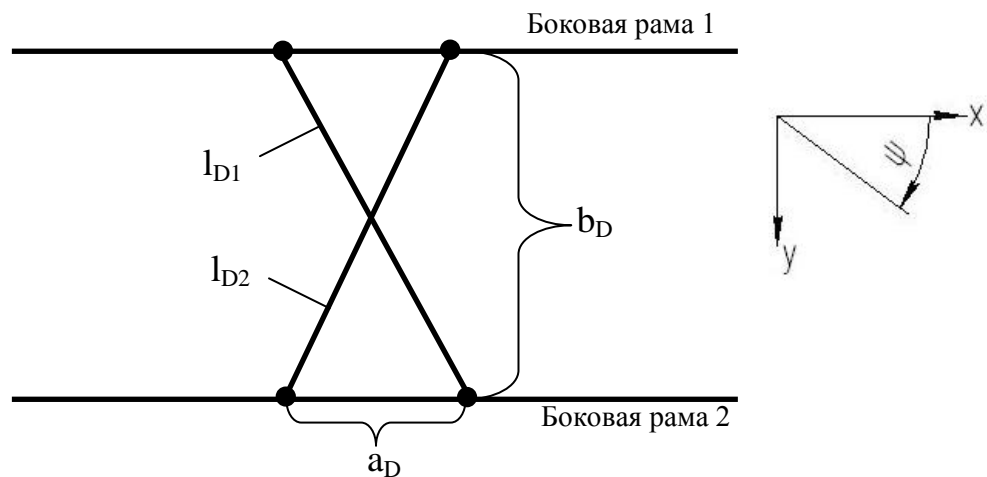


Рис. 6.2. Схема установки диагональных связей между боковыми рамами тележки:

$l_{D1}$ ,  $l_{D2}$  - длины диагональных связей.

Поперечные перемещения точек крепления диагональных связей могут быть определены из выражений:

$$y_1 = y_{61} - y_{62} + a_D/2 \cdot (\psi_{61} - \psi_{62}); \quad (6.2)$$

$$y_2 = y_{61} - y_{62} - a_D/2 \cdot (\psi_{61} - \psi_{62}), \quad (6.3)$$

где  $y_{61}$  и  $y_{62}$  - поперечные перемещения боковых рам;

$\psi_{61}$  и  $\psi_{62}$  - виляние боковых рам;

$a_D$  - расстояние по длине боковой рамы между точками закрепления диагональных связей.

Продольные и поперечные усилия в  $i$ -й диагональной связи определяются следующим образом:

$$S_{x_i} = k \cdot x_i; \quad (6.4)$$

$$S_{y_i} = k \cdot y_i, \quad (6.5)$$

где  $k$  - жесткость диагональной связи.

Длины диагональных связей в деформированном состоянии:

$$l_{D1}^* = [(a_D + x_1)^2 + (b_D - y_1)^2]^{0,5}; \quad (6.6)$$

$$l_{D2}^* = [(a_D - x_2)^2 + (b_D - y_2)^2]^{0,5}. \quad (6.7)$$

Удлинения диагональных связей определяется из следующего выражения:

$$\Delta_i = l_{D_i}^* - l_D, \text{ где } i=1, 2. \quad (6.8)$$

При  $\Delta_i > 0$  усилия  $S_{x_i}$  и  $S_{y_i}$  неравны нулю, при  $\Delta_i \leq 0$  принимаем, что эти усилия равны нулю, так как диагональные связи в рассматриваемой конструкции работают только на растяжение.

6.3. Оценка влияния установки диагональных связей на показатели динамических качеств вагона при различных толщинах гребней колес

В рамках данной части работы выполнена оценка коэффициента запаса устойчивости колесной пары против схода с рельсов, нормируемых максимальных значений вертикальных и поперечных горизонтальных ускорений пятников кузова, отнесенных к ускорению свободного падения, а также рамных сил в долях осевой нагрузки.

Был рассмотрен полувагон, оборудованный комплексно модернизированными тележками с диагональными связями между боковыми рамами и без них. Колесные пары рассматриваемого полувагона имеют профиль ИТМ-73 с первоначальной толщиной гребней 33, 31, 29 и 27 мм. Известно, что устойчивость вагона в порожнем состоянии хуже, чем в груженом, поэтому для оценки динамических показателей ограничимся рассмотрением движения полувагона в порожнем состоянии.

Для расчета коэффициента запаса устойчивости колесной пары против схода с рельсов воспользуемся выражением (5.1) (см. раздел 5). При этом

угол наклона образующей конусообразной поверхности гребня колеса с горизонталью (угол  $\beta$ ) принимался равным  $70^\circ$  для неизношенного колеса с профилем обода ИТМ-73, а для изношенного колеса -  $69^\circ$ . Рассмотрено движение полувагона по прямой со скоростями 60, 80, 100 и 120 км/ч и в кривой радиусом 300 м со скоростями 40, 60, 80 км/ч.

Результаты расчета коэффициента запаса устойчивости  $K_{yc}$  колесной пары против схода с рельсов при движении по прямой полувагона, оборудованного комплексно модернизированными тележками с диагональными связями и без них, имеющего различную толщину гребней неизношенных и изношенных колес показаны на рис. 6.3. Результаты расчета коэффициента  $K_{yc}$  при движении полувагона с указанными выше конструктивными особенностями в кривой показаны на рис. 6.4.

Как видно из рис. 6.3 и 6.4, при движении с различными скоростями по прямым и криволинейным участкам пути порожнего полувагона коэффициент  $K_{yc}$  повышается с уменьшением первоначальной толщины гребня неизношенных колес с профилем ИТМ-73 и несколько снижается с уменьшением толщины гребней вследствие износа. Наличие диагональных связей между боковыми рамами комплексно модернизированной тележки приводит к некоторому повышению коэффициента устойчивости  $K_{yc}$  при движении вагона по прямым и к существенному увеличению устойчивости колесной пары против схода с рельсов в кривых. Необходимо отметить, что во всех рассмотренных случаях коэффициент  $K_{yc}$  превышает минимально допустимый уровень ( $[K_{yc}] = 1,3$ ), что свидетельствует об обеспечении достаточной устойчивости колесной пары против схода с рельса.

В данном исследовании проанализировано также влияние установки диагональных связей на нормируемые значения максимальных значений вертикальных и поперечных горизонтальных ускорений пятников кузова, отнесенных к ускорению свободного падения ( $\ddot{Z}_\Pi/g, \ddot{Y}_\Pi/g$ ), а также на значения рамных сил в долях осевой нагрузки ( $H_p/P_o$ ).

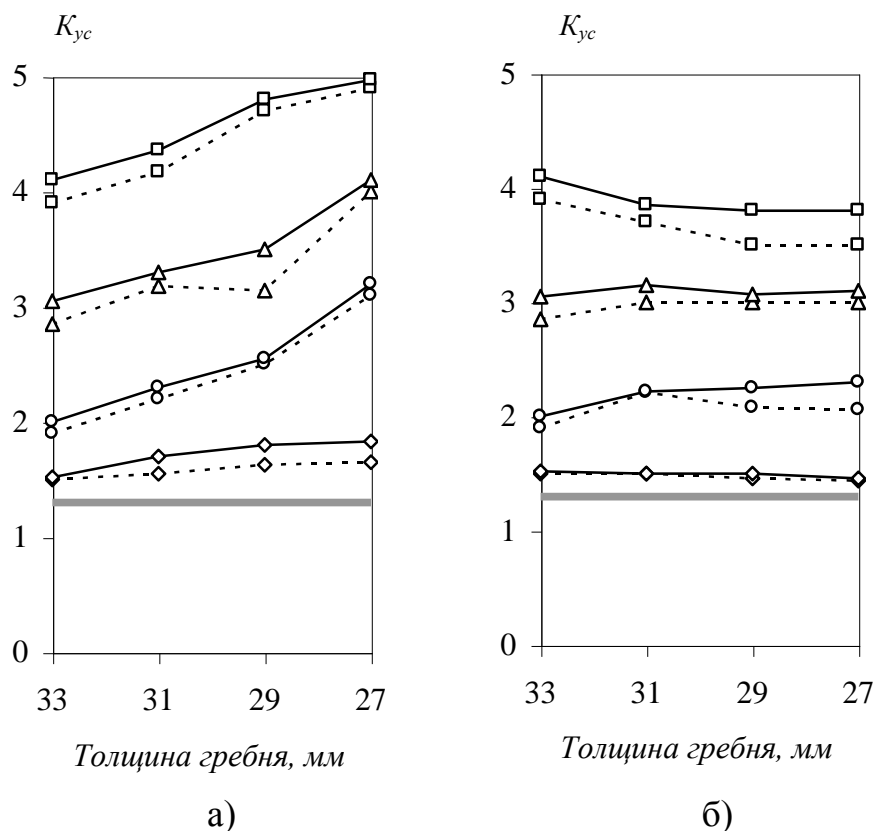


Рис. 6.3. Зависимости коэффициентов устойчивости ( $K_{yc}$ ) колесной пары против схода с рельсов от толщины гребня **неизношенных (а)** и **изношенных (б)** колес при различной скорости движения полувагона по прямой:

- скорость вагона 60 км/ч, тележки без диагональных связей;
- △--- скорость вагона 80 км/ч, тележки без диагональных связей;
- скорость вагона 100 км/ч, тележки без диагональных связей;
- ◇--- скорость вагона 120 км/ч, тележки без диагональных связей;
- скорость вагона 60 км/ч, тележки с диагональными связями;
- △— скорость вагона 80 км/ч, тележки с диагональными связями;
- скорость вагона 100 км/ч, тележки с диагональными связями;
- ◇— скорость вагона 120 км/ч, тележки с диагональными связями;
- предельное нормируемое значение коэффициента  $K_{yc}$ .

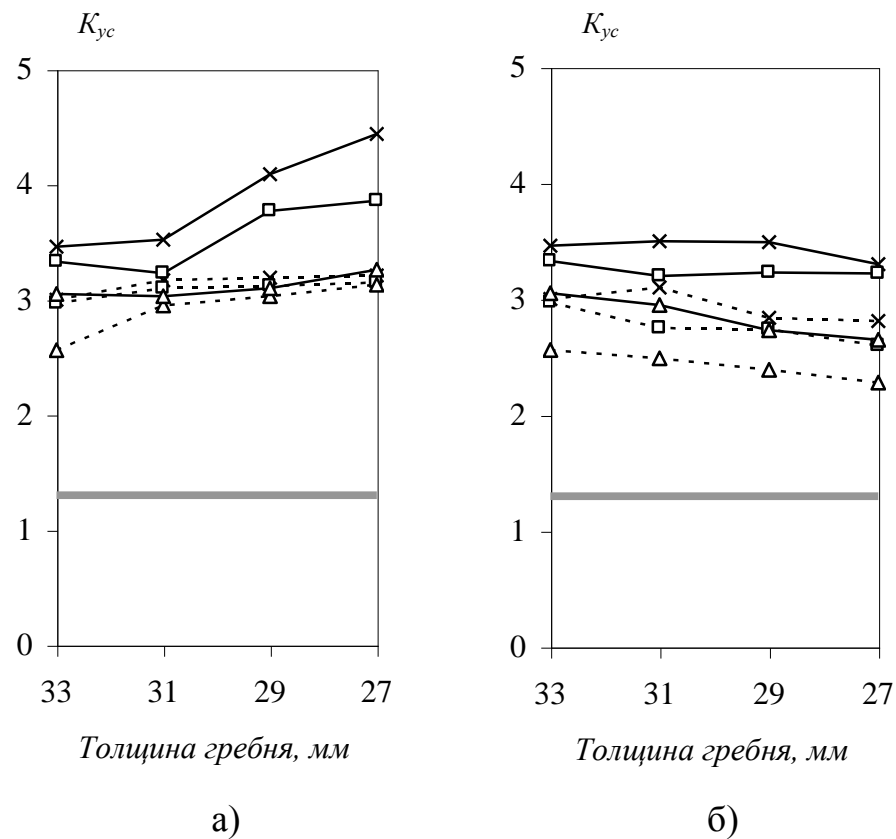


Рис. 6.4. Зависимости коэффициентов устойчивости ( $K_{yc}$ ) колесной пары против схода с рельсов от толщины гребня **неизношенных (а)** и **изношенных (б)** колес при различной скорости движения полувагона в кривой:

- ⋯ × ⋯ скорость вагона 40 км/ч, тележки без диагональных связей;
- ⋯ □ ⋯ скорость вагона 60 км/ч, тележки без диагональных связей;
- ⋯ ☆ ⋯ скорость вагона 80 км/ч, тележки без диагональных связей;
- × — скорость вагона 40 км/ч, тележки с диагональными связями;
- □ — скорость вагона 60 км/ч, тележки с диагональными связями;
- △ — скорость вагона 80 км/ч, тележки с диагональными связями;
- предельное нормируемое значение коэффициента  $K_{yc}$ .

Результаты расчета динамических показателей рассматриваемого полувагона получены путем численного интегрирования приведенных в разделе 3 дифференциальных уравнений колебаний вагона с диагональными связями в тележках при движении по пути с вертикальными и горизонтальными поперечными неровностями, соответствующими его “хорошему” состоянию.

На рис. 6.5 показано влияние установки диагональных связей в тележках на показатели динамических качеств вагона при разных первоначальных толщинах гребней неизношенных колес и различной скорости движения. Аналогичные зависимости для случая изношенных колес с различной толщиной гребня показаны на рис. 6.6.

Из рис. 6.5 и 6.6 видно, что уменьшение первоначальной толщины гребня неизношенных колес и снижение толщины гребня вследствие их износа в пределах (33-27) мм не оказывает заметного влияния на вертикальные ускорения пятников кузова как при наличии диагональных связей в тележках, так и без них.

Горизонтальные ускорения пятников с уменьшением первоначальной толщины гребня неизношенных колес от 33 мм до 27 мм снижаются на 30% у вагона, оборудованного тележками без диагональных связей между боковыми рамами, и практически не изменяются у вагона с диагональными связями. При уменьшении толщины гребня вследствие износа колес горизонтальные ускорения пятников увеличиваются, особенно при повышенных скоростях движения экипажа. Это характерно как для вагона с диагональными связями, так и без них.

Рамные силы с уменьшением первоначальной толщины гребня неизношенных колес у вагона без диагональных связей снижаются в значительной степени при скоростях движения 100 км/ч и выше. При наличии диагональных связей между боковыми рамами тележек снижение рамных сил существенно при скорости 120 км/ч.

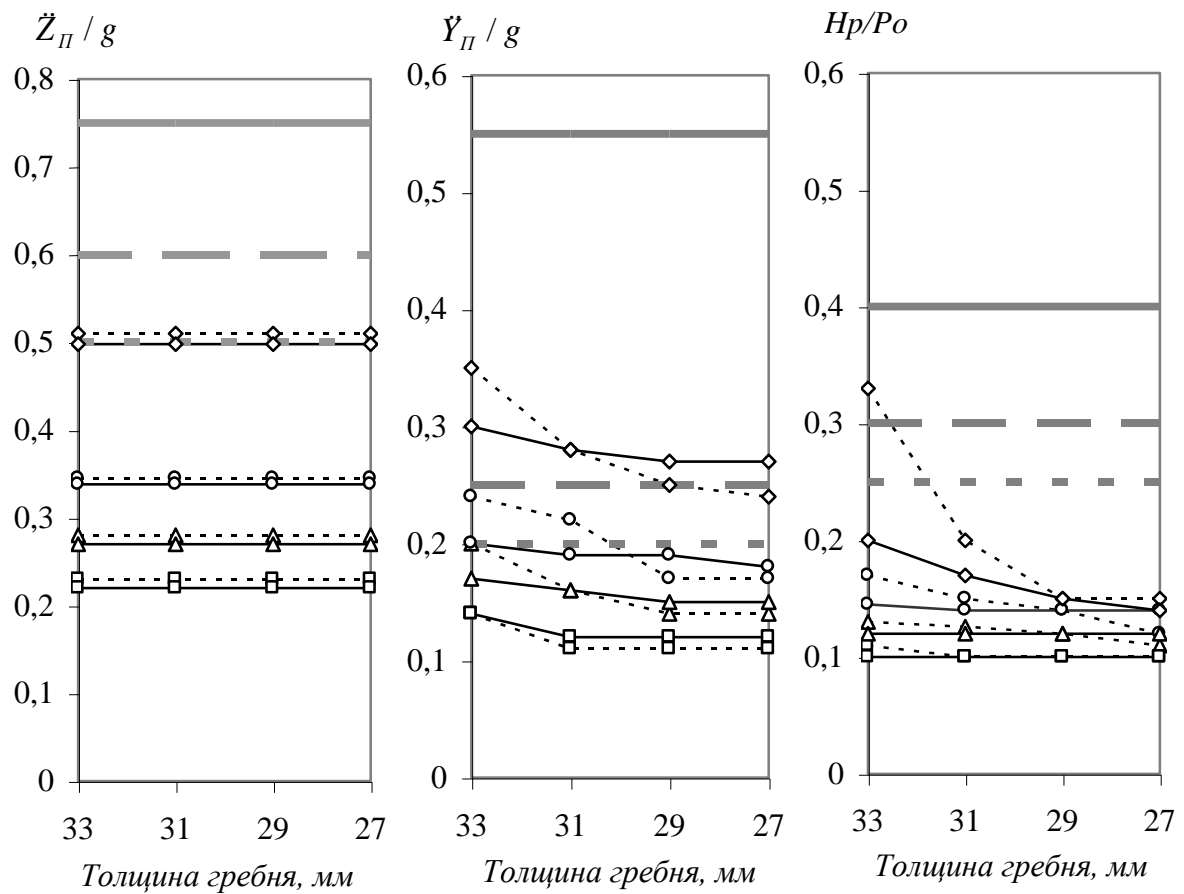


Рис. 6.5. Зависимости вертикальных, поперечных горизонтальных ускорений пятников кузова, отнесенных к ускорению свободного падения ( $\ddot{Z}_{II}/g$ ,  $\ddot{Y}_{II}/g$ ), и рамных сил в долях осевой нагрузки ( $H_p/P_o$ ) от первоначальной толщины гребня **неизношенных** колес при различной скорости движения полувагона:

- скорость вагона 60 км/ч, тележки без диагональных связей;
- △--- скорость вагона 80 км/ч, тележки без диагональных связей;
- скорость вагона 100 км/ч, тележки без диагональных связей;
- ◇--- скорость вагона 120 км/ч, тележки без диагональных связей;
- скорость вагона 60 км/ч, тележки с диагональными связями;
- △— скорость вагона 80 км/ч, тележки с диагональными связями;
- скорость вагона 100 км/ч, тележки с диагональными связями;
- ◇— скорость вагона 120 км/ч, тележки с диагональными связями;
- - - предельное значение для “отличного” хода;
- — предельное значение для “хорошего” хода;
- предельное значение для “допустимого” хода.

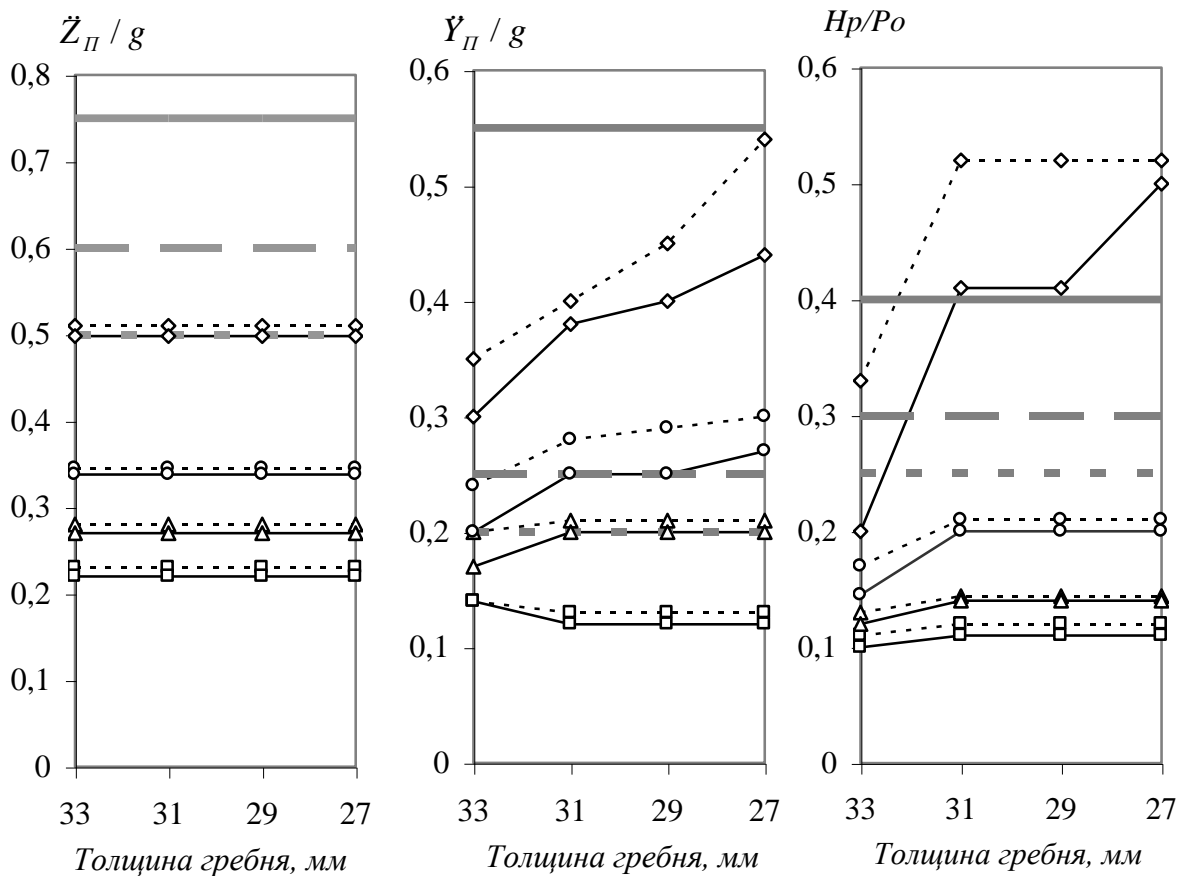


Рис. 6.6. Зависимости вертикальных, поперечных горизонтальных ускорений пятников кузова, отнесенных к ускорению свободного падения ( $\ddot{Z}_{II}/g$ ,  $\ddot{Y}_{II}/g$ ), и рамных сил в долях осевой нагрузки ( $H_p/P_o$ ) от толщины гребня **изношенных** колес при различной скорости движения полувагона:

- скорость вагона 60 км/ч, тележки без диагональных связей;
- △--- скорость вагона 80 км/ч, тележки без диагональных связей;
- скорость вагона 100 км/ч, тележки без диагональных связей;
- ◇--- скорость вагона 120 км/ч, тележки без диагональных связей;
- скорость вагона 60 км/ч, тележки с диагональными связями;
- △— скорость вагона 80 км/ч, тележки с диагональными связями;
- скорость вагона 100 км/ч, тележки с диагональными связями;
- ◇— скорость вагона 120 км/ч, тележки с диагональными связями;
- - - предельное значение для “отличного” хода;
- · - предельное значение для “хорошего” хода;
- — предельное значение для “допустимого” хода.

Следует отметить, что нормируемые показатели динамики порожнего полувагона с неизношенными колесами независимо от начальной толщины гребня и наличия диагональных связей в тележках не превышают допустимых значений во всем диапазоне скоростей движения. В случае изношенных колес (при толщине гребня 31 мм и ниже) рамные силы превышают допустимые уровни независимо от наличия диагональных связей между боковыми рамами тележек при скорости движения вагона 120 км/ч, остальные нормируемые показатели динамики вагона остаются в пределах допустимых значений.

6.4. Оценка влияния установки диагональных связей в тележках на износ колес при различной толщине гребней колес

Как известно, наибольший износ колес и рельсов происходит под действием боковых сил в криволинейных участках пути. Поэтому нормы содержания пути в крутых кривых предусматривают значительное уширение колеи [116] по сравнению с прямыми участками пути. Это обеспечивает возможность значительного поперечного смещения колесной пары, что в свою очередь снижает вероятность интенсивного гребневого контакта и обеспечивает лучшее вписывание вагона в кривую. Увеличение поперечного смещения колесной пары в кривой может также быть достигнуто уменьшением первоначальной толщины гребня колеса.

Оценим целесообразность (с точки зрения снижения износа гребней колес) увеличения зазора между гребнем колеса и рабочей гранью головки рельса за счет применения колес с первоначальной толщиной гребня меньшей 33 мм (обычно применяемой для колес).

В качестве показателя износа неизношенных колес будем рассматривать удельную работу сил трения на галтели  $A_{галтель}$ , так как именно эта часть неизношенного профиля ИТМ-73 контактирует с рабочей выкружкой неизношенного рельса Р65. Для изношенных колес с профилем

ИТМ-73 будем оценивать работу сил трения на гребне колеса  $A_{\text{гребень}}$ , так как снижение толщины гребня вследствие износа влечет за собой изменение профиля поверхности катания колеса (см. раздел 2), что, в свою очередь, приводит к смещению пятна контакта с галтели колеса на его гребень. Расчеты показателя износа выполнены с помощью выражения (4.1) (см. раздел 4). Ниже описаны результаты расчетов вписывания в кривую радиуса 300 м груженого полувагона с комплексно модернизированными тележками при наличии диагональных связей между боковыми рамами и без них.

На рис. 6.7, 6.8 показаны зависимости от толщины гребня показателя износа галтели и гребня набегающих на наружный рельс соответственно неизношенных и изношенных колес (с толщиной гребня от 33 мм до 27 мм) при различной скорости движения экипажа с модернизированными тележками без диагональных связей и при их наличии.

Из этих рисунков видно, что с уменьшением первоначальной толщины гребней неизношенных колес от 33 мм до 27 мм показатель их износа несколько снижается для тележек без диагональных связей. Наибольшее снижение имеет место при скорости 60 км/ч (около 20 %). При наличии диагональных связей показатель износа не изменяется. С уменьшением толщины гребня вследствие износа работа сил трения на рабочей поверхности гребня несколько увеличивается при наличии диагональных связей и без них. Особенно это характерно в случае уменьшения толщины гребня с 31 мм до 29 мм, что объясняется существенным изменением формы поверхности катания по мере износа колеса и перемещением зоны контакта с галтели колеса с первоначальным профилем ИТМ-73 на всю рабочую поверхность гребня.

Необходимо отметить, что в данном исследовании показатель износа гребня  $A_{\text{гребень}}$  отражает суммарный износ всей его рабочей части, а не только в точке, где измеряется износ гребня колеса (18 мм от вершины гребня).

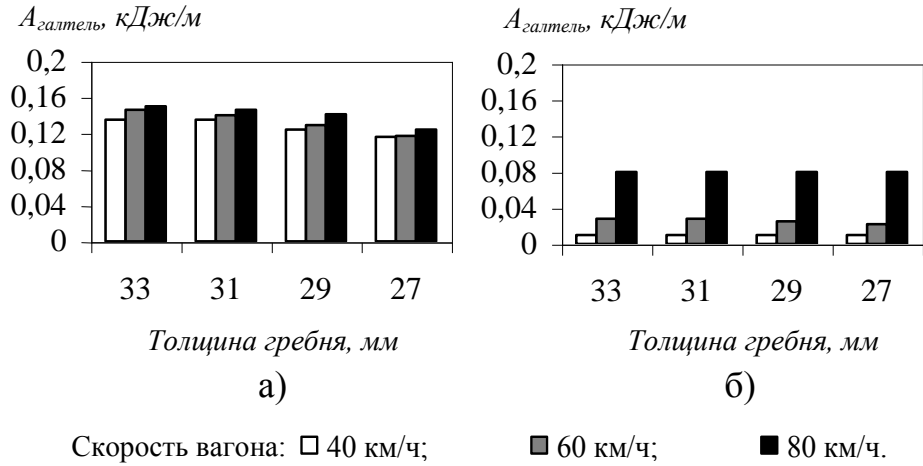


Рис. 6.7. Зависимость работы сил трения на галтели  
неизношенного колеса от толщины гребня:  
а) тележки без диагональных связей;  
б) тележки с диагональными связями.

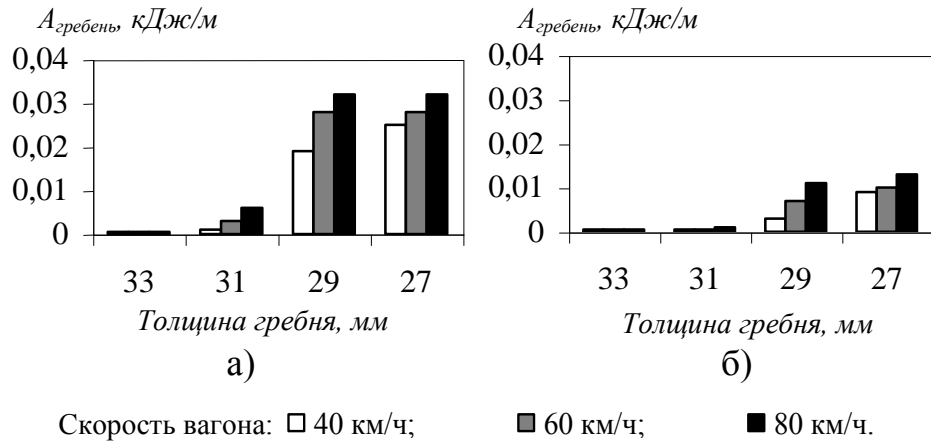


Рис. 6.8. Зависимость работы сил трения на гребне  
изношенного колеса от толщины гребня:  
а) тележки без диагональных связей;  
б) тележки с диагональными связями.

Приведенные результаты показывают, что наличие диагональных связей значительно снижает износ галтели (для неизношенных колес) и гребня (для изношенных колес).

## 6.5. Выводы к разделу 6

1. В данной части работы выполнена оценка эффективности применения диагональных связей между боковыми рамами комплексно модернизированных тележек.

2. Установлено, что введение диагональных связей между боковыми рамами в комплексно модернизированные тележки грузовых вагонов приводит к повышению устойчивости колесной пары против схода с рельсов, особенно в криволинейных участках пути, а также к некоторому улучшению динамических показателей колебаний вагона в горизонтальной плоскости.

3. Выполненные расчеты по оценке показателя износа колес показывают, что применение диагональных связей между боковыми рамами комплексно модернизированных тележек приводит к значительному снижению износа колес в кривых, что, в свою очередь, способствует улучшению условий взаимодействия системы “вагон-путь”.

4. Полученные результаты показывают, что уменьшение первоначальной толщины гребней неизношенных колес с профилем обода ИТМ-73 (в комплексно модернизированных тележках с диагональными связями и без них) не оказывает заметного влияния на динамические показатели колебаний вагона в вертикальной плоскости, улучшает горизонтальные показатели, а также снижает износ колес при движении вагона в криволинейных участках пути. При уменьшении толщины гребней колес вследствие износа показатели динамики вагона в вертикальной плоскости практически не изменяются, а в горизонтальной - ухудшаются.

## ВЫВОДЫ

1. В результате выполненных лазерным профилографом измерений на участках пути Приднепровской и Львовской железных дорог определены типовые формы изношенных в различной степени головок наружных рельсов Р65, уложенных в кривых радиусами 300 м и 600 м. Впервые установлена закономерность: формы изношенных в различной степени головок рельсов в кривых радиусами 300 м и 600 м в своей рабочей части практически не отличаются друг от друга. С использованием лазерного профилометра определены типовые профили малоизношенных, среднеизношенных и сильноизношенных ободьев колес с первоначальным стандартным профилем (ГОСТ 9036-88), ДИИТ-УЗ и ИТМ-73. Анализ этих профилей показал, что по мере износа колеса профиль обода существенно изменяется по всей зоне контакта с рельсом. При этом износ колес с профилем ИТМ-73 происходит по всей рабочей поверхности обода более равномерно, чем износ колес со стандартным профилем и профилем ДИИТ-УЗ. Установлена закономерность: с увеличением износа профили колес различного первоначального очертания приближаются друг к другу, но после разного пробега. Полученные типовые формы изношенных колес и рельсов могут быть использованы при подготовке данных для численного решения задач динамики железнодорожных экипажей.

2. Построена пространственная расчетная схема системы “вагон-путь”, состоящая из одиннадцати твердых тел (кузова, двух надрессорных балок, четырех боковых рам тележек и четырех колесных пар) и имеющая 62 степени свободы. Для этой расчетной схемы составлены соответствующие дифференциальные уравнения движения грузового вагона по пути с различными неровностями. В качестве расчетных возмущений для математической модели “вагон-путь” выбраны результаты обработки записи показаний вагона-путьеизмерителя. Данная математическая модель имеет следующие особенности: возможность применения различных профилей

рабочих поверхностей колес и рельсов с разной степенью износа; моделирование конформного контакта пары “колесо-рельс”; возможность моделирования дополнительных связей между боковыми рамами тележек (диагональных связей) и боковых скользунов постоянного контакта.

3. Разработан новый износостойкий профиль обода колес ИТМ-73К для грузовых вагонов с тележками, оборудованными боковыми скользунами постоянного контакта. Показано, что применение нового профиля ИТМ-73К позволит существенно улучшить взаимодействие вагонов и пути за счет уменьшения износа колес в зоне гребня и галтели, а также обеспечения более равномерного распределения контактных напряжений в паре “колесо-рельс”, при этом допускается движение грузовых вагонов со скоростями до 110 км/ч. Оценка результатов эксплуатационных испытаний вагонов подтверждает значительное снижение интенсивности износа колес с усовершенствованным профилем обода ИТМ-73К. Расчетный экономический эффект от уменьшения износа вагонных колес при использовании профиля обода ИТМ-73К вместо профиля ИТМ-73 в комплексно модернизированных тележках за весь срок службы одного вагона составит 37,6 тыс. грн., а при проведении комплексной модернизации серийных тележек модели 18-100 с применением профиля обода ИТМ-73К экономический эффект будет равен 67,7 тыс. грн.

4. Выполнены исследования по усовершенствованию формы профиля головки рельсов для наружных нитей кривых малого и среднего радиуса с целью улучшения условий вписывания вагонов в кривые. Показано, что применение рельсов с разработанными профилями головки И37, И41, И38, И42, И23 и К13 взамен серийного рельса Р65 позволяет в различной степени снизить интенсивность бокового износа рельсов в наружных нитях кривых и тем самым улучшить условия взаимодействия вагонов и пути в криволинейных участках. Обеспечивается также достаточная устойчивость колесной пары против схода с рельса. Установлено, что применение

разработанных профилей головок рельсов существенно улучшает напряженно-деформированное состояние контактной пары “колесо-рельс” при взаимодействии с изношенными колесами. Наибольший эффект по снижению бокового износа рельса и уменьшению контактных напряжений на его боковой грани можно получить за счет применения рельсов с профилями И23 и К13.

5. Проведена оценка эффективности улучшения условий взаимодействия системы “вагон-путь” за счет применения диагональных связей в комплексно модернизированных тележках и изменения толщины гребня колеса. Выявлено, что введение в комплексно модернизированные тележки диагональных связей между боковыми рамами приводит к повышению устойчивости колесной пары против схода с рельсов, особенно в криволинейных участках пути, а также к некоторому улучшению динамических показателей колебаний вагона в горизонтальной плоскости, что, в свою очередь, способствует улучшению условий динамического взаимодействия вагона и пути. Также установлено, что при уменьшении первоначальной толщины гребня неизношенных колес с профилем обода ИТМ-73 динамические показатели колебаний вагона в горизонтальной плоскости улучшаются, кроме того, снижается износ колес при движении вагона в кривых. При уменьшении толщины гребня колес вследствие износа показатели динамики вагона в горизонтальной плоскости ухудшаются.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ушкалов В. Ф. Разработка рационального профиля головки рельса с несимметричной поверхностью катания / В. Ф. Ушкалов, И. А. Серебряный, И. В. Подбельников // Техническая механика. – 2008. – № 1. – С. 31 – 37.
2. Ушкалов В. Ф. Типовые формы изношенных профилей колес / В. Ф. Ушкалов, И. В. Подбельников // Техническая механика. – 2009. – № 1. – С. 50 – 55.
3. Подбельников И. В. Определение типовых форм изношенных профилей головок рельсов в криволинейных участках пути / И. В. Подбельников // Техническая механика. – 2009. – № 3. – С. 39 – 43.
4. Ушкалов В. Ф. Влияние толщины гребня колес на их износ и динамические качества грузового вагона с модернизированными тележками, оборудованными диагональными связями между боковыми рамами / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый, И. Ю. Малышева, И. В. Подбельников // Техническая механика. – 2010. – № 3. – С. 8 – 13.
5. Ушкалов В. Ф. О способах уменьшения износа колес и рельсов / В. Ф. Ушкалов, С. С. Пасичник, И. В. Подбельников // Залізничний транспорт України. – 2010. – № 5. – С. 47 – 49.
6. Ушкалов В. Ф. О совершенствовании комплексной модернизации тележек грузовых вагонов / В. Ф. Ушкалов, С. С. Пасичник, И. В. Подбельников // Вагонный парк. — 2011. — № 12. — С. 8 – 11.
7. Подбельников И. В. Усовершенствование профиля обода железнодорожного колеса / И. В. Подбельников // Техническая механика. – 2012. – № 1. – С. 15 – 22.
8. Подбельников И. В. Исследование колебаний грузового вагона, оборудованного тележками с диагональными связями между боковыми рамами / И. В. Подбельников // Материалы международной научной конференции “Математичні проблеми технічної механіки – 2011” – Днепропетровск, 2011. – С. 207 – 209.

9. Ушкалов В. Ф. О путях дальнейшего совершенствования тележек грузовых вагонов / В. Ф. Ушкалов, С. С. Пасичник, И. В. Подбельников // Вторая международная партнерская конференция “Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов”. – Ялта, 2011. – С. 30.

10. Ушкалов В. Ф. Моделирование взаимодействия вагонных колес с рельсом при изменении профиля его головки / В. Ф. Ушкалов, И. А. Серебряный, И. В. Подбельников // Материалы международной научно-практической конференции “Информационные технологии в управлении сложными системами”. – Днепропетровск, 2008. – С. 180.

11. Пасичник С. С. Оценка состояния грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками и учет его при моделировании движения таких вагонов / С. С. Пасичник, И. В. Подбельников, И. В. Рухлов // Материалы международной научно-практической конференции “Информационные технологии в управлении сложными системами” – Днепропетровск, 2008. – С. 180.

12. Подбельников И. В. Влияние изменения профиля головки рельса на его взаимодействие с вагонными колесами / И. В. Подбельников // Материалы XII международной конференции “Проблемы механики железнодорожного транспорта – Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение”. – Днепропетровск, 2008. – С. 162.

13. Пасичник С. С. Особенности эксплуатации и ремонта комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов / С. С. Пасичник, И. В. Подбельников, И. В. Рухлов // Материалы XII международной конференции “Проблемы механики железнодорожного транспорта – Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение”. – Днепропетровск, 2008. – С. 122.

14. Carter F. W. On the action of locomotive driving wheel / F. W. Carter // Proceedings of Royal Society of London. – 1926. – С. 151 – 152.
15. Медель В. Б. Основные уравнения динамики подвижного состава железных дорог / В. Б. Медель // Тр. МЭИИТ. – 1948. – № 55. – С. 3 – 31.
16. Медель В. Б. Взаимодействие электровоза и пути / В. Б. Медель. – М.: Транспорт, 1956. – 336 с.
17. Куценко С. М. Математическая модель железнодорожного экипажа, движущегося по прямому участку пути с учетом взаимодействия гребней колес с рельсами / С. М. Куценко, В. А. Слащев // Тр. ВНИТИ. – 1968. – № 31. – С. 83 – 91.
18. Лазарян В. А. Динамика вагонов / В. А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
19. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств: Избранные труды / В. А. Лазарян. – Киев: Наук. думка, 1985. – 528 с.
20. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
21. Вершинский С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. – М.: Транспорт, 1972. – 303 с.
22. Шеффель Г. Устойчивость при вилянии с боковым откосом и способность подвижного состава вписываться в кривые / Г. Шеффель // Железные дороги мира. – 1974. – С. 32 – 46.
23. Бурчак Г. П. Колебания неподрессоренной массы, движущейся по рельсу со случайной геометрической неровностью / Г. П. Бурчак // Тр. МИИТ. – 1971. – № 374. – С. 194 – 212.
24. Савоськин А. Н. О выборе аналитического выражения для функций спектральной плотности случайных колебательных процессов / А. Н. Савоськин // Тр. МИИТ. – 1971. – № 373. – С. 78 – 84.
25. Соколов М. М. Динамическая нагруженность вагона / М. М. Соколов, В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. – М.: Транспорт, 1981. – 207 с.

26. Блохин Е. П. Математическая модель пространственных колебаний четырехосных рельсовых экипажей / Е. П. Блохин, В. Д. Данович, Н. И. Морозов. – Днепропетровск: ДИИТ, 1986. – 39 с.

27. Ушкалов В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – Киев: Наук. думка, 1982. – 360 с.

28. Ушкалов В. Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, В. С. Иккол, Е. Ю. Трубицкая, С. Ф. Редько, А. И. Залесский. – Киев: Наук. думка, 1989. – 240 с.

29. Ushkalov V. F. The creep force model for different conditions of wheel-rail rolling contact / V. F. Ushkalov, A. I. Alexandrov // Rail Transportation. Winter Annual Meeting of the ASME, 1989. – P. 189 – 196.

30. Ushkalov V. F. Wheelset and Rail Wear on Ukrainian Railways / V. F. Ushkalov // Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail Wheel Systems. – Budapest, Hungary, 29 – 31 July, 1996. – P. 250 – 258.

31. Коротенко М. Л. Дифференциальные уравнения колебаний четырехосного грузового вагона с учетом конечной жесткости кузова и инерционных свойств основания / М. Л. Коротенко, В. Д. Данович // Проблемы механики наземного транспорта. – Днепропетровск, 1978. – С. 3 – 13.

32. Данович В. Д. Колебания бесконечно длинной балки, лежащей на упругом основании с двумя характеристиками, под действием движущейся гармонической нагрузки / В. Д. Данович // Колебания, прочность и устойчивость сложных механических систем. – Киев: Наук. думка, 1979. – С. 135 – 141.

33. Радченко Н. А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств / Н. А. Радченко. – Киев: Наук. думка, 1988. – 216 с.

34. Kalker J. J. Survey of wheel-rail rolling contact theory / J. J. Kalker // *Vehicle System Dynamics*. – 1979. – V. 8, 4. – P. 317 – 379.
35. Kalker J. J. Review of wheel-rail rolling contact theories. In the general problem of rolling contact / J.J. Kalker // *Transactions of American Society of Mechanical Engineers, Applied Mechanics Division*. – 1980. – V. 40, 3. – P. 77 – 92.
36. Kalker J. J. *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact* / J. J. Kalker. – Kluwer Academic Publishers. Netherlands, 1990. – 314 с.
37. Фришман М. А. Как работает путь под поездами / М. А. Фришман. – М.: Транспорт, 1969. – 152 с.
38. Коган А. Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь / А. Я. Коган // *Тр. ЦНИИ МПС*. – 1969. – № 402. – 206 с.
39. Коган А. Я. Расчеты железнодорожного пути на вертикальную динамическую нагрузку / А. Я. Коган // *Тр. ЦНИИ МПС*. – 1973. – № 502. – 76 с.
40. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1997. – 326 с.
41. Захаров С. М. Математическое моделирование влияние параметров пути и подвижного состава на процессы изнашивания колеса и рельса / С. М. Захаров, Ю. С. Ромен // *Вестник ВНИИЖТ*. – 2010. – № 2. – С. 26 – 30.
42. Харрис Дж. У. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
43. Богданов В. М. Современные проблемы системы колесо-рельс / В. М. Богданов, С. М. Захаров // *Железные дороги мира*. – 2004. – № 1. – С. 57– 62.
44. Богданов В. М. Обеспечение устойчивости работы системы колесо-рельс на отечественных и зарубежных железных дорогах / В. М. Богданов //

Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С. 10 – 14.

45. Ромен Ю. С. Исследование влияния вертикальных неровностей на боковые и вертикальные силы взаимодействия пути и грузового вагона / Ю. С. Ромен, В. Е. Николаев // Механика наземного транспорта. – Киев: Наук. думка, 1977. – С. 41 – 43.

46. Ромен Ю. С. Состояние ходовых частей подвижного состава и износы в системе колесо-рельс/ Ю. С. Ромен, А. М. Орлова, В. С. Лесничий // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С. 42 – 45.

47. Лысюк В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов. – 2-е изд., перераб. и доп. / В. С. Лысюк. – М.: Транспорт, 2002. – 215 с.

48. Лысюк В. С. Причины и механизм бокового износа рельсов и гребней колес / В. С. Лысюк // Путь и путевое хозяйство. – 1997. – № 1. – С. 13 – 19.

49. Лысюк В. С. Повреждение рельсов и износ колес / В. С. Лысюк, Г. Г. Желнин, С. Н. Шарапов // Путь и путевое хозяйство. – 1997. – № 6. – С. 4 – 8.

50. Голубенко А. Л. Сцепление колеса с рельсом / А. Л. Голубенко. – Киев: ВИПОЛ, 1993. – 448 с.

51. Рибкін В. В. Інженерний розрахунок залізничної колії на міцність / В. В. Рибкін, О. М. Баль, І. О. Бондаренко, М. П. Сисин // Залізничний транспорт України. – 2005. – № 2. – С. 40 – 44.

52. Певзнер В. О. Влияние ширины колеи / В. О. Певзнер // Железнодорожный транспорт. – 1996. – № 12. – С. 36 – 39.

53. Певзнер В. О. Экспериментальные исследования по оценке влияния ширины колеи и состояния ходовых частей на уровень боковых сил / В. О. Певзнер, Ю. С. Ромен, А. М. Орлова, А. В. Заверталюк // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С. 39 – 41.

54. Певзнер В. О. Унификация ширины колеи на российских железных дорогах: история и результаты / В. О. Певзнер, И. Б. Петропавловская // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С. 15 – 19.

55. Крысанов Л. Г. Рельсы специального профиля для наружных нитей кривых участков пути / Л. Г. Крысанов, А. Н. Никулин, Л. А. Джанполадова // Вестник ВНИИЖТ. – 1992. – № 8. – С. 8 – 11.

56. Кельрих М. Б. Оценка остаточного ресурса грузовых вагонов и продление срока их эксплуатации / М. Б. Кельрих, А. В. Донченко // Сборник трудов IV-й Международной научной конференции. – Черногория. – 2010.

57. Савчук О. М. Зносостійкі профілі кочення коліс / О. М. Савчук, К. Б. Савченко // Залізничний транспорт України. – 2009. – № 4. – С. 15 – 18.

58. Бороненко Ю. П. Опыт проектирования трехэлементных тележек / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Железнодорожный транспорт. – №5. – 2006. – С. 58 – 62.

59. Демин Ю. В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю. В. Демин, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко, О. М. Маркова. – Киев: Наукова думка, 1984. – 160 с.

60. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte / H. Hertz. – Leipzig: Gesanvmelte Werke, 1895. – Bd.1.

61. Enblom R. Simulation of Wheel and Rail Profile Evolution. Wear Modeling and Validation. Licentiate Thesis / R. Enblom. – Stockholm, Sweden, 2004. – 84 с.

62. Iwnicki S. Моделирование системы колесо-рельс / S. Iwnicki // Железные дороги мира. – 2005. – № 2. – С. 45 – 52.

63. Specht W. New findings on the wear of freight wagon bogie / W. Specht // Glasers Annalen. – 1987. – С. 271 – 280.

64. Гарг В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.

65. Tuzik R. E. Оптимизация взаимодействия колеса и рельса / R. E. Tuzik, K. Matoba // Железные дороги мира. – 2003. – № 1. – С. 66 – 70.
66. Shoch W. Ассиметричное шлифование рельсов / W. Shoch // Железные дороги мира. – 2006. – № 1. – С. 69 – 74.
67. Magel E. Оптимизация профилей колес и рельсов / E. Magel, A. Tajaddini // Железные дороги мира. – 2007. – №10. – С. 62 – 64.
68. Leary J. F. Колеса с изношенным профилем для вагонов железных дорог США / J. F. Leary // Железные дороги мира. – 1992. – № 8. – С. 25 – 27.
69. Марков Д. П. Задир боковых поверхностей рельсов и гребней колес / Д. П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. – 2004. – № 4. – С. 40 – 43.
70. Ушкалов В. Ф. Комплексная модернизация ходовых частей грузовых вагонов / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый, И. А. Мащенко, С.С. Пасичник // Вагонный парк. – 2007. – № 2. – С. 18 – 22.
71. Crawshaw P. Колеса во взаимодействии с рельсами / Ph. Crawshaw // Железные дороги мира. – 1998. – № 11. – С. 66 – 69.
72. Cregger D. E. Оценка эффективности смазывания рельсов / D.E. Cregger // Железные дороги мира. – 1999. – № 4. – С. 67– 68.
73. Ebersbach D. Пути повышения надежности рельсов / D. Ebersbach, H. Grohmann // Железные дороги мира. – 1999. – № 8. – С. 64 – 68.
74. Sawley R. Продление срока службы рельсов и колес / R. Sawley, R. Reiff // Железные дороги мира. – 2000. – № 9. – С. 62 – 65.
75. Upadhyay R. Уменьшение износа колес и рельсов / R. Upadhyay // Железные дороги мира. – 2000. – № 10. – С. 34 – 37.
76. Grebe M. Пути снижения износа колес и рельсов / M. Grebe // Железные дороги мира. – 2002. – № 4. – С. 65 – 72.
77. Luczak M. Пути оптимизации системы колесо – рельс / M. Luczak // Железные дороги мира. – 2002. – № 12. – С. 63 – 65.
78. Judge T. Комплексные результаты лубрикации рельсов в Северной Америке / T. Judge // Железные дороги мира. – 2006. – № 1. – С. 74 – 76.

79. Heyder R. Исследование характера износа рельсов в кривой / R. Heyder // Железные дороги мира. – 2001. – № 12. – С. 67 – 73.
80. Уорт А. Рельсы из легированной стали на Канадских национальных железных дорогах / А. Уорт // Железные дороги мира. – 1986. – № 2. – С. 52 – 55.
81. Буйносов А. П. Еще раз об износе колеса и рельса / А.П. Буйносов // Путь и путевое хозяйство. – 2010. – № 9. – С. 23 – 26.
82. Абдурашитов А. Ю. Актуальные проблемы и задачи путевого комплекса / А. Ю. Абдурашитов // Железнодорожные транспорт. – 2011. – № 10. – С. 39 – 44.
83. Sroba P. Шлифование рельсов на железных дорогах Северной Америки / P. Sroba, E. Magel, F. Prah1 // Железные дороги мира. – 2005. – № 5. – С. 67 – 71.
84. Frick A. Шлифование рельсов на железных дорогах Швеции / A. Frick, P.-O. Larsson-Kraik // Железные дороги мира. – 2007. – № 4. – С. 75 – 78.
85. Wu H. Эффективность и экономичность шлифования рельсов / H. Wu // Железные дороги мира. – 2008. – № 1. – С. 69 – 71.
86. Shoch W. Ассиметричное шлифование рельсов / W. Shoch // Железные дороги мира. – 2006. – № 1. – С. 69 – 74.
87. Kalousek J. Шлифование рельсов на линиях с высокой грузонапряженностью / J. Kalousek, E. Magel // Железные дороги мира. – 1998. – № 4. – С. 52 – 54.
88. ГОСТ 9036-88 Колеса цельнокатаные.
89. А.с. 619366 СССР, МКИ5 В 60 В 21/02. Обод железнодорожного колеса / В. П. Есаулов, А. Т. Есаулов, А. А. Алимов и др. – Оpubл. 15.08.78, Бюл. № 30.
90. А.с. 1660998 СССР, МКИ5 В 60 В 21/02. Обод железнодорожного вагонного колеса / В. И. Зинченко. – Оpubл. 07.07.91, Бюл. № 25.

91. А.с. 1731655 СССР, МКИ5 В 60 В 21/02. Обод железнодорожного колеса / Г. И. Зинюк, А. Е. Никитский. – Оpubл. 07.05.92, Бюл № 17.

92. А.с. 1794694 СССР, МКИ5 В 60 В 21/02. Обод железнодорожного колеса / В. П. Есаулов, И. И. Хаба, А. Т. Есаулов и др. – Оpubл. 15.02.93, Бюл. № 6.

93. Пат. 2019430 РФ, МПК В 60 В 21/02. Обод железнодорожного колеса / Н. А. Панькин, Е. П. Корольков, М. П. Гребенюк. – Оpubл. 15.09.94, Бюл. № 17.

94. Пат. 1182 Украины, МКИ5 В 60 В 21/02. Профиль обода залізничного колеса / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрий, И. А. Мащенко. – Оpubл. 15.03.2002, Бюл. № 3.

95. ГОСТ 8161-75. Рельсы железнодорожные типа Р65. Конструкция и размеры.

96. Мелентьев Л. П. Рельс и колесо. Как улучшить взаимодействие / Л. П. Мелентьев // Путь и путевое хозяйство. – 1993. – № 6. – С. 14 – 16.

97. Мелентьев Л. П. Как использовать рельсы Р65К / Л. П. Мелентьев // Путь и путевое хозяйство. – 1992. – № 4. – С. 10 – 11.

98. Шиладжян А. А. Совершенствование профилей рельсов для кривых и прямых участков пути и их эксплуатационные показатели / А. А. Шиладжян // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 7 – С. 8 – 15.

99. А.с. 1796733 СССР, МКИ5 Е 01 В 5/00, 5/14. Железнодорожный рельс / М. Н. Гергишан, В. М. Григорьев, В. В. Лядов, Л. П. Мелентьев. – Оpubл. 23.02.93, Бюл. № 7.

100. А.с. 1657562 СССР, МКИ5 Е 01 В 5/14. Железнодорожный рельс на криволинейном участке пути / В. С. Лысюк, В. В. Порошин – Оpubл. 23.06.91, Бюл. № 23.

101. Пат. 19273 Украины, МКИ5 Е01 В 5/02. Залізнична рейка / В. П. Есаулов и др. – Оpubл. 25.12.97, Бюл. № 6.

102. [www.graw.com](http://www.graw.com).

103. [www.riftek.com](http://www.riftek.com).
104. Kynaslahti M. Устройство для измерения профиля колес / M. Kynaslahti // Железные дороги мира. – 1995. – № 3. – С. 63 – 65.
105. Венедиктов А.З. Бесконтактный контроль параметров колесных пар / А.З. Венедиктов // Железные дороги мира. – 2004. – № 10. – С. 61 – 65.
106. Sroba P. Шлифование рельсов на железных дорогах Северной Америки / P. Sroba, E. Magel, F. Prahл // Железные дороги мира. – 2005. – № 5. – С. 67 – 71.
107. Brennan Ch. Шлифование рельсов / Ch. Brennan, K. Sawley, J. Stanfordetal // Железные дороги мира. – 2000. – № 9. – С. 55 – 61.
108. Лапина Л. Г. Особенности использования записей вагона-путеизмерителя при построении возмущений для расчета динамики грузовых вагонов / Л. Г. Лапина, И. А. Мащенко // Техническая механика. – 2011. – № 1. – С. 3 – 11.
109. Технічні вказівки щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірювальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії. – Київ, 2005. – 48 с.
110. Протокол № 560 предварительных испытаний (ходовых динамических и ходовых прочностных) опытных тележек модели 18-7020 / Испытательный центр продукции вагоностроения и литейного производства для вагоностроения УкрНИИВ (ИЦ ПВ УкрНИИВ); Руководитель Шаповал А. В. – № 383 от 25.12.05; Инв. № 2299. – Кременчуг, 2005. – 29 с.
111. Коротенко М. Л. Результаты сравнительных динамических ходовых испытаний полувагонов с различными типами профиля колес / М. Л. Коротенко, С. А. Кострица, Р. Б. Грановский, А. В. Султан, Е. Ф. Федоров, А. Е. Кривчинков // Тезисы докладов международной научно-практической конференции “Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту”. – Днепропетровск, 2005. – С. 41 – 42.

112. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). Изменения и дополнения / Гос. НИИВ – ВНИИЖТ. – Москва: Гос. НИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

113. Инструкция по деповскому ремонту и эксплуатации тележек грузовых вагонов модели 18-100, которые модернизированы с установкой элементов компании “A.Stucki” и колес с нелинейным профилем ИТМ-73. ЦВ-0083. – Киев. – 2005. – 36 с.

114. Технічні вказівки щодо стану рейкової колії за показниками колієвимірювальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання колії. – Киев, 2005.

115. Анализ влияния элементов системы “экипаж-путь” на силы взаимодействия ее элементов, динамические качества экипажа, износ колес и рельсов: отчет о НИР (промежуточ.) / Институт технической механики НАНУ и НКАУ; руководитель НИР В. Ушкалов. – Днепропетровск, 2007. – 159 с. – № госрегистрации 104U004082. – Инв. № 113-14/2007. – Тема III-20-04.

116. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України / Міністерство транспорту та зв'язку України. Державна адміністрація залізничного транспорту України. Головне управління колійного господарства. – Київ, 2006. – 336 с.

## СПРАВКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи Под'ельнікова І.В.  
«Поліпшення взаємодії вантажних вагонів та колії  
за рахунок вдосконалення візків і профілів пари «колесо-рейка»»

Розроблені Под'ельніковим І.В. пропозиції щодо вдосконалення профілю обода залізничного колеса для вантажних вагонів, обладнаних візками з ковзунами постійного контакту, впроваджено при виробництві дослідно-промислової партії вантажних вагонів (22 напіввагона) з комплексно модернізованими візками.

Головний інженер управління  
Вагонного господарства  
«Укрзалізниці»



Мархай В.В.

**KODA®**Українсько-американське ООО Фірма «КОДА»  
Ukrainian-American company KODA Ltd.

ISO 9001:2008

Победитель Всеукраинского  
конкурса качества продукции  
«100 лучших товаров Украины»  
2004 и 2009 г.Ул. Фрунзе, 22, г. Харьков, 61002, Украина  
Тел.: (057) 714 26 54, 717 96 48, факс: 719 30 70  
mail@koda.ua  
http://www.koda.ua  
Код ЄГРПОУ 19371667

Исх. № 484-12 2012.09.11

**СПРАВКА**

про впровадження результатів дисертаційної роботи Под'ельнікова І.В.  
«Поліпшення взаємодії вантажних вагонів та колії  
за рахунок вдосконалення візків і профілів пари «колесо-рейка»»

Розроблені Под'ельніковим І.В. пропозиції щодо вимірювання в експлуатації залізниць профілів ободів коліс та головок рейок з різним ступенем зносу впроваджено при вдосконаленні лазерних приладів серій ІКП-5 та ПРП-1, призначених для безконтактного високоточного вимірювання профілів залізничних коліс та рейок.

Офіційний представник ТОВ «RIFTEK»  
(м. Мінськ) на Україні  
Українсько-американське ТОВ  
Фірма «КОДА»  
Генеральний директор



Семко О.М.