

На правах рукописи

**МАКСИМЕНКО Ирина Викторовна**



**ВОЗМОЖНОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ  
ТЯГОВОГО ПРИВОДА II КЛАССА  
ДЛЯ ЛОКОМОТИВОВ И ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ**

Специальность 05.22.07 - Подвижной состав  
железных дорог, тяга поездов и электрификация

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва-2004 г.

Работа выполнена на кафедре «Автоматизация производства и проектирования  
в машиностроении» Коломенского института  
Московского государственного открытого университета (КИ МГОУ)

**Научный руководитель -**

доктор технических наук, профессор

**БЕЛЯЕВ Анатолий Ильич**

**Официальные оппоненты -**

доктор технических наук, профессор

(Брянский государственный технический  
университет)

**МИХАЛЬЧЕНКО Георгий Сергеевич**

кандидат технических наук, доцент

(Российский государственный открытый  
технический университет путей сообщения)

**ШАРОВ Виталий Дмитриевич**

**Ведущая организация -** Проектно-конструкторское бюро локомотивного хозяйства - филиал открытого акционерного общества «Российские железные дороги» (ГТКБ ЦТ ОАО «РЖД»)

Защита диссертации состоится на заседании диссертационного совета Д 218.005.01 при Московском государственном университете путей сообщения (МИИТ) по адресу: 127994, г.Москва, ул.Образцова, 15, ауд.2505, «15» декабря 2004 г. в 15 часов 00 минут.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МИИТа.

Автореферат разослан «13» ноября 2004 года.

Отзыв на автореферат в 2-х экземплярах, заверенный печатью, просим направлять по адресу университета.

Ученый секретарь диссертационного совета Д 218.005.01,

Доктор технических наук, профессор



Г.И.Петров

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Одной из важных задач, стоящих перед железнодорожным транспортом, является значительное повышение надежности технических средств. Увеличение надежности локомотивов требует совершенствования тягового привода, который на сегодняшний день остается узлом, недостаточно надежно работающим в эксплуатации. Анализ повреждений оборудования подвижного состава, проведенный по сети дорог МПС за период с 1990 по 2000 гг., показывает, что на долю неисправностей тягового привода приходится свыше 50% всех неисправностей. Ряд ценных исследований в области повышения качества тяговых приводов выполнили такие крупные отечественные ученые, как Беляев А.И., Бирюков И.В., Доронин В.И., Камаев А.А., Куценко С.М., Медель Б.В., Минов Д.К., Михальченко Г.С., Иванов В.Н., Павленко А.П., Пахомов М.П., Суздальцев М.Я., Тибилов Т.А., Щепетильников В.А., Перевозчиков С.Н., Усманов Х.Г. и их ученики, а также зарубежные специалисты Альтхамер, Гюг, Мадей, Осецкий, Пасоварелли, Шiba и др.

В Программе обновления эксплуатационного парка, принятой в 2001 г. на заседании локомотивной секции Научно-технического совета МПС, указано на необходимость создания нового подвижного состава с асинхронным тяговым приводом. Поэтому совершенствование тяговых приводов с целью полного использования скоростных возможностей асинхронного электродвигателя, включающее, с одной стороны, существенное повышение прочности всех элементов тягового привода, а с другой стороны, обеспечение требуемого передаточного отношения тягового редуктора, является актуальной задачей для дальнейшего развития локомотивостроения.

В результате обобщения накопленного опыта эксплуатации отечественных локомотивов, анализа зарубежных данных, целого ряда расчетно-теоретических и экспериментальных работ, проведенных, в частности, коллективами Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ МПС РФ), Всероссийского научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (ВНИКТИ ОАО «РЖД»), Всероссийского института электровозостроения (ВэлНИИ) и локомотивостроительных заводов, установлено, что применение асинхронных тяговых электродвигателей в серийных приводах, используемых в настоящее время, приводит к ряду проблем, вызванных следующими причинами: 1) недостаточное передаточное отношение одноступенчатого редуктора; 2) малопримлемые значения динамических показателей работы тягового привода; 3) недостаточная быстроходность передаточного механизма (муфты). Сравнение существующих конструкций тяговых приводов показывает, что одним из пер-



спективных направлений является совершенствование конструкции тягового привода второго класса, обладающего рядом динамических преимуществ перед серийными приводами при выполнении определенных условий. Поэтому в диссертации поставлена задача разработки алгоритмов исследования кинематических и динамических показателей перспективного тягового привода второго класса с планетарным осевым редуктором с большим передаточным отношением и быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфтой (БУШПМ), позволяющей установить горизонтальную реактивную тягу, между остовом редуктора и рамой тележки.

Цель и задачи работы. Разработать конструкцию тягового привода второго класса с БУШПМ для передачи вращающего момента от электродвигателя к колесной паре, соответствующей условиям работы привода с асинхронным тяговым электродвигателем, для чего необходимо провести кинематические и динамические исследования, а также анализ прочности и надежности основных элементов привода. В соответствии с поставленной целью в работе решаются следующие задачи: разработка математической модели БУШПМ; исследование кинематики и динамики БУШПМ; определение деформаций резиновых элементов БУШПМ при радиальном и угловом относительном смещении фланцев; изучение предельной компенсирующей способности муфты; разработка на основании вышеперечисленных исследований конструкции БУШПМ; изучение особенностей работы центрального подшипника качения и разработка методики его расчета на долговечность; разработка математической модели тягового привода второго класса с планетарным редуктором с повышенным передаточным отношением; исследование динамических показателей тягового привода с планетарным осевым редуктором; разработка на основании выполненных исследований конструкции высокопрочного, надежного и компактного осевого планетарного редуктора с БУШПМ; изучение особенностей и преимуществ работы осевого планетарного редуктора с БУШПМ в тележках электропоездов; экспериментальные исследования работоспособности муфты с колесной парой и анализ прочности и надежности основных ее элементов.

Методы исследования. Исследования выполнены на основе методов компьютерного моделирования, теории вероятностей и математической статистики, теории надежности и математического анализа.

Научная новизна. Разработана математическая модель БУШПМ; предложены и обоснованы алгоритмы исследования особенностей работы БУШПМ в статике и динамике; предложена и обоснована принципиально новая методика расчета центрального подшипника качения муфты; разработан программный модуль расчета кинематических показателей БУШПМ - с помощью этой модели определены значения углов поворота двуплечих рычагов

и поводков муфты в зависимости от положения ведущего вала при различных значениях расцентровки (до 40 мм), которые являются основой для расчета на долговечность подшипников качения рычагов и резинометаллических шарниров БУШПМ; разработана математическая модель тягового привода второго класса с планетарным редуктором и БУШПМ; предложены и обоснованы алгоритмы исследования кинематических и динамических показателей тягового привода с планетарным редуктором и БУШПМ; получено два Патента РФ на изобретение - на конструкцию БУШПМ и конструкцию тягового привода с планетарным редуктором и БУШПМ.

Практическая ценность и реализация результатов работы. Разработана конструкция БУШПМ, способной передавать вращающий момент от ротора электродвигателя к ведущему валу осевого редуктора с частотой вращения до 4000 мин<sup>-1</sup> и радиальной расцентровкой соединяемых валов до 40 мм (Патент РФ № 2207267). Разработана конструкция модернизированного тягового привода второго класса с применением БУШПМ и заменой вертикальной реактивной тяги в приводе на горизонтальную, что сделало привод практически невосприимчивым к вертикальным колебаниям колесной пары и рамы тележки (Патент РФ № 2206468). Разработана конструкция резинометаллического шарнира, значительно увеличивающая компенсирующую способность муфты при одновременном увеличении ее технического ресурса.

Полученные практические результаты исследований могут быть использованы проектными и научно-исследовательскими организациями промышленного транспорта, занимающимися вопросами проектирования новых типов подвижного состава. Отдельные теоретические положения диссертации внедрены в учебный процесс Коломенского института Московского государственного открытого университета.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на девятом международном научном семинаре «Технологические проблемы прочности» (Подольск, 2002), десятом международном научном семинаре «Технологические проблемы прочности» (Подольск, 2003), научно-технической конференции с международным участием «Теория и практика зубчатых передач» (Ижевск, 2004), заседании кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» МИИТа.

Публикации. По теме диссертации опубликовано восемь печатных работ, включая два Патента РФ на изобретение.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения с выводами, списка использованной литературы (104 наименования) и двух приложений. Текст диссертации изложен на 172 страницах, содержит 48 рисунков и 4 таблицы.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Введение.** Обоснована актуальность темы диссертационной работы в связи с необходимостью совершенствования тяговых приводов локомотивов, сформулирована цель исследования, поставлены задачи и выбраны методы их решения.

В **первой главе** на основе анализа шарнирно-поводковых муфт для передачи вращающего момента от электродвигателя к осевому редуктору установлено, что существующие конструкции уравновешенной шарнирно-поводковой муфты не полностью удовлетворяют для использования в асинхронном тяговом приводе по причине невысокой компенсирующей способности и недостаточной прочности конструктивных элементов.

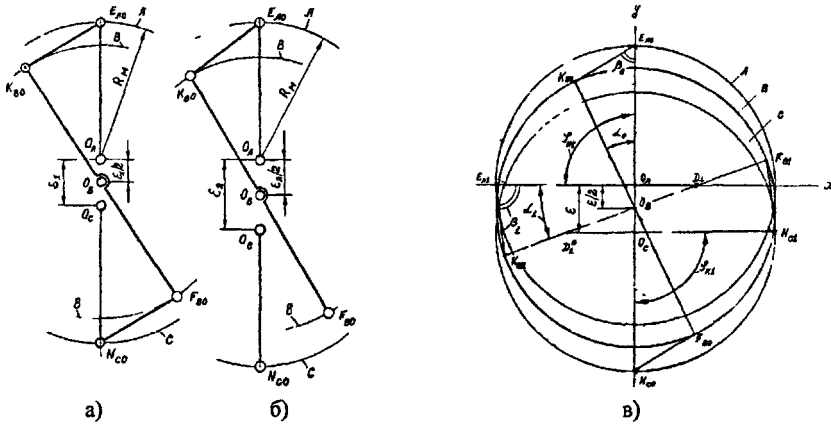
На основе анализа конструкций тяговых приводов первого, второго и третьего классов установлено: 1) привод первого класса не рекомендуется к применению на новых грузовых и пассажирских локомотивах из-за слишком большой необрессоренной массы, повышенного динамического воздействия на верхнее строение пути и электродвигатель; 2) для получения хороших динамических показателей тягового привода третьего класса необходимо применять механизмы, исключающие галопирование рамы тележки относительно кузова, а в тяговой передаче – зубчатые колеса, исключающие неравномерный износ рабочих поверхностей зубьев; 3) в наибольшей степени пригоден для вновь строящихся пассажирских и грузовых локомотивов модернизированный привод второго класса благодаря широкому диапазону возможных передаточных отношений, низкой нагруженности зубчатых колес и подшипников качения, высокому техническому ресурсу осевого редуктора и хорошим динамическим показателям привода.

Обосновано использование новой быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфты в модернизированном тяговом приводе второго класса, позволяющей заменить вертикальную тягу на горизонтальную, что делает привод практически невосприимчивым к вертикальным колебаниям колесной пары и рамы тележки. Возможность использования в тяговом приводе второго класса горизонтальной тяги была впервые проанализирована проф. Бирюковым И.В., однако реализовать эту идею до настоящего времени не удалось именно из-за отсутствия высокооборотной муфты с большой компенсирующей способностью.

**Вторая глава** посвящена математическому исследованию кинематики быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфты при параллельном смещении осей ведущего и ведомого фланцев, анализу разработанной на основе этих исследований конструкции БУШПМ, а также анализу показателей прочности и надежности основных элементов муфты.

При исследовании кинематики БУШПМ были разработаны математические модели плоской и пространственной систем муфты. В первом случае работа УШПМ рассматривалась при

параллельном смещении осей ведущего и ведомого фланцев на величину  $\epsilon$  (рис.1, а,б), а также при вращении со смещенными на величину  $\epsilon$  параллельными осями фланцев (рис.1,в). Для этого была рассмотрена кинематическая цепь, состоящая из части БУШПМ, включающей ведущий валик  $E_{AO}$  линии ведущего фланца  $O_A - E_{AO}$ , ведущий по во  $E_{AO}K_{BO}$ , плечи и рычаг  $K_{BO} - F_{BO}$ , ведомый поводок  $F_{BO} - N_{CO}$  и ведомый валик  $N_{CO}$  линии ведомого фланца  $O_C - N_{CO}$ .



а) расцентровка на величину  $\epsilon_1$ ; б) расцентровка на величину  $\epsilon_2$ ; в) поворот на  $\varphi_{n1} = 90^\circ$

Рис.1

Из рис.1 (а,б) видно, что при смещении осей фланцев в определенных пределах на величину  $\epsilon$  всегда можно провести линию двуплечего рычага к окружностям их поводков так, что последняя пересечет отрезок  $\epsilon$  ровно пополам. Положение линий ведущего и ведомого фланцев при этом не меняется (см. рис.1, а,б). То же самое получается и при рассмотрении кинематической цепи УШПМ в целом. Математически это доказывается тем, что треугольники  $O_B E_{AO} K_{BO}$  и  $O_B N_{CO} F_{BO}$  подобны при  $\varphi \leq 0,1 \cdot D_{\text{ш}} \leq 0,2 \cdot R_{\text{ш}}$ , т.е. в результате колебания смещения осей  $s$  в заданных пределах при невращающейся муфте не вызывает угловых колебаний ведомого фланца, если ведущий считать неподвижным.

При вращении УШПМ со смещенными на величину  $\epsilon$  параллельными осями фланцев (рис.1, в) в исходном положении ведущий валик  $E_{AO}$  ведущего фланца, движущегося по окружности «А» (при  $\epsilon = \text{const}$ ), расположили на оси  $y$  с координатами  $E_{AO}(0, R)$ , то есть для начального положения УШПМ  $\varphi_{\text{во}} = 0^\circ$  и  $\varphi_{\text{во}} = 0^\circ$ . С учетом этих условий уравнения математической модели с целью определения интересующих нас значений были решены с помощью специально разработанного программного модуля расчета кинематических показателей муфты при следующих параметрах:  $R_{\text{ш}} = 225 \text{ мм}$ ,  $L_{\text{п}} = 120 \text{ мм}$  (для электровозов) с дискретой по углу поворота ве-

душего фланца в  $10^\circ$  и различными значениями  $\epsilon = 0; 10; 20; 30$  и  $40$  мм. Аналогично были определены значения  $\Phi_{к1}, \alpha_1, \beta_1$  при заданном ведущему фланцу БУШПМ углом перемещении  $\Phi_{н1}$ . Подобные вычисления можно выполнить и для двух других двуплечих рычагов. Нетрудно заметить, что искомые параметры будут повторяться со смещением по углу поворота ведущего фланца для второго рычага на  $120^\circ$ , а для третьего - на  $240^\circ$ .

Результаты вычислений показали, что при параллельном радиальном смещении валов ведущего и ведомого фланцев в пределах  $\epsilon \leq 0,2 \cdot R_m$  угол поворота  $\Phi_{к}$  ведомого фланца всегда равен углу поворота  $\Phi_{н}$  ведущего фланца, то есть БУШПМ кинемагически совершенна по отношению к радиальному смещению валов ведущего и ведомого фланцев. При этом значения углов поворота двуплечих рычагов относительно фланцев  $\alpha_i$  и поводков относительно фланцев  $\beta_i$  практически линейно зависят от смещения валов и изменяются гармонически с оборотной частотой вращения муфты (рис.2). Полученные зависимости являются основой для расчета на долговечность подшипников качения рычагов и резинометаллических шарниров УШПМ

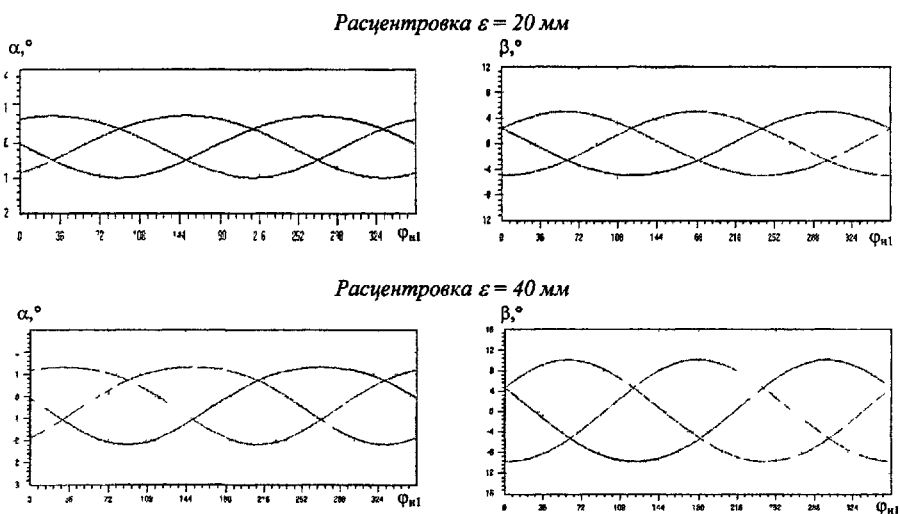


Рис.2.

При исследовании пространственной системы рычагов и поводков БУШПМ рассматривалась ее работа при перекосе и осевом смещении соединяемых валов. Было установлено, что при угловом перекосе валов увеличивается лишь угол поворота одного рычага относительно соседних рычагов в плоскости муфты, значение которого при соосном расположении соединяемых валов равно нулю, при этом вращение ведомого вала будет в точности соответствовать вращению ведущего вала. Картина не меняется, если рассматривать одновременно



радиальное смещение валов в сочетании с их угловым перекосом. Эти выводы подтверждаются анализом пространственной модели.

При осевом смещении соединяемых валов значение осевого смещения колесной пары относительно рамы тележки от среднего положения в каждую сторону у двухосных тележек может достигать 12 мм, а у трехосных тележек - 20 мм. Расчеты показали, что муфта компенсирует эти величины. Так как частота поперечных перемещений колесной пары относительно рамы тележки при извилистом движении последней по рельсовому пути не превышает обычно 3 Гц, то динамический вращающий момент от возвратно-поворотных движений промежуточного звена будет ничтожно мал.

На основании представленных выше исследований была разработана конструкция быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфты (Патент РФ № 2207267), представленная на рис.3.

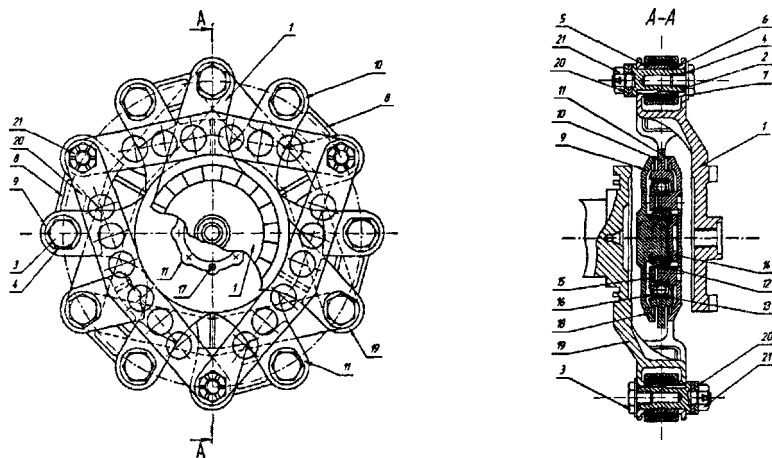


Рис.3

Муфта состоит из ведущего фланца 1, который может быть соединен с хвостовиком вата якоря (ротора) электродвигателя посредством шлицев, болтового крепления или прессовой посадки. Ведущий фланец 1 имеет три равномерно расположенные по окружности консольные вилки. Они посредством полых валиков 2, винтов 3 и шайб 4, а также резинометаллических блоков, состоящих из втулки 5, кольцевого буртика 6 и резинового элемента 7 соединены с головками трех ведущих поводков 8. Поводки 8 изготавливаются из легких высокопрочных алюминиевых сплавов или из углепластика. Противоположные головки поводков 8 соединены аналогичным путем посредством полых валиков 2 с гайками 3 и шайбами 4, а также резинометаллических блоков с вилками трех двуплечих рычагов 9,10 и 11. Двуплечие рычаги 9,10 и 11 подвижно соединены

ны между собой в центре посредством подшипников качения 12 и 13, крышки 14, кольца 15, фиксатора 16 и болтов 17 так, что они могут вращаться друг относительно друга. Внутренняя полость подшипникового узла рычагов 9, 10 и 11 защищена от попадания пыли и аэра манжетами 18. Вилки на противоположных концах двуплечих рычагов 9, 10 и 11 соединены с головками трех ведомых поводков точно так же, как это описано выше, а противоположные их головки аналогичным путем соединены с консольно расположенными вилками ведомого фланца 19, который может быть выполнен за одно целое с валом осевого редуктора или крепиться к нему посредством болтов. Валики 2 с консольных сторон вилок ведущего и ведомого фланцев снабжены пальцами, на которые с преднатягом одеваются облегченные тяги 20, связывая с преднатягом попарно их между собой. Тяги 20 крепятся на пальцах валиков 2 корончатыми гайками 21.

Поскольку с применением асинхронных электродвигателей частота вращения ротора повысилась до  $4000 \text{ мин}^{-1}$ , резко возросли центробежные силы, действующие на вилки ведущего 1 и ведомого 15 фланцев, а также на вилки двуплечих рычагов 9, 10 и 11, создавая опасные изгибающие напряжения в местах перехода лап к дискам. Поэтому установка с преднатягом облегченных тяг 16 на пальцы полых валиков 2 со стороны консоли вилок ведущего 1 и ведомого 15 фланцев позволяет воспринимать им консольные центробежные силы и тем самым исключить опасные изгибающие напряжения в местах перехода лап к дискам. Таким образом, новая конструкция БУШПМ расширяет скоростной диапазон ее применения и делает пригодной для асинхронного тягового привода.

При проектировании первого образца муфты для подвижного соединения двуплечих рычагов были выбраны шариковые подшипники по статической грузоподъемности, поскольку рычаги промежуточного звена покачиваются относительно друг друга на небольшой угол, и, следовательно, подшипники работают при возвратно-поворотных движениях с небольшой скоростью. Однако через 50 часов ускоренных испытаний муфты на стенде при максимальной нагрузке на внутреннем кольце коаксиально установленного шарикового подшипника образовались из-за питтингового износа ямки глубиной до 1,4 мм. Анализ этого явления позволил разработать принципиально новую методику выбора центрального подшипника качения, основанную на утверждении, что подшипники качения, работающие при возвратно-поворотных движениях, следует выбирать не по статической, а по динамической грузоподъемности с учетом числа циклов нагружения площадки контакта шарика (ролика). Подшипники качения, выбранные по приведенной выше методике для муфты, обеспечили заданный технический ресурс при ускоренных испытаниях на стенде, при которых нагрузка удваивалась по сравнению с длительным режимом работы.

Поскольку у обычной шарнирно-поводковой муфты трудно обеспечить одинаковую

радиальную жесткость резиновых элементов в шарнирах, при высокой частоте вращения, когда центробежные инерционные силы от поводков достигают значительной величины, неравномерная их радиальная деформация приводит к разбалансировке муфты. Поэтому в процессе диссертационного исследования была разработана новая конструкция резинометаллического шарнира с подшипником типа ШС (рис.4), позволяющая значительно увеличить компенсирующую способность БУШПМ при одновременном увеличении ее технического ресурса. Муфта с новым шарниром обеспечивает передачу вращающего момента до 25000 Нм при частоте вращения до 4000 мин<sup>-1</sup> и радиальном смещении валов до 40 мм без разбалансировки.

Тарировка экспериментального шарнира на кручение и поперечный перекокс показала, что жесткость его на кручение вокруг собственной оси в 3,8 раза меньше жесткости обычного шарнира, а жесткость поперечного перекокса центрального валика относительно внешней втулки меньше в 2,4 раза. Эти данные позволили построить ожидаемые характеристики статической жесткости быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфты, показанные на рис.5 пунктирными линиями. Что касается жесткости БУШПМ при поперечном угловом перекоксе соединяемых валов электродвигателя и осевого редуктора, по данным многочисленных исследований ряда авторов можно утверждать, что даже при частоте вращения 4000 мин<sup>-1</sup> динамическая жесткость муфты не будет превышать статическую, показанную на рис.5, более чем на 20%, то есть дополнительные динамически нагрузки на подшипники качения валов электродвигателя и редуктора при деформации муфты будут невелики и почти на порядок меньше нагрузок, создаваемых резинокордной муфтой в приводах второго класса моторных вагонов электропоездов ЭР2.

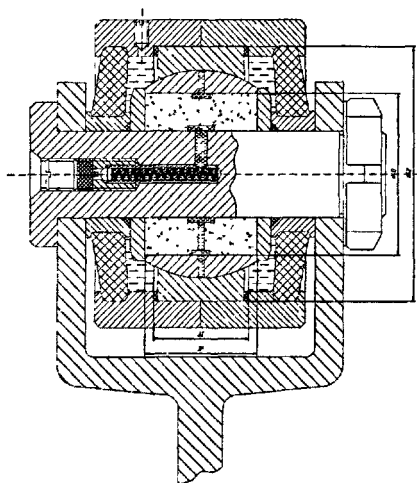
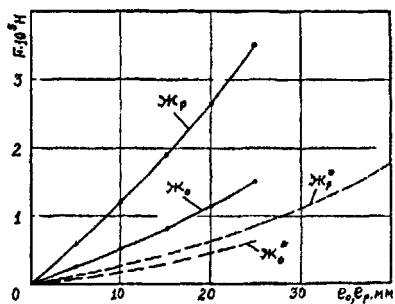


Рис.4



$Ж_p, Ж_0, Ж_p^*, Ж_0^*$  - соответственно  
при радиальном и осевом смещении валов;  
\* - экспериментальная УШПМ

Рис.5

Третья глава посвящена разработке и анализу кинематических и динамических моделей тягового привода с планетарным редуктором и быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфтой.

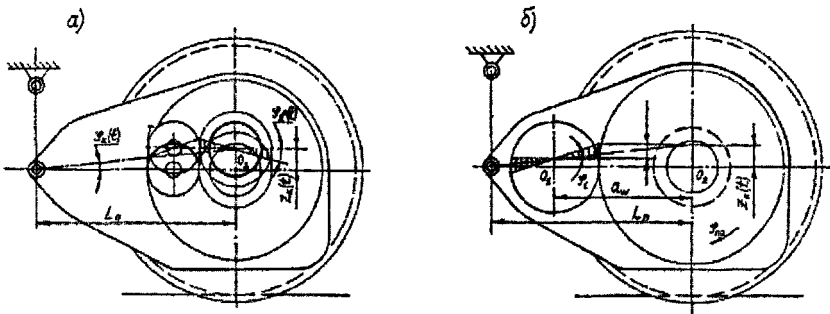
Изобретение быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфты, способной равномерно передавать вращающий момент величиной до  $2,5 \cdot 10^4$  Н-м от электродвигателя к ведущему валу осевого редуктора с радиальной расцентровкой до 40 мм и перекосом осей валов до  $3^\circ$ , позволяет по-новому взглянуть на перспективу применения на железнодорожном тяговом подвижном составе привода второго класса с планетарным редуктором, в первую очередь, из-за возможности применения горизонтальной тяги.

Проведенное в диссертации исследование нагруженности зубчатых колес планетарного редуктора подтверждает, что его применение на тепловозах и электропоездах позволяет снизить рабочую удельную нагрузку на зубья передачи более чем в три раза практически при одинаковых габаритах остова по направлению оси колесной пары. Учитывая, что уровень как внешних, так и внутренних динамических нагрузок на зубья зубчатых колес планетарного редуктора при высоких скоростях движения также меньше в три-четыре раза по сравнению с тяговыми приводами и электропоездов, и тепловозов, можно смело утверждать, что и подшипники качения как на ведущем, так и на ведомом валу будут нагружены меньше примерно в таком же соотношении. Если считать зависимость интенсивности износа рабочих поверхностей зубьев тяговых передач локомотивов и электропоездов от нормальной удельной нагрузки на них в первой степени (на самом деле, степень выше единицы), а также учесть эффект снижения интенсивности износа зубьев с уменьшением их модуля, то можно смело утверждать, что технический ресурс всех элементов планетарного редуктора будет не менее расчетного срока службы в эксплуатации тягового подвижного состава.

В настоящей диссертации изучение работы планетарного редуктора в тяговом приводе включало сравнительный анализ его математических моделей с вертикальной и горизонтальной тягой с точки зрения восприимчивости редуктора к колебаниям колесной пары и рамы тележки.

При вертикальном положении реактивной тяги (рис.6, а,б) было принято, что колесная пара не теряет сцепления с рельсами, то есть не совершает угловых колебательных движений. При подпрыгивании колесной пары на расстояние  $z_k(t)$  угол поворота корпуса редуктора найдем по формуле:  $\varphi_{kp}(t) = \frac{z_k(t)}{L_n}$ . Поскольку суммарный угол поворота ведущей шестерни и якоря

определяется из выражения:  $\varphi_{ic}(t) = \varphi_{jc}(t) = \frac{z_m(t)}{L_n} \cdot u_p$ , очевидно, что значение угла поворота



*а – вид с торца, б – цилиндрическая часть редуктора*

Рис.6

ведущей шестерни редуктора зависит от угла поворота корпуса и передаточного отношения редуктора.

В планетарном редукторе с горизонтальной реактивной тягой (рис.7) при вертикальных колебаниях колесной пары  $z_k(t)$  корпус редуктора будет поворачиваться вокруг оси колесной пары на угол  $\varphi_{kp}(t)$ :  $\varphi_{kp}(t) = \frac{L_z - \sqrt{L_z^2 - z_k^2(t)}}{L_p}$ . Аналогичной будет зависимость и при вертикальных колебаниях рамы тележки  $z_m(t)$ , то есть  $\varphi_{kp}(t) = \frac{L_z - \sqrt{L_z^2 - z_m^2(t)}}{L_p}$ , где  $L_z$  – длина горизонтальной реактивной тяги;  $L_p$  – расстояние между продольной осью колесной пары и скрещивающейся с ней осью реактивной тяги в статике. При галопировании рамы тележки угол поворота корпуса редуктора определяется по формуле:  $\varphi_{kp}(t) = \frac{L_z - \sqrt{L_z^2 - z_m^2(t)}}{L_p} \pm \frac{x_m(t)}{L_p}$ .

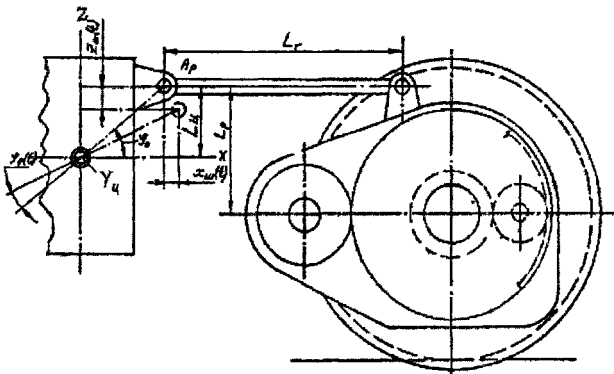


Рис.7

Результаты сравнения восприимчивости тяговых приводов с осевым редуктором при вертикальном и горизонтальном расположении реактивной тяги к колебаниям колесной пары и рамы тележки представлены в таблице 1.

**Таблица 1**

**Показатели восприимчивости тяговых приводов к колебаниям колесной пары и рамы тележки**

Показатели	Вертикальная тяга	Горизонтальная тяга
Колебание колесной пары	0,003846 рад	= 0 рад
Подпрыгивание рамы тележки	0,01923 рад	0,00012 рад
Галопирование рамы тележки	0,0112 рад	0,0037 рад

Таким образом, проведенные исследования показывают, что, во-первых, при горизонтальной тяге осевой редуктор практически не воспринимает среднечастотные колебания колесной пары на упругом рельсовом основании; во-вторых, при подпрыгивании рамы тележки восприимчивость привода в этом случае меньше более чем на два порядка; в-третьих, при галопировании рамы тележки восприимчивость редуктора при горизонтальной тяге меньше в три раза по сравнению с вертикальной тягой. Для еще большего снижения амплитуд колебаний галопирования рамы тележки следует устанавливать в первой и второй ступенях рессорного подвешивания более эффективные и долговечные по сравнению с другими типами гасителей колебаний пневматические адаптивные демпферы, обладающие полосовыми свойствами, что позволяет увеличивать безразмерную величину коэффициента демпфирования до 0,46, при этом амплитуды галопирования рамы тележки снижаются вдвое по сравнению с существующими типами упруго-диссипативной виброзащиты.

Анализ математической модели тягового привода с планетарным редуктором с точки зрения восприимчивости к зубцовой динамике показал, что при виброударном режиме работы зубчатой передачи необходимо стремиться всемерно снижать интенсивность износа рабочих поверхностей зубьев, в частности, за счет уменьшения удельной нагрузки и модуля зацепления передачи, а также добиваться того, чтобы, по крайней мере, одна из взаимодействующих масс зубчатых колес имела минимальное значение.

В настоящей диссертации была разработана динамическая модель тягового привода с планетарным редуктором, описываемая уравнениями с тремя степенями свободы:

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_c(t) + (C_1 + C_2 + C_3) \cdot \dot{x}_c(t) + (K_1 + K_2 + K_3) \cdot x_c(t) - C_1 \dot{x}_n(t) - K_1 x_n(t) = 0; \\ J_c \cdot \ddot{\varphi}_c(t) + (2C_1 + C_3) R_c^2 \cdot \dot{\varphi}_c(t) + (2K_1 + K_3) R_c^2 \cdot \varphi_c(t) - C_1 R_c [2\dot{x}_n(t) + \dot{x}_c(t)] - K_1 R_c [2x_n(t) + x_c(t)] = 0; \\ m_n \ddot{x}_n(t) + 2C_1 \dot{x}_n(t) + C_1 \dot{x}_c(t) + 2K_1 x_n(t) + K_1 x_c(t) - 2C_1 \cdot R_c \cdot \dot{\varphi}_c(t) - 2K_1 \cdot R_c \cdot \varphi_c(t) = F_m(t) \end{cases}$$

где  $R_c$  - радиус начальной окружности сателлитов;  $F_m(t)$  - приведенная к координате  $x_n(t)$

возбуждающая функция;  $x_c$  – перемещение центра сателлитов планетарного редуктора;  $\varphi_c$  – угол поворота сателлитов;  $x_n$  – перемещение приведенной к контакту зубьев центрального колеса с сателлитами массы ротора асинхронного электродвигателя вместе с быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфтой;  $K_i$  – приведенные к соответствующим координатам коэффициенты жесткости резиновых элементов;  $C_i$  – линеаризованные и приведенные к выбранным координатам коэффициенты демпфирования резиновых элементов;  $m_c, J_c, m_n$  – приведенные к обобщенным координатам массы и моменты инерции масс тягового привода.

Анализ представленной динамической модели тягового привода второго класса с планетарным осевым редуктором и асинхронным электродвигателем при аварийном режиме работы в инверторе напряжения позволил доказать

его неоспоримое преимущество, например, перед опорно-осевым приводом первого класса по следующим параметрам: 1) за счет большого передаточного отношения планетарного редуктора и, следовательно, увеличенной частоты вращения ротора асинхронного электродвигателя значительно уменьшается отрицательный момент ударного электромагнитного импульса при сквозном коротком замыкании, как в инверторе тока, так и в инверторе напряжения (рис.8); 2) возникающие в тяговом приводе второго класса с осевым планетарным редуктором динамические нагрузки при возможных аварийных режимах работы ин-

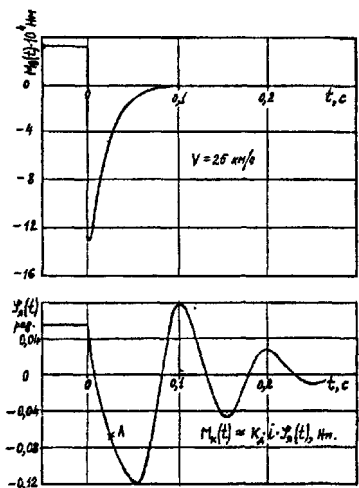


Рис.8

верторов не опасны для прочности всех его элементов.

Изучение результатов проведенных исследований доказывает, что наиболее удачным решением задачи замены применявшихся до настоящего времени на локомотивах одноступенчатых зубчатых передач является использование двухступенчатого редуктора, сочетающего цилиндрическую передачу в первой ступени и планетарную - во второй. Поэтому была разработана новая конструкция тягового привода (Патент РФ № 2206468), содержащего электродвигатель, жестко закрепленный на раме тележки, и осевой редуктор с жестким несущим корпусом, опирающимся на ось колесной пары посредством подшипников качения и соединенный с рамой тележки горизонтальной тягой (рис.9). При этом выходной вал электродвигателя соединен с входным валом осевого редуктора передаточным механизмом, выполненным

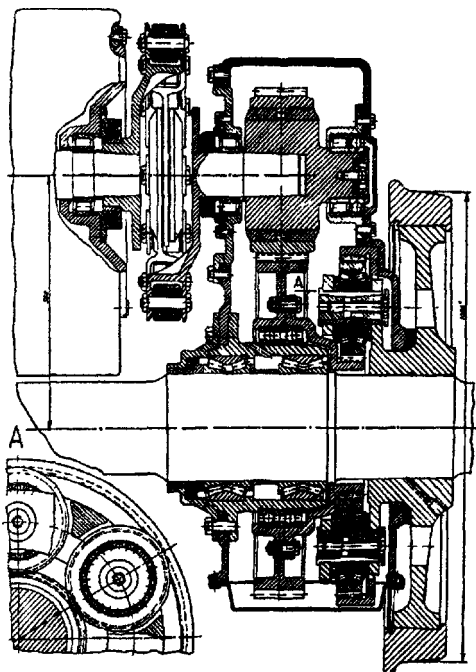


Рис.9

в виде быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфты. В жестком корпусе установлены двухступенчатая зубчатая передача, включающая цилиндрическую зубчатую передачу в первой ступени и планетарную однорядную зубчатую передачу во второй ступени, причем ведомое зубчатое колесо цилиндрической передачи жестко соединено с центральным (солнечным) зубчатым колесом, и оба они с помощью подшипника качения установлены на оси колесной пары, а опорное (коронное) зубчатое колесо закреплено на корпусе осевого редуктора. Водило планетарной однорядной передачи расположено со стороны диска колеса колесной пары и жестко соединено с ним, а сателлиты, находящиеся в зацеплении с центральным и опорным зубчатыми колесами, установ-

лены на подшипниках качения и опираются через резиновые элементы на полые продольно разрезные пальцы, размещенные в цилиндрических отверстиях водила и зажатые в них посредством болта двумя коническими сухарями.

В планетарной ступени осевого редуктора реализуется передаточное отношение в пределах  $3,4 \div 3,6$ , а в цилиндрической - от 1,5 до 2,5. В результате двухступенчатая передача (цилиндрическая и планетарная) перекрывает широкий диапазон передаточных отношений от 5,1 до 9, что вполне приемлемо для быстроходных асинхронных электродвигателей. По сравнению с двухступенчатой цилиндрической передачей сочетание цилиндрической и планетарной ступеней почти в два раза снижает ширину редуктора по направлению оси колесной пары, причем при расположении планетарной ступени со стороны центра колеса выгода получается наибольшей и редуктор значительно упрощается (исключается прессовая посадка водила на ось, а подшипники качения располагаются не на ступицах, а на оси колесной пары). Кроме того, получается более высокий к.п.д. передачи, значительно ниже нагружены подшипники качения и зубья зубчатых колес, в особенности в планетарной ступени. Благодаря установке сателлитов на резиновых элементах нагру-



ка равномерно распределяется по шести потокам, и при ширине планетарных зубчатых колес всего в 50 мм удельная нагрузка на зубья будет эквивалентна цилиндрической передаче при ширине венца последней 300 мм. Низкая нагруженность зубьев планетарной ступени позволяет уменьшить модуль зацепления до 6 мм против 10 мм у цилиндрической передачи, что, с одной стороны, существенно уменьшает стоимость изготовления зубчатых колес планетарной ступени, а с другой - обеспечивает высокую надежность работы этой ступени в эксплуатации

Изучение особенностей работы тягового привода второго класса с серийным и планетарным редуктором в двухосной тележке в статике и динамике показало, что, поскольку модернизированный привод второго класса не приводит к неравномерному перераспределению осевых нагрузок между правым и левым колесами колесной пары, как в статике, так и в динамике, и, учитывая, что планетарный редуктор с горизонтальной тягой не восприимчив к вертикальным колебаниям колесной пары и рамы тележки, а его чувствительность к галопированию рамы тележки снижена более чем в четыре раза, можно сделать вывод, что новая тележка будет иметь высокие значения по всем показателям качества.

**Четвертая глава** посвящена проведению натурных испытаний тягового привода тепловоза 2ТЭ121 с установленной уравновешенной шарнирно-поводковой муфтой (УШПМ) и с серийной резинокордной муфтой. Для динамических испытаний уравновешенной шарнирно-поводковой муфты под тепловозом 2ТЭ121-003 в составе комбинированного тягового привода во ВНИТИ был разработан и изготовлен вариант ее установки в габаритах штатного колесно-моторного блока. Для поездных динамических испытаний был сформирован поезд, состоящий из тепловоза 2ТЭ121-003А, вагона-лаборатории, тепловоза 2ТЭ116-475А. Для уточнения ожидаемого технического ресурса резиновых элементов муфты были проведены дополнительные испытания в объеме 300 часов на стендах (рис 10)



Рис 10

В процессе испытаний одновременно регистрировались с записью на ленту осциллографов, в частности, такие динамические параметры тягового привода, как крутящий момент

на валу якоря электродвигателя и усилие в реактивной тяге редуктора. Для возможности сопоставления полученных результатов испытаний комбинированного тягового привода с УШПМ и привода со штатным передаточным механизмом была проведена обработка опытных данных по максимальным значениям амплитуд для каждого режима работы тепловоза в зависимости от скорости движения. Кроме того, для привода с УШПМ статистическими методами были определены некоторые основные динамические характеристики.

Анализ осциллографных лент показал: 1) амплитуды регулярных динамических нагрузок совершенно не зависят от величины расцентровки валов редуктора и электродвигателя; 2) математические ожидания максимумов регулярных динамических нагрузок увеличиваются с ростом скорости движения локомотива значительно медленнее квадрата частоты вращения уравновешенной шарнирно-поводковой муфты. Эти факты подтверждают сделанный ранее вывод о том, что уравновешенная шарнирно-поводковая муфта не может служить источником значительных регулярных возмущений, то есть радиальная расцентровка валов редуктора и электродвигателя не нарушает радиальной динамической уравновешенности муфты.

Статистическая обработка осциллографных лент, выполненная в рамках корреляционной теории случайных процессов с помощью компьютера, позволила определить основные вероятностные характеристики динамического крутящего момента на валу электродвигателя, а также усилий растяжения-сжатия в реактивной тяге редуктора. Для этих случайных процессов были определены корреляционные функции, спектральные плотности, а также гистограммы распределения текущих значений их ординат. Так, на рис.11 показана спектральная плотность динамического крутящего момента на валу электродвигателя, а на рис.12 – спектральная плотность динамического усилия растяжения-сжатия в тяге редуктора.

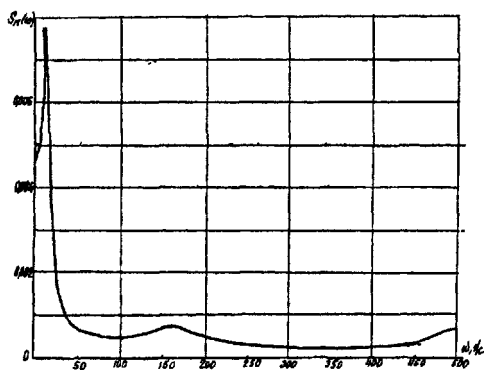


Рис.11

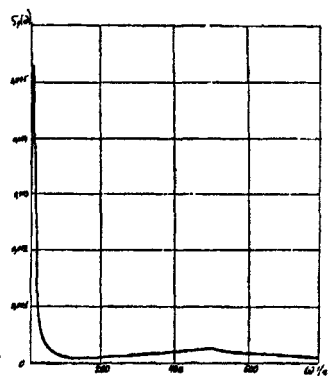


Рис.12

Для сопоставления результатов испытаний опытного тягового привода с первым образ-

цом УШПМ с результатами испытаний штатного привода тепловоза с резинокордной муфтой была проведена обработка данных эксперимента по максимальным значениям амплитуд динамических процессов в зависимости от скорости движения тепловоза. Результаты анализа опытных данных представлены в таблице 2.

Таблица 2

**Результаты анализа опытных данных  
по максимальным значениям амплитуд динамических процессов**

<b>Показатели</b>	<b>Резинокордная муфта</b>	<b>Экспериментальная УШПМ</b>
Динамические крутящие моменты на валу якоря электродвигателя	4700 Н-м	4900 Н-м
Динамические усилия растяжения-сжатия в тяге редуктора	26150 Н	27450 Н
Взаимные относительные перемещения тягового двигателя и редуктора при движении тепловоза по кривой	15,3 мм	24 мм
Суммарные осевые усилия, действующие на подшипники редуктора и электродвигателя (движение по кривой)	не измерялись	2353 Н

Анализ сравнительных результатов динамических испытаний комбинированного тягового привода с УШПМ и штатного тягового привода на тепловозе 2ТЭ121 по максимумам амплитуд динамических процессов показывает, что несмотря на более высокий уровень регулярных возмущений третьего порядка по отношению к частоте вращения вала якоря тягового электродвигателя, максимальные динамические нагрузки на валу якоря и на реактивной тяге его оказались лишь на 5% больше по сравнению со штатным приводом.

Анализ изменения динамического крутящего момента на валу якоря электродвигателя и динамического усилия растяжения-сжатия в реактивной тяге редуктора при боксовании колесной пары показал, что рассматриваемые динамические процессы совершенно идентичны по форме, развиваются с основной частотой около 3,2 Гц (при боксовании колес штатного привода 13,2 Гц). Абсолютные максимумы динамического крутящего момента на валу якоря электродвигателя и динамического усилия в реактивной тяге были достигнуты при четвертом боксовании и составили соответственно 23291 Н-м и 128810 Н (для штатного тягового привода - 23535 Н-м и 132390 Н). Испытания опытного тягового привода в режиме боксования колесной пары подтвердили, что конструкция уравновешенной шарнирно-поводковой муфты сохраняет свою работоспособность при динамических нагрузках, минимум в два раза превышающих их расчетные значения при трогании тепловоза с места.

Проведенные ресурсные испытания первого образца УШПМ на стендах (рис.10) по-

казали, что ожидаемый ресурс ее резиновых элементов в эксплуатации составит не менее 600 тыс.км пробега (для БУШПМ -  $1,2 \cdot 10^6$  км пробега).

Поскольку на стенде можно определить амплитудно-частотные характеристики различных вариантов тягового привода в диапазоне частот колебаний от 0 до 12 Гц, экспериментальный тяговый привод был оборудован датчиками для записи динамического крутящего момента на валу тягового электродвигателя и

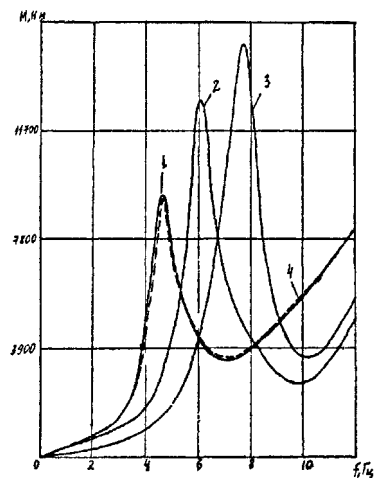


Рис.13

усилий растяжения-сжатия в реактивной тяге осевого редуктора. Амплитудно-частотные характеристики были определены для следующих вариантов компоновки тягового привода: 1) привод с упругим самоустанавливающимся зубчатым колесом и уравновешенной шарнирно-поводковой муфтой; 2) привод с упругим самоустанавливающимся зубчатым колесом и штатным передаточным механизмом; 3) привод с жестким зубчатым колесом и штатным передаточным механизмом; 4) расчетная АЧХ модернизированного тягового привода. На рис.13 приведены АЧХ указанных вариантов тяговых приводов при работе упругого колеса на эластичном участке характеристики жесткости. Из

рисунка видно, что АЧХ первого варианта является достаточно близкой к расчетной АЧХ, что свидетельствует о том, что при применении эластичного упругого зубчатого колеса характеристики крутильной жесткости уравновешенной шарнирно-поводковой муфты оказывают незначительное влияние на собственную частоту колебаний якоря и динамику привода.

Оценка прочности рычагов и поводков УШПМ показал, что усилия растяжения-сжатия распределяются по поводкам практически равномерно, остаточных деформаций на исследуемых наиболее напряженных участках не обнаружено. Максимальные напряжения, определяющие запас прочности поводка, были зарегистрированы в местах перехода от стержня к головке поводка, а наиболее напряженные сечения рычагов расположены на участке перехода от дисковой части рычага к его вилкам. Проведенная оценка прочности деталей УШПМ первого образца подтвердила, что геометрические размеры и выбранный материал для изготовления поводков и рычагов обеспечивают необходимые запасы прочности при частоте вращения муфты до 3000 об/мин, для более высоких частот вращения подтверждена необходимость внесения изменений в конструкцию УШПМ в виде установки с пред-

натягом облегченных тяг на пальцы полых валиков со стороны консоли вилок ведущего и ведомого фланцев, что позволяет им воспринимать консольные центробежные силы и тем самым исключить опасные изгибающие напряжения. БУШПМ с облегченными тягами расширяет скоростной диапазон собственного применения и становится пригодной для тягового привода с асинхронным двигателем при частоте вращения до 4000 об/мин.

Проведенные теоретические расчеты и выводы и сравнение их с результатами натуральных экспериментов подтверждают адекватность разработанных математических моделей, алгоритмов и методик расчета тягового привода с БУШПМ и осевым планетарным редуктором.

**В приложении** обоснована экономическая эффективность использования быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфты в тяговых приводах локомотивов на примере тягового привода тепловоза 2ТЭ121. Основные экономические показатели трехлетнего срока эксплуатации БУШПМ в тяговом приводе одного восьмиосного тепловоза 2ТЭ121:1) прибыль за минусом единовременных затрат - 52,3 тыс.руб.; 2) коэффициент дисконтирования - 0,8264; 3) интегральный экономический эффект - 47,5 тыс.руб.; 4) срок окупаемости инвестиций - 1,9 года.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Кинематическое исследование быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфты показало, что УШПМ кинематически совершенна по отношению к радиальному смещению валов ведущего и ведомого фланцев. На основании разработанной математической модели УШПМ, решенной с помощью компьютера, установлено, что значения углов поворота двуплечих рычагов относительно фланцев и поводков относительно фланцев практически линейно зависят от смещения валов и изменяются гармонически с оборотной частотой вращения УШПМ. Доказано, что уравновешенная шарнирно-поводковая муфта обеспечивает относительное перемещение соединяемых валов по пяти координатам, не вызывая при этом заметного колебания вращающего момента. При диаметре муфты в 500 мм предельное допустимое значение относительных перемещений соединяемых валов равно: радиальное смещение в плоскости муфты (по осям  $y$  или  $z$ ) – до 40 мм; осевое смещение вдоль оси  $x$  - до 25 мм; угловой перекося валов (относительно осей  $y$  или  $z$ ) – до  $3^\circ$ .

2. Динамическое исследование перспективного тягового привода с планетарным редуктором и быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфтой показало: 1) при горизонтальной тяге осевой планетарный редуктор практически не воспринимает среднечастотные колебания колесной пары на упругом рельсовом основании, при подпрыгивании ра-

мы тележки восприимчивость привода меньше более чем на два порядка, а при галопировании - меньше в три раза по сравнению с вертикальной тягой; 2) с помощью анализа разработанных математических моделей привода обосновано использование планетарного редуктора при виброударном режиме работы зубчатой передачи, что позволяет снизить интенсивность износа рабочих поверхностей зубьев за счет уменьшения удельной нагрузки и модуля зацепления передачи; установлено, что для снижения зубцовой динамики необходимо, чтобы, по крайней мере, одна из взаимодействующих масс зубчатых колес имела минимальное значение; 3) в результате выполненного динамического анализа тягового привода второго класса с планетарным осевым редуктором и асинхронным электродвигателем при аварийном режиме работы в инверторе напряжения получено неоспоримое его преимущество, например, перед опорно-осевым приводом первого класса по следующим параметрам: а) благодаря большому передаточному отношению планетарного редуктора и, следовательно, увеличенной частоте вращения ротора асинхронного электродвигателя значительно уменьшается отрицательный момент ударного электромагнитного импульса при сквозном коротком замыкании, как в инверторе тока, так и в инверторе напряжения; б) все элементы тягового привода второго класса с планетарным редуктором (муфта, зубчатая передача, резиновые элементы) стало возможным выполнить с тройным запасом прочности по отношению к вращающему моменту колесной пары по сцеплению; в) возникающие в тяговом приводе второго класса с осевым планетарным редуктором динамические нагрузки при возможных аварийных режимах работы инверторов не опасны для прочности всех его элементов.

3. Анализ результатов натуральных экспериментов показал: 1) уравновешенная шарнирно-поводковая муфта не может служить источником значительных регулярных возмущений, то есть радиальная расцентровка валов редуктора и электродвигателя не нарушает радиальной динамической уравновешенности муфты; 2) испытания опытного тягового привода в режиме бокового скольжения колесной пары подтвердили, что конструкция уравновешенной шарнирно-поводковой муфты сохраняет свою работоспособность при динамических нагрузках, в два раза превышающих их расчетные значения при трогании тепловоза с места; 3) результаты ресурсных испытаний первого образца УШПМ показали, что ожидаемый 95%-ный технический ресурс резиновых элементов составит не менее 600 тысяч пробегов (для БУШПМ –  $1,2 \cdot 10^6$  км пробега), а подшипников центрального узла - не менее 1 млн. км. Подшипники, предназначенные для подвижного соединения двуплечих рычагов муфты, рекомендовано выбирать не по статической, а по динамической грузоподъемности.

4. В результате сравнения теоретических расчетов и выводов с результатами натуральных экспериментов подтверждена адекватность разработанных математических моделей, ал-

горитмов и методик расчета тягового привода с УШПМ и осевым планетарным редуктором, а, следовательно, новых конструкций, защищенных Патентами РФ, и установлено:

4.1. Быстроходная уравновешенная шарнирно-поводковая муфта (БУШПМ) диаметром 500 мм с подшипниками типа ШС в шарнирах способна длительно работать при частотах вращения до  $4000 \text{ мин}^{-1}$ , обеспечивая равномерную передачу вращающего момента с импульсным значением до  $2,5 \cdot 10^4 \text{ Н-м}$  при радиальной расцентровке валов электродвигателя и осевого редуктора до 40 мм, осевом смещении их до 25 мм и угловом перекосе валов до  $3^\circ$ ;

4.2. Благодаря высокой эластичности шарниров муфты усилия, воспринимаемые подшипниками качения валов электродвигателя и осевого редуктора, при их смещении невелики и не превышают при радиальной расцентровке в 40 мм -  $2 \cdot 10^3 \text{ Н}$ , при осевом смещении в 25 мм -  $0,6 \cdot 10^3 \text{ Н}$ , а при угловом перекосе в  $3^\circ$  возникающий при этом момент пренебрежимо мал. Эти результаты почти на порядок лучше по сравнению с резинокордной муфтой шинного типа привода электропоездов типа ЭР2;

4.3. Совместное применение быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфты и планетарного осевого редуктора в приводе второго класса позволяет успешно решить многие технические задачи, которые возникли в связи с перспективой применения быстроходных асинхронных электродвигателей, а именно: 1) решена задача увеличения передаточного отношения ( $i = 5\div 9$ ) осевого редуктора; 2) решена задача централи для размещения асинхронного электродвигателя без применения промежуточного зубчатого колеса; 3) решена задача замены вертикальной реактивной тяги осевого редуктора на горизонтальную, что позволило: а) резко уменьшить низкочастотные и среднечастотные динамические нагрузки в тяговом приводе второго класса; б) обеспечить снижение высокочастотных зубцовых динамических нагрузок в цилиндрической передаче путем упругой связи венца ведущего зубчатого колеса со ступицей; в) исключить перераспределение вертикальных динамических нагрузок на рельсы между правым и левым колесами колесной пары, вызванное колебанием вращающего момента на ведомом зубчатом колесе; г) решить проблему увеличения технического ресурса в соответствии с требованиями ГОСТ 4.124-84 всех элементов осевого планетарного редуктора путем уменьшения действующих на них удельных нагрузок в 2+4 раза.

5. Расчет экономической эффективности внедрения тягового привода с быстроходной уравновешенной шарнирно-поводковой муфтой показал, что дополнительные вложения средств на его изготовление в связи с некоторым усложнением конструкции окупятся в течение 1,9 лет за счет повышения его КПД, тяговых свойств и снижения ремонтных затрат по сравнению с традиционными конструкциями тяговых приводов.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Беляев А.И., Горбунов А.Г., Максименко И.В. Выбор оптимальной конструкции тягового привода локомотива // Новые технологии, № 5, 2002.
2. Максименко И.В., Горбунов А.Г. Оценка подобия номинального и форсированного режимов при ускоренных испытаниях подшипников качения на надежность // Материалы ГХ международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». - Подольск, 2002.
3. Беляев А.И., Горбунов А.Г., Максименко И.В. Пути улучшения динамики и прочности тяговых приводов локомотивов // Приводная техника, № 5, 2002.
4. Максименко И.В. Исследование кинематики уравновешенной шарнирно-поводковой муфты // Новые технологии, № 4, 2003.
5. Максименко И.В., Беляев А.И., Горбунов А.Г. Особенности расчета долговечности подшипников качения уравновешенной шарнирно-поводковой муфты // Материалы X международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». - Подольск, 2003.
6. Патент РФ на изобретение № 2206468, В 61 С 9/50. Тяговый привод локомотива / А.И.Беляев, А.Г.Горбунов, И.В.Максименко. - Оpubл. 20.06.2003; Бюл. № 17.
7. Патент РФ на изобретение № 2207267, В 61 С 9/40. Уравновешенная шарнирно-поводковая муфта/А.И.Беляев, А.Г.Горбунов, И.В.Максименко. - Оpubл. 27.06.2003; Бюл. № 18.
8. Беляев А.И., Сирицын А.И., Максименко И.В. Новые требования к редуктору тяговых приводов локомотива с асинхронным электродвигателем //Сборник докладов научно-технической конференции с международным участием «Теория и практика зубчатых передач». - Ижевск, 2004.

Максименко Ирина Викторовна

Возможности улучшения динамики и прочности тягового привода II класса  
для локомотивов и электропоездов

Специальность 05.22.07 -Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Подписано в печать - 09.11.2004.

Формат 60\*84/16

Усл.пл. - 1,5.

Заказ №

Тираж 80 экз.

127994, Москва, ул.Образцова, 15. Типография МИИТа