

Государственная акционерная железнодорожная компания
“Ўзбекистон темир йўллари”
Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта

На правах рукописи

УДК 629.42.07,625.23.001

ФАЙЗИБАЕВ ШЕРЗОД САБИРОВИЧ

Моделирование динамического взаимодействия
и износа поверхностей перекатывания колесных
пар локомотивов железнодорожного транспорта
в условиях Среднеазиатского региона

05.22.07. “Подвижной состав железных дорог, тяга поездов”

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Ташкент 2005

Работа выполнена в Ташкентском институте инженеров
железнодорожного транспорта

Научный консультант :

академик АН Республики Узбекистан,
доктор технических наук, профессор

А. Д. Глущенко

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор

В. И. Киселев

доктор технических наук, профессор

В. Г. Козубенко

Заслуженный деятель науки Республики Узбекистан
доктор технических наук, профессор

Г. Ш. Закиров

Ведущая организация: Всероссийский научно-исследовательский и
конструкторско-технологический институт подвижного состава
(ФГУП ВНИКТИ МПС РФ)

Защита диссертации состоится «__» _____ 2005 г. в 14 часов на
заседании разового специализированного совета при Ташкентском
институте инженеров железнодорожного транспорта (ТашИИТ).

Адрес : 700167, Ташкент, ул. И. Адылходжаева ,1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Ташкентского
института инженеров железнодорожного транспорта.

Автореферат разослан «__» _____ 2005 года.

Ученый секретарь специализированного
совета, кандидат технических наук,
доцент

Каримова Ф. Ф.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Крупномасштабные экономические реформы, проводимые в Республике Узбекистан для формирования рыночной экономики, должны обеспечить достойный уровень жизни народа, эффективный рост производства, а также укрепление экономической независимости.

В осуществлении экономических преобразований важнейшая роль отводится железнодорожному транспорту, основному в Центрально-азиатском регионе. Укрепление и развитие материально-технической базы железнодорожного транспорта одна из основ экономических реформ в республике. Внедрение современных технологий и научных разработок, в частности в области долговечности колесных пар подвижного состава, обеспечат значительное улучшение качественных показателей работы железнодорожного транспорта, экономию валютных средств.

Важнейшей задачей стоящей перед железнодорожным транспортом, является повышение надежности подвижного состава. В механической части локомотивов одним из основных элементов являются колесные пары. Решение вопросов износа колес подвижного состава в настоящее время и в ближайшей перспективе на железнодорожном транспорте позволят обеспечить снижение эксплуатационных расходов. Для снижения интенсивности износа бандажей колесных пар локомотивов необходимы новые подходы к решению этих задач. Научно-технические решения и рекомендации позволяют снизить нагрузки в зонах контакта колеса и рельса, что приводит к уменьшению износа, увеличению срока полезного использования и межремонтных пробегов колесных пар и дает большой экономический эффект. Работа выполнена по планам ГКНТ РУз. 1Ф.2.10 «Разработка методов расчета на динамическую прочность демпферов транспортных средств пространственной конструкции», грантам №55-00, 80-04 УзФПФИ на тему «Моделирование импульсных ударных взаимодействий и разрушения поверхностных слоев материала контактирующих деталей сложной конфигурации» и Управления эксплуатации локомотивов ГАЖК «Ўзбекистон темир йўллари».

Объектом исследования является напряженное состояние и износ материала колесных пар локомотивов.

Цель работы. Создание научных основ моделирования взаимодействия колес локомотивов с рельсами с учетом напряженно-деформированного состояния изнашиваемых поверхностей бандажей, позволяющий увеличить срок полезного использования и обеспечивающих безопасность движения поездов.

Научная новизна диссертации. Сформулированы и научно обоснованы принципы улучшения условий взаимодействия колеса локомотива с рельсом и разработаны:

1. научный метод оценки динамического контактного нагружения материала колесных пар локомотивов при движении и соударениях с рельсами на прямых и кривых участках пути;
2. модель колебаний идеального экипажа локомотива в кривых участках рельсового пути;
3. модель силового нагружения материала бандажей колесных пар локомотивов с учетом явления их плоского сжатия;
4. модель оценки закономерности изменения температурных полей и напряжений в материале колесных пар локомотивов в условиях эксплуатации и при восстановлении наплавкой поверхностей гребней колесных пар;
5. модель силового нагружения и колебаний поверхностных слоев материала бандажей колесных пар локомотивов с учетом их локального объема сжатия и сдвига в зоне контакта с рельсами;
- 6.. методика расчетной оценки износа поверхностей бандажа на прямых участках пути и в кривых.
7. новый профиль бандажа колесной пары локомотива, получен ряд расчетных зависимостей для осуществления практических мероприятий обеспечивающих увеличение срока полезного использования и обеспечивающих условия безопасности движения поездов.

Основные положения, выносимые на защиту

1. Модели квазистатического нагружения поверхностей контакта колес локомотива и рельсового пути.
2. Модель “гибкого” экипажа локомотива при движении в кривых участках рельсового пути.
3. Модель силового нагружения материала бандажа колесной пары локомотива в виде кольца цилиндрической формы, устанавливаемого с натягом на поверхность колесного центра.
4. Модели динамического нагружения локальных объемов сжатия и сдвига материала поверхностных слоев колес локомотивов в зоне контакта с рельсами, разработанные на основе методов теории колебаний.
5. Метод форсирования режимов импульсного нагружения локальных объемов сжатия в материале поверхностных слоев колес локомотивов, позволяющий более точно воспроизвести функции динамического нагружения во время процесса.
6. Расчетные закономерности износа поверхностей катания колесных пар.
7. Технические решения по оптимизации профиля бандажей колесных пар и условий их эксплуатации с учетом реального состояния и

износа рельсового пути.

Практическая ценность и реализация результатов

На основании выполненных исследований разработано и внедрено:

1. Разработан и испытан новый профиль бандажа колесной пары локомотива, который увеличивает полезный срок его использования в 1,4 – 2,0 раза по сравнению со стандартным.
2. Работа выполнена по планам ГКНТ РУз. 1Ф.2.10, грантам №55-00, 80-04 УзФПФИ и Управления эксплуатации локомотивов ГАЖК «Ўзбекистон темир йўллари» х. д. № 358А от 30.05.1999 г.
3. Материалы диссертации используются в работе научно-исследовательских и проектных организаций железнодорожного транспорта, в вузах при подготовке специалистов по проектированию и эксплуатации подвижного состава железных дорог.
4. Методика и инструкция по контролю износа в материале бандажей колесных пар локомотивов в условиях ГАЖК «Ўзбекистон темир йўллари», утвержденная Государственной Инспекцией по надзору за безопасностью железнодорожного транспорта «УЗГОСЖЕЛДОРНАДЗОР».
5. На основании исследований издано учебное пособие по динамическому расчету деталей и узлов локомотива, которое используется в учебном процессе для направления образования «Наземные транспортные системы»
6. Методика расчетного прогнозирования износа поверхностей перекатывания колесных пар локомотивов при взаимодействии с деталями рельсового пути железных дорог. Утверждена и внедрена Всероссийским научно-исследовательским и конструкторско-технологическим институтом подвижного состава РАО «РЖД» России.

Достоверность проведенных исследований обоснована сопоставлением данных теоретических и расчетных исследований, приведенных в разделах диссертации, с материалами ранее выполненных экспериментальных исследований в странах СНГ.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на научно-технических конференциях Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ) «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте» (Москва 2000 г., 2002 г.), «Безопасность движения поездов» (Москва 2003г., 2004г.) Петербургского государственного университета путей сообщения (ЛИИЖТ) «Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте» (Санкт-Петербург 1999г., 2004г.), Сибирского государственного университета путей сообщения (СГУПС) «Актуальные проблемы Транссиба на современном этапе» (Новосибирск 2001г.), Казахской

академии транспорта и коммуникаций “Транспорт ЕВРАЗИИ: взгляд в XXI век”. Алматы 2002 г., Ташкентского автомобильно-дорожного института (ТАДИ) “Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-азиатском регионе”(Ташкент 2000 г.), “Проблемы механики и сейсмодинамики сооружений” (Ташкент. ИМиСС АН РУз. 2004г.), Джизакского политехнического института “Замонавий илм-фан ва технологияларнинг энг мухим муамолари” (Джизак 2004 г.), “Boundary Element Technology” (США, шт.Флорида, Орlando 2001г.). Диссертация в полном объеме доложена на расширенном заседании кафедр “Локомотивы и локомотивное хозяйство” и “Электрическая тяга” Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ 2003 г.), на совместном заседании кафедр “Технология металлов” и “Локомотивы и локомотивное хозяйство” Петербургского государственного университета путей сообщения (ЛИИЖТ 2004 г.).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 32 работах, в том числе 1 монографии; 2 учебных пособиях ; 12 журнальных статьях , 2 патентах Республики Узбекистан.

Структура и объем диссертации . Диссертация состоит из введения, шести глав с выводами в каждой из них, общих выводов, списка литературы (178 наименований) и 2 приложений. Общий объем работы составляет 345 страниц и включает 17 рисунков , 38 таблиц.

Основное содержание работы

Во введении обоснованы актуальность проблемы , сформулированы цели и задачи работы , научные положения , выносимые на защиту , указано распределение материала по главам .

В первой главе приводится обзор известных научных результатов, посвященных изучению условий работы колесных пар локомотивов. Проблемы повышения долговечности колесных пар локомотивов, изучают специалисты железных дорог всего мира. Однако до настоящего времени выполнено мало исследований сложного напряженного состояния поверхностных слоев и локальных объемов материала колесных пар локомотивов, обусловленного закономерностями импульсного контактного нагружения их при взаимодействии с рельсами на упруго деформируемом в пространстве основании , узлами экипажа и тяговой передачи локомотивов .

Используя методы теории колебаний, обоснованы модели и решены задачи оценки сложнапряженного состояния поверхностных слоев и локальных объемов материала колесных пар локомотивов с учетом условий эксплуатации и используемых технологий ремонта.

Далее приводится анализ научных исследований по изучению, условий работы, выбору материала бандажей, обобщение данных

эксплуатационных наблюдений по оценке износа колёсных пар локомотивов, а также влияние веса состава, сложности тягового участка, скорости движения и условий работы на механизм износа бандажей .

Проведено обобщение научных данных о методах расчёта контактных напряжений между колесом и рельсом.

Повышение уровня и степени стабилизации сцепления с помощью механических, химических, электрических и других методов воздействия на колеса и рельсы не всегда приводили к устойчивым положительным и однозначным результатам .

Проблема сцепления колес с рельсами за последнее десятилетие на железных дорогах ГАЖК «УТИ» и стран СНГ дала резкий всплеск интенсивности износа и повреждения поверхностей трения. Однако накопленный опыт показывает, что существуют определенные резервы для успешного применения известных и вновь разрабатываемых методов улучшения фрикционных свойств колёс и рельсов. На основании выводов по первой главе обоснованы цели и задачи исследований .

Во второй главе рассмотрен процесс перекатывания колес локомотива по упругому рельсовому пути с реализацией сил тяги, который существенно изменяет условия динамического нагружения поверхностных слоев материала колес и рельсов сравнительно с базирующимися на основе законов статики в реальных условиях. Поэтому целесообразен поэтапный анализ этого процесса на основе методов теории колебаний.

Приведены материалы анализа воздействия:

- неподвижного колеса цилиндрической формы на плоскую поверхность упругого рельса, размещенного на абсолютно жестком пути (АЖП);
- перекатывающегося колеса локомотива цилиндрической формы на плоской поверхности упругого рельса АЖП;
- реального колеса локомотива по криволинейной поверхности упругого рельса АЖП .

В качестве расчетной используем схему (рис.1), на которой показано колесо цилиндрической формы единичной толщины b_k с радиусом нагружения R_k и толщиной H_k . Рельс в виде бруса толщиной b_r и высотой H_r оперт на абсолютно жесткое основание пути по линии EE .

При передаче статической нагрузки P_c на поверхность A_1, A_2 рельса от колеса его т. O_k (центр тяжести) смещается вниз на расстояние $OO_k = U_{p0} + U_{k0}$, где U_{p0} - упругая деформация поверхности рельса, отсчитываемая от дуги радиуса R_k , причем U_{p0} и U_{k0} соответствуют максимальным деформациям в плоскости приложения усилия P_c . В деформированном состоянии на линии A_1, B, A_2 - следа поверхности контакта колеса и рельса возникают нормальные напряжения $\sigma_k(\alpha)$ и $\sigma_p(\alpha)$ с максимумами $\sigma_{km}(\alpha) = \sigma_{pm}(\alpha)$ при $\alpha = 0$ с нулевыми значениями в т. A_1 и A_2 при $\alpha = \pm\alpha_c$ эпюры $\sigma_k(\alpha)$ и $\sigma_p(\alpha)$ характеризуются отрезками между кривыми $A_1C_kA_2$ и

A_1BA_2 , $A_1C_pA_2$ и A_1BA_2 , равными между собой при равных значениях α . Считаем, что материалы колеса и рельса имеют равные значения модуля упругости E и коэффициентов Пуассона.

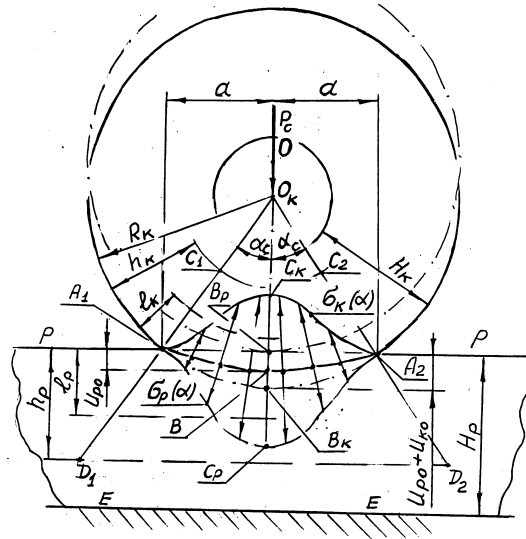


Рис.1. Расчетная схема нагружения колеса на поверхность упругого рельса, размещенного на абсолютно жестком пути.

Введем модели сжимаемых объемов поверхностных слоев материала:

- колеса в виде кольцевого сектора между окружностями радиуса R_k и H_k h_k (сечение сектора $A_1 C_1 C_2 A_2 B_k$), слой радиуса $R_k — h_k$ характеризует зону, в которой напряжения сжатия равны нулю, а величина h_k удовлетворяет условию:

$$\sigma_{km} = E \cdot \frac{U_{k0}}{h_k}, \quad \text{откуда:} \quad h_k = \frac{E \cdot U_{k0}}{\sigma_{km}}, \quad (1)$$

- рельса в форме трапеции с контуром $A_1 D_1 D_2 A_2$ и высотой h_p , удовлетворяющей условию:

$$\sigma_{pm} = E \cdot \frac{U_{p0}}{h_p}, \quad \text{откуда:} \quad h_p = \frac{E \cdot U_{p0}}{\sigma_{pm}}, \quad (2)$$

для слоя $D_1 D_2$ напряжения сжатия равны нулю.

Для реальных размеров колес магистральных тепловозов и электровозов с $R_k = 525 \div 625 \text{ мм}$ расчетные значения $\sigma_{pm} = 900 \div 1200 \text{ МПа}$, $U_{pm} = 0.04 \div 0.06 \text{ мм}$ и $h_p = 9 \div 11 \text{ мм}$. Для упрощения модели сжимаемых объемов поверхностных слоев колеса и рельса сводим к упругим стержням с суммарным сечением $4a^2$, высотами h_k и h_p , которые нагружены сосредоточенным сжимающим усилием P_c при усредненной интенсивности P_c / h_k или P_c / h_k . Для модели сжимаемого объема материала колеса (ОК) вводим координату сжатия $U_k(l_k, x)$, где $\pm x = 0 \div a$ измеряется параллельно линии $A_1 A_2$ (рис.1) и используем уравнение деформаций сжатия стержня постоянного сечения в виде:

$$4a^2 E \cdot \left(\frac{d^2 U_k}{dl_k^2} + \frac{d^2 U_k}{dx^2} \right) = \frac{\pi P_c}{2h_k} \cdot \cos \frac{\pi x}{2a}, \quad (3)$$

проведя ряд математических преобразований, получим решение :

$$U_k(l_k) = U_{k0} \cdot ch \frac{\pi l_k}{2a} + \frac{2a}{\pi} \cdot U_{k0} \cdot sh \frac{\pi l_k}{2a} + \frac{P_c}{Eh_k} \cdot \left(ch \frac{\pi l_k}{2a} - 1 \right), \quad (4)$$

Для модели (ОКД) используем уравнение в виде:

$$\frac{4a^2 \gamma_c}{q} \cdot \frac{\partial^2 U_{\partial}}{\partial t^2} - 4a^2 E \cdot \left(\frac{\partial^2 U_{\partial}}{\partial l_k^2} + \frac{\partial^2 U_{\partial}}{\partial x^2} \right) = \frac{P_a}{h_k} \cdot \cos \frac{\pi x}{2a} \cos \omega_a t. \quad (5)$$

Решение этого уравнения отыскиваем в виде:

$$U_{\partial}(l_k, x, t) = U_{\partial}(l_k) \cdot \cos \frac{\pi x}{2a} \cos \omega_a t. \quad (6)$$

величины деформаций под воздействием динамической нагрузки $P_j(t)$ могут определяться по формуле:

$$U_{\partial o} = \frac{P_{\partial}(t)}{2a \cdot E} ch^{-1} \frac{\pi h'_k}{2a} \cdot \left[sh \frac{\pi h'_k}{2a} + \frac{2a}{\pi h'_k} \cdot \left(ch \frac{\pi h'_k}{2a} - 1 \right) \right]. \quad (7)$$

При этом динамические напряжения достигнут:

$$\sigma_{k\partial} = \frac{\pi P_{\partial}(t)}{8a^2}, \quad a \cdot h_{k\partial} = \frac{U_{\partial o} E}{\sigma_{k\partial}}. \quad (8)$$

Из формул (7) и (8) видно, что они взаимосвязаны через величину $h_{k\partial}$, поэтому из (8) получим:

$$h_{k\partial} = \frac{4a}{\pi} ch^{-1} \frac{\pi h_{k\partial}}{2a} \cdot \left[sh \psi_k + \frac{2a}{\pi h_{k\partial}} \cdot \left(ch \frac{\pi h_{k\partial}}{2a} - 1 \right) \right]. \quad (9)$$

уравнение функции деформаций сдвига материала модели ОКК имеет вид:

$$U_{\tau}(l_k) = \frac{F_c}{\pi G h_r^2} \cdot \left[l_k - h_r + \frac{2a_k}{\pi} \cdot \left(ch \frac{\pi l_k}{2a_k} - sh \frac{\pi l_k}{2a_k} \cdot ch \frac{\pi h_r}{2a_k} \right) \right], \quad (10)$$

и относительных деформаций:

$$\frac{dU_{\tau}(l_k)}{dl_k} = \frac{F_c}{\pi G h_r^2} \cdot \left(1 + sh \frac{\pi l_k}{2a_k} - ch \frac{\pi l_k}{2a_k} \cdot ch \frac{\pi h_r}{2a_k} \right), \quad (11)$$

где координата сечения $l_k = l_{\tau}$, в которой достигаются максимальные напряжения сдвига τ_c определяется из решения уравнения: $\frac{d^2 U_{\tau}(l_{\tau})}{dl_k^2} = 0$, (12)

передача сил тяги колесом локомотива обуславливает одновременное наличие в материале ОКК напряжений сжатия и сдвига, векторы которых взаимоперпендикулярны.

В табл. 1 приведены расчетные параметры нагружения неподвижного колеса локомотива на криволинейной поверхности головки рельса, для

которой использовались данные величины $R_p = 300 \div 900 \text{ мм}$, $P_c = 10^2 \text{ кН}$, $R_k = 525 \text{ мм}$.

Таблица 1. Расчетные параметры нагружения неподвижного колеса локомотива на криволинейной поверхности головки рельса с различным радиусом R_p

R_p , мм	Параметры нагружения при $P_c = 10^2 \text{ кН}$ и $R_k = 525 \text{ мм}$.						
	$\frac{h_a}{h_b}$	h_p	h_Δ	a , мм	b , мм	$\sigma_{\text{км}}$, МПа	ΣU , мм
300	1.23	0.981	0.981	7.73	5.59	1190	0.0997
	0.829						
400	1.1095	0.996	0.996	7.38	6.096	1075	0.0968
	0.916						
500	1.035	0.999	0.999	7.17	6.69	995	0.0923
	0.966						
700	0.916	0.966	0.966	6.69	8.09	767	0.086
	1.025						
900	0.847	0.985	0.985	6.395	9.046	643	0.0848
	1.198						

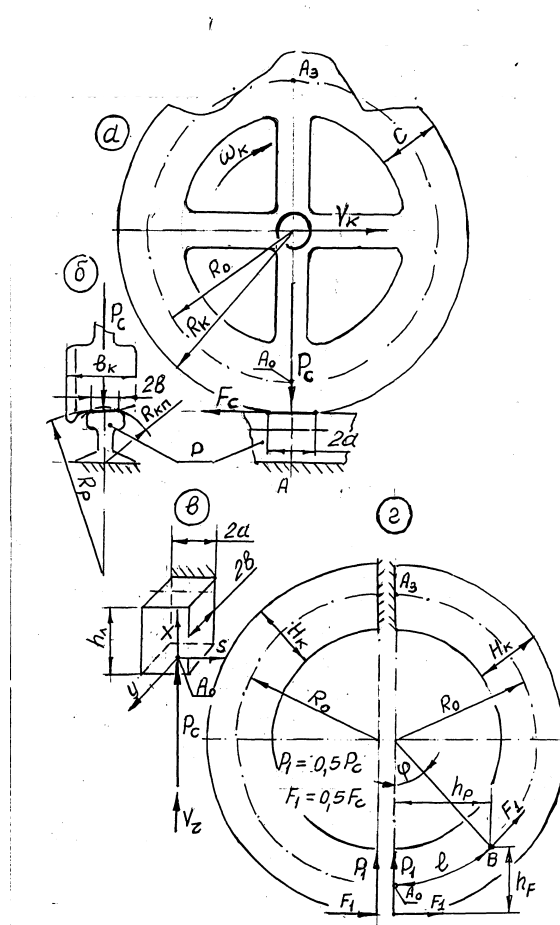


Рис.2. Расчетная схема нагружения материала колеса локомотива при перекатывании по рельсам.

Таблица 2. Расчетные значения напряжений $\sigma_k(\lambda)$ в сечениях модели ОКЛ

	$\lambda_{\text{л}}, \text{мм}$ при $P_c = 10^2 \text{ кН}$, $R_k = 525 \text{ мм}$, $R_n = 300 \text{ мм}$						
	0	1	2	4	6	7.8	7
$U_{\text{л}}(l_k), \text{мм}$	0.0479	0.0468	0.0362	0.022	0.011	0	0.005
$\sigma_{\text{кл}}(l_k) \text{ МПа}$	1157	978	864	670	594	610.5	593
$U_{\text{ло}} \frac{\lambda_k}{n_{\text{л}}}, \text{мм}$	0.0479	0.0418	0.0356	0.0233	0.011	0	0.005

Данные табл. 2 показывают, что даже в слое с $\lambda_{\text{л}} = h_k$ напряжения сжатия $\sigma_{\text{кл}}(h_{\text{л}})$ не равны нулю.

Для оценки упругих деформаций сдвига в уточненной модели ОКП по рис.2 используем функцию $U_p(t, S, Y, l_k)$ с дополнительными членами, учитывающими переменность сечения $S_{\text{ск}}(l_k) = S_{\text{ск}} e^{-\beta_k l_k}$ и массы модели полосы, участвующих в колебаниях от воздействия усилия движущегося усилия P_c относительно поверхности касания колеса:

Для этой функции получено уравнение и выполнено решение :

$$\frac{\gamma_c S_{\text{ск}} e^{-\beta_k l_k}}{q} \cdot \frac{\partial^2 U_p}{\partial t^2} + \beta_k h_k \cdot \frac{\partial^2 U_k}{\partial t \partial S} + \beta_k S_{\text{ск}} G e^{-\beta_k l_k} \cdot \frac{\partial U_p}{\partial l_k} - S_{\text{ск}} G e^{-\beta_k l_k} \times$$

$$\times \left(\frac{\partial^2 U_p}{\partial l_k^2} + \frac{\partial^2 U_p}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U_p}{\partial S^2} \right) = - \frac{\mu E \pi U_{\text{ло}} b}{2 l_n} \cdot \cos \frac{\pi Y}{2b} \cdot \sin \left(\frac{2\pi S}{l_n} + \omega_n t \right). \quad (13)$$

$$U_{po} = \frac{\mu E \pi U_{\text{ло}}}{2 l_{\text{л}} h_k G} \cdot \left[(q_3 + \beta_k) e^{-q_3 h_k} + (q_4 - \beta_k) e^{q_4 h_k} \right] \times$$

$$\times \left[\frac{e^{\beta_k h_k} \cdot (q_3 + q_4)}{(q_3 + \beta)(\beta - q_4)} + \frac{e^{-q_3 h_k}}{q_3 + \beta} + \frac{e^{q_4 h_k}}{q_4 - \beta} \right] - \frac{F_c}{S_{\text{ск}} G} \cdot (e^{q_4 h_k} - e^{-q_3 h_k}). \quad (14)$$

Полученные аналитические зависимости характеризуют преимущественные условия квазистатического нагружения без учета явлений возникновения и движения звуковых волн упругих деформаций от ударных взаимодействий колес локомотива и поверхности рельсового пути. Результаты оценки этих явлений описаны в последующих разделах . Результаты расчета величин h_k и V_k по исходным данным a, b, R табл. 2 сведены в табл. 3

Таблица 3. Результаты расчета глубины h_k (мм), объемов V_k и $V_{\text{ц}}$ (мм³) моделей ОКЛ в форме конуса и цилиндра для колеса локомотива

$R_p,$	$a,$	$b,$	$a + by$	h_k	V_k	$V_{\text{ц}}$
--------	------	------	----------	-------	-------	----------------

300	7.73	5.59	13.32	22.2	1004	1058
400	7.38	6.096	13.48	22.47	1058	1102
500	7.17	6.69	13.86	23.1	1158	1175
700	6.69	7.997	14.69	24.48	1371	1310
900	6.395	9.046	15.44	25.73	1558	1417
Средние значения				23.6	1229.8	1212.4

при $P_c=10^2 \text{ кН}$, $P_k=525 \text{ мм}$

Установлено, что при квазистатическом нагружении материала моделей напряжения в них достигают глубины 8-12 мм, а при импульсном динамическом нагружении такая глубина составляет 22,2–25,73 мм.

В третьей главе рассмотрены задачи колебаний идеального (гибкого) экипажа локомотива в кривых участках рельсового пути с использованием методов теории колебаний и операционного исчисления. Для решения поставленной задачи необходимо:

- обоснование моделей колебаний идеального гибкого экипажа (ИЭ) локомотива в кривых участках рельсового пути;
- описание методик приближенных решений отдельных уравнений колебаний ИЭ в кривых;
- описание методики приближенных решений системы однородных уравнений колебаний ИЭ в кривых;
- описание методики частных решений системы уравнений колебаний ИЭ от воздействия сил трения на внешний упругий рельс;
- методики приближенного расчета параметров моделей упругого рельсового пути и колебаний ИЭ в кривых постоянного радиуса.

Под идеальным экипажем (ИЭ) локомотива понимается такой, который является абсолютно гибким, не имеющим свойств изгибной жесткости по длине $l_{\text{л}}$ экипажа и удерживаемым на внешнем упругом рельсе при скольжении по нему без трения. Остальные свойства модели ИЭ (рис.3) обоснованы с использованием следующих допущений:

- Криволинейный участок рельсового пути характеризуется в плане дугой окружности постоянного радиуса R , соответствующего кривой изгиба нейтрального слоя внешнего рельса.
- Точки контакта колесных пар экипажа локомотива скользят (в плане) относительно кривой радиуса R с постоянной скоростью V при одновременном воздействии на эту кривую горизонтальными N_y и тангенциальными F_r усилиями.

При известных значениях интенсивности массы ИЭ $m_{\text{л}}$ и ширины B_k кузова локомотива приближенное значение $i_{\text{л}}$ интенсивности массового момента инерции ИЭ относительно вертикальной оси, проходящей через продольную ось симметрии кузова может быть определено по формуле:

$$i_{\text{л}} \approx m_k (0,25 \text{ м})^2 (1 + B_k^2) = 0,0625 m_{\text{л}} (1 + B_k^2) \quad (15)$$

эта формула получена из условия деления в плане 1 м длины кузова ИЭ на 4 фигуры массой $0,25 \cdot m_n$ и последующего определения i_n .

Модель внешнего рельса характеризуется изгибной жесткостью каждого сечения $J_r = EI_y$ и жесткостью на растяжение $J_u = ES_y$ (S_y - площадь поперечного сечения рельса в вертикальной плоскости, проходящей через радиус R), при этом для модели характерно сохранение постоянной интенсивности массы m_n и массового момента инерции i_n сечений, приведенных внешнему рельсу от движущегося экипажа.

Такая модель в первом приближении характеризует связанные колебания идеального экипажа локомотива совместно с внешним рельсом в горизонтальной плоскости для криволинейного участка рельсового пути в подвижной системе координат l и t , имеющей скорость движения $V = \text{const}$ по дуге радиуса R .

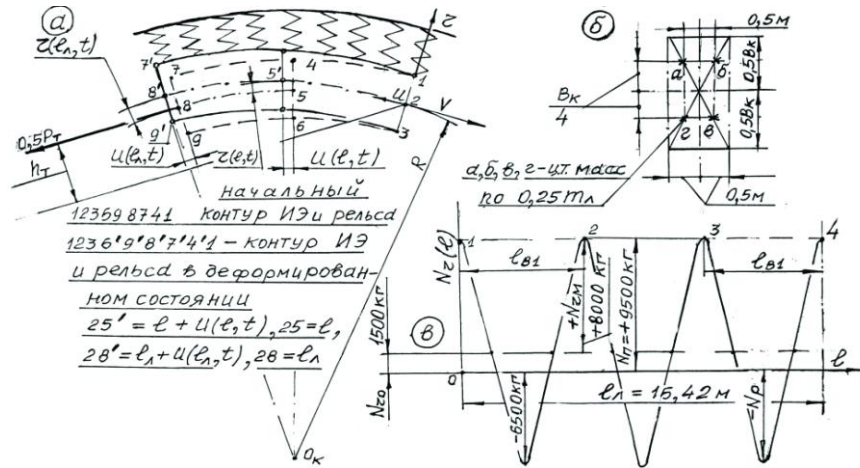


Рис. 3 . Расчетная схема колебаний ИЭ на упругом внешнем рельсе и подрельсовом основании в кривых

Подвижная система координат l и φ является полярной с центром кривизны в точке, отстоящей на расстоянии R относительно кривой изгиба внешнего рельса.

Для принятой модели с упругими деформациями $U(l, t)$ и $r(l, t)$ растяжения и изгиба получаем следующие уравнения :

$$\text{Кинетической энергии } T = \frac{1}{2} \int_0^{l_2} \left[m_n \left[\left(V + \frac{\partial U}{\partial t} + r \frac{V}{R} \right)^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial t} \right)^2 \right] + i_n \left(\frac{\partial^2 r}{\partial l \partial t} \right)^2 \right] x dl \quad (16)$$

Потенциальной энергии упругой деформации подрельсового основания в горизонтальной плоскости:

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} \int_0^l U_y r^2 dl \quad (17)$$

Потенциальной энергии упругих деформаций внешнего рельса относительно подрельсового основания: $\Pi_2 = \frac{1}{2} \int_0^{l_2} \left(\frac{M^2}{\mathcal{K}_r} + \frac{T^2}{\mathcal{K}_u} + \frac{2MT}{\mathcal{K}_u R} \right) dl$ (18)

где M и T - соответственно изгибающий момент и усилие растяжения, воздействующие на внешний рельс.

Потенциальной энергии от интенсивности $n(l, t)$ поперечных сил, действующих по направлению радиуса R и продольных сил $P(l, t)$, направленных по дуге радиуса R :

$$\Pi_3 = \frac{1}{2} \int_0^{l_2} \left[n(l, t)r + P(l, t) \left(\frac{\partial r}{\partial l} \right)^2 - \frac{\partial P(l, t)}{\partial l} U \right] dl \quad (19)$$

Представлен радиус динамической кривизны $R_n(l, t)$ изогнутого внешнего рельса для полярной системы координат $p = R - r, \varphi$ в виде:

$$\frac{1}{R_n} \approx \frac{(R - r)^2 + 2R^2 \left(\frac{\partial r}{\partial l} \right)^2 - (R - r)R^2 \frac{\partial^2 r}{\partial l^2}}{\left[(R - r)^2 + R^2 \left(\frac{\partial r}{\partial l} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \approx \frac{1}{R} + \frac{\partial^2 r}{\partial l^2} \quad (20)$$

С учетом соотношений R в сотнях [м] и r в [мм], можно считать $R \gg r$, в этом случае функции упругих моментов и растягивающих сил будут иметь вид:

$$M = \mathcal{K}_r \left(\frac{1}{R} + \frac{\partial^2 r}{\partial l^2} \right), \quad T = \mathcal{K}_u \frac{\partial U}{\partial l} \quad (21)$$

С использованием функционала Остроградского-Гамильтона по известной методике выводим уравнения в форме Эйлера-Лагранжа по обобщенным координатам $U(l, t)$ и $r(l, t)$.

$$m_n \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - \mathcal{K}_u \frac{\partial^2 U}{\partial l^2} + m_n \frac{V \partial r}{R \partial t} - \frac{\mathcal{K}_r \partial^3 r}{R \partial l^3} = - \frac{\partial P}{\partial l} \quad (22)$$

$$- m_n \frac{V \partial U}{R \partial t} + \frac{\mathcal{K}_r \partial^3 U}{2R \partial l^3} + m_n \frac{\partial^2 r}{\partial t^2} - i_n \frac{\partial^4 r}{\partial t^2 \partial l^2} + P \frac{\partial^2 r}{\partial l^2} + \mathcal{K}_r \frac{\partial^4 r}{\partial l^4} + \left(U_y - m_n \frac{V^2}{R^2} \right) r = m_n \frac{V^2}{R^2} + n(l, t) \quad (23)$$

Полученная система уравнений характеризует связанные колебания модели идеального экипажа: $r(l, t)$ - отбоя, $\frac{\partial r(l, t)}{\partial t}$ - виляния,

$U(l, t)$ - подергивания на криволинейном участке упругого рельсового пути.

С учетом условий работы грузовых локомотивов при $V < 100 \frac{\text{км}}{\text{ч}}$ и реальных значений $R > 300 \text{ м}$ для магистральных участков рельсового пути получим $m_n \frac{V^2}{R^2} \ll U_y$. Отсюда из (23) получим однородное уравнение:

$$m_n \frac{\partial^2 r_0}{\partial t^2} - i_n \frac{\partial^4 r_0}{\partial t^2 \partial l^2} + \mathcal{K}_r \frac{\partial^4 r_0}{\partial l^4} + U_y r_0 = 0. \quad (24)$$

Приближенное решение этого уравнения получили в форме :

$$r_0(l, t) = r_0(l) \cos p_r t, \quad (25)$$

где p_r - частота собственных колебаний упрощенной модели движения экипажа.

Учет вариаций параметров моделей упругого рельса и ИЭ обуславливает три варианта решения задачи колебаний $r_0(l, t)$:

$$r_1(t) = \frac{A_0}{\beta_0^2 + V^2 q_0^2} \left(e^{V q_0 t} + \cos \beta_0 t - \frac{V q_0}{\beta_0} \sin \beta_0 t \right). \quad (26)$$

Это уравнение свидетельствует о возникновении автоколебаний и поддержании их с круговой частотой β_0 .

Формула для расчета резонансной частоты колебаний модели ИЭ имеет вид :

$$\beta_{cl} = \sqrt{\frac{m_n \mathcal{K}_z + 2i_n P}{2i_n^2}} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{4 \left[\mathcal{K}_z \left(U_y - m_n \frac{V^2}{R^2} \right) - P_T^2 \right] i_n^2}{(m_n \mathcal{K}_z + 2i_n P)^2}} \right] \quad (27)$$

Уточненные решения системы уравнений (22) и (23) были выполнены методом операционного исчисления и учитывали интенсивности сил трения в виде функций:

$$n_u(l) = \left(m_n \frac{V^2}{R} - \frac{P_T}{2R} \right) f_n = n_u, \quad (28)$$

где f_n - приведенный коэффициент трения скольжения ИЭ по внешнему рельсу .

Расчеты параметров моделей упругого, рельсового пути и колебаний ИЭ в кривых постоянного радиуса использовали ранее известные экспериментальные данные и были выполнены с использованием ряда допущений.

Сопоставление расчетных данных для локомотивов с материалами экспериментальных исследований ВНИТИ (г.Коломна , Россия) показало:

- согласование с диапазоном частот собственных колебаний отнoса и влияния $\beta = 17,23 \div 25,25 \frac{1}{c}$; (Рис.3 в)

- наличие волн колебаний для функции поперечных нагрузок $N_y(t)$ от колеса локомотива на рельсы;

- достижение максимальных значений нагрузок $N_y(t)$ в опытных поездках и получении диапазона расчетных нагрузок $(8,185 \div 13,789) \cdot 10^4 H$.

В четвертой главе проведено моделирование силового нагружения материала бандажей колесных пар локомотивов с учетом явления их плоского сжатия. Провели анализ напряжений в модели бандажа с послойным нагружением его материала при плоском сжатии в

направлении радиуса колеса локомотива под действием сосредоточенных нагрузок .

Решение этой задачи включало следующее :

- обоснование модели плоского сжатия материала идеального бандажа (ИБ) и вывод уравнений;
- методику решения системы однородных уравнений;
- методику частных решений неоднородных уравнений для модели ИБ;
- исходные данные расчета параметров ИБ электровозов и напряжений в их материале при нагружении от посадки на колесный центр;

Для этой модели на основе функционала Остроградского-Гамильтона получены решения системы дифференциальных уравнений в частных производных, оценивающих напряжения и деформации касательные и радиальные в бандажах , изменяющиеся в процессе эксплуатации :

$$U_3(t) = -\frac{\varpi a}{m_B V(p_1^2 + \varpi_a^2)(p_3^2 - \varpi_a^2)} \left\{ \left[F_a(\alpha_r^2 + \varpi_a^2) + N_a \frac{J_K \beta}{R_0 m_B} \right] \sin \varpi_a t - \frac{2\varpi_a V}{R_1} N_a \cos \varpi_a t \right\}, \quad (29)$$

$$r_3(t) = -\frac{\varpi_a}{m_B V(p_1^2 + \varpi_a^2)(p_3^2 - \varpi_a^2)} \left\{ \left[N_a(\alpha_4^2 - \varpi_a^2) + F_a \frac{J_K \lambda}{R_0 m_B} \right] \sin \varpi_a t - 2F_a \frac{\varpi_a V}{R_1} \cos \varpi_a t \right\}. \quad (30)$$

Предложенная модель силового нагружения материала бандажа колесной пары локомотива характеризовалась постоянными значениями интенсивности массы, жесткости по радиусу R_0 нейтрального слоя и по длине дуги λ этого слоя, упругих деформаций растяжения–сжатия $U(\lambda, z, t)$ по длине λ и сжатия $r(\lambda, z, t)$ по координате z , отсчитываемой от дуги R_k окружности, по которой колесо локомотива перекачивается на рельсах. Для этой модели учтены функции удельных давлений на посадочной поверхности радиуса R_2 , определяемые по формулам теории толстостенных цилиндров. Разработанная методика и выполненные решения системы однородных уравнений для этой модели, позволяют представить функции форм колебаний по координатам λ и z в виде произведений тригонометрических функций получить формулы для расчета частот собственных колебаний и напряжений .

Предложенная методика и выполненные расчетные исследования по оценке напряжений в материале моделей бандажей колесных пар электровозов , учитывали изменение толщины этих бандажей в процессе эксплуатации и посадочного натяга на колесные центры.

В пятой главе рассматриваются модели динамического нагружения локальных объектов сжатия и сдвига материала бандажей, которые были уточнены на основе методов теории колебаний. Приведены материалы:

- модели связанных колебаний объемного сжатия (ОС) поверхностных слоев материала бандажа колесной пары локомотива в зоне контакта с рельсами;
- методики решения системы однородных уравнений для модели ОС;

- методики частных решений системы неоднородных уравнений для модели ОС;

- упрощенных моделей сжатия и сдвига материала поверхностных слоев ИБ при динамических взаимодействиях с рельсами.

Вводили термин идеального бандажа (ИБ) колесной пары локомотива, модель которого принимали в виде кольца цилиндрической формы с радиусами $R_k = R_1$ наружным, внутренним R_2 (посадки на колесный центр) и срединного слоя R_0 , на котором располагаются центры тяжести сечений. По дуге радиуса R_0 выполняется отсчет длин $\lambda = R_0 \varphi$, характеризующих расположения каждого сечения материала бандажа плоскостями, которые проходят через ось вращения колесной пары. Ширина колеса b сохраняется постоянной в пределах всей длины $\lambda = 0 \div \lambda_0 (2\pi R)$ модели ИБ. Вводили две координаты расположения точек в сечениях модели:

– $z = 0 \div h$ – расположения слоя в материале сечения при отсчете z от поверхности радиуса R_k ,

– $y = -e \div +e$ – расстояние от вертикальной плоскости симметрии ИБ до точек сечения, в которых определяются параметры колебаний модели ИБ; ось y перпендикулярна к оси z и параллельна оси вращения пары.

Материал ИБ характеризовали постоянными значениями модулей упругости E первого рода, коэффициента μ Пуассона и удельного веса γ_b . Локальный объем ОС сжатого материала ИБ в зоне контакта с рельсами характеризовали жесткостями по введенным координатам:

$$\lambda - \mathcal{K}_U = 2\epsilon h_k E = F_U \cdot E, \quad z - \mathcal{K}_r = 4\epsilon a E, \quad y - \mathcal{K}_y = 2\epsilon h_k E,$$

где a и ϵ – размеры полуосей площадки контакта поверхностей ИБ и головки рельса под воздействием вертикальной статической нагрузки P_c и F_k силы тяги ИБ, определяемые по формулам теории контактных напряжений, h_k – толщина слоя ИБ, до которого доходят волны упругих деформаций сжатия при перекачивании колесной пары по рельсам; считаем h_k известным и определяемым по аналитическим зависимостям на основе уравнений теории колебаний.

Для оценки упругих деформаций сжатия материала ОС вводили функции: $U(l, z, y, t)$ по координате $\mu \lambda$, $r(l, z, y, t)$ по z , $\lambda(l, z, y, t)$ по μy , связанные с временем t анализа процесса колебаний отдельных слоев и точек в сечениях модели ИБ, проходящего через ОС.

Нагружение материала ИБ внутри объема ОС характеризовали внутренними силовыми факторами (усилиями):

$$P_u = \mathcal{K}_u \frac{\partial u}{\partial \lambda}, \quad Q = \mathcal{K}_r \frac{\partial r}{\partial z}, \quad N = \mathcal{K}_y \frac{\partial \lambda}{\partial y}, \quad (31)$$

и составляющими от их взаимодействия :

$$2 \frac{P_u}{R_0} r, \quad 2 \frac{Q}{R_0} U + 2 \mu \frac{\partial \lambda}{\partial y} \frac{(U+r)}{R_0}, \quad (32)$$

учитывающими воздействия относительно векторов этих усилий с двух сторон относительно сечения, проходящего через центр тяжести ОС. Считали, что поверхностный слой ОС одновременно нагружен сосредоточенными усилиями:

- от масс локомотива, приведенных к ИБ и направленных по координате $z-N_k$;

- реализации силы тяги поезда F_k одним ИБ, направленным по координате λ ;

- от горизонтальных взаимодействий N_y по направлению координаты μy . Эти условия приводили к интенсивностям: $n_u(l, z, y, t)$, $n_r(l, z, y, t)$ и $n_y(l, z, y, t)$.

Учитывая движение колеса локомотива по поверхности рельса со скоростью V , которое представлялось эквивалентным, перемещением векторов усилий N_k , F_k и N_y относительно конкретных сечений в материале ИБ и ОС с их периодическим повторением через интервалы времени. С учетом введенных допущений на основе функционала Остроградского - Гамильтона получена система уравнений:

$$m_B \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - 2 \frac{V}{R_1} \frac{\partial r}{\partial t} - \mathcal{K}_u \frac{\partial^2 U}{\partial \lambda^2} - m_B \frac{V^2}{R_k^2} U - \frac{1}{R_0} \left(\mathcal{K}_r \frac{\partial r}{\partial z} - \mathcal{K}_u \frac{\partial r}{\partial \lambda} \right) + \frac{\mu \mathcal{K}_y}{R_0} \frac{\partial \lambda}{\partial y} = n_u(l, z, y, t). \quad (33)$$

$$\mu \frac{\mathcal{K}_y}{R_0} \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial r}{\partial y} \right) + m_B \frac{\partial^2 \lambda}{\partial t^2} - \mathcal{K}_y \frac{\partial^2 \lambda}{\partial y^2} = n_y(l, z, y, t). \quad (34)$$

Для этой системы получены решения уравнений и приведены численные исследования в виде таблиц 4,5,6

Таблица 4. Расчетные значения параметров моделей ОС и ОСП для колесных пар тепловозов типа 2ТЭ10

Параметры нагружения и колебаний модели	$R_p, \text{ мм}, \text{ при } P_c=105 \text{ кН}, R_k=525 \text{ мм}, T_c=20 \text{ кН},$ $E=21 \text{ МПа}, G=8 \text{ МПа}.$			
	300	500	700	900
Теория контактных напряжений [* с 602, 603]				
$a, \text{ мм}$	7,73	7,17	6,69	6,4
$b, \text{ мм}$	5,59	6,69	8,09	9,05
$\sigma_k, \text{ МПа}$	1190	995	767	643
$\sum U_{\text{лр}} \times 10 \text{ мм}$	1,01	0,938	0,884	0,848
Теория колебаний (модели ОС и ОСП)				
$h_{k2}, \text{ мм}$	+4,61	+4,35	+4,1	+3,93
$h_{k1}, \text{ мм}$	21,57	21,53	21,04	20,57

$U_{c2} \times 10 \text{ мм}$	1,12	1,01	0,763	0,981
$U_{c2} \times 10 \text{ мм}$	1,03	0,934	0,712	0,906
$\sigma_{c2}, \text{ МПа}$	1712	1547	1195	1572
$\sigma_{c1}, \text{ МПа}$	1574	1431	1115	1452
$\lambda_{k1}, \text{ мм}$	+4,99	+5,05	+4,99	+4,91
$\lambda_{k1}, \text{ мм}$	24,99	26,78	27,75	28,01
$U_{c2} \times 10 \text{ мм}$	0,948	0,879	0,754	0,707
$U_{c1} \times 10 \text{ мм}$	0,876	0,812	0,705	0,656
$\tau_{s2}, \text{ МПа}$	477	413	340	315
$\tau_{s1}, \text{ МПа}$	441	382	318	293
Теория колебаний (модель ОСП при $\frac{S_c(h_k)}{S_0} = 0$ и $n_1 = 0$)				
$h_k, \text{ мм}$	21,9	23,6	24,6	25,2
$U_0 \times 10 \text{ мм}$	1,49	1,44	1,33	1,28
$\sigma_0, \text{ МПа}$	1429	1285	1135	1067
Теория колебаний (модель ОСП при $\frac{S_c(h_k)}{S_0} = 100, n_1 \neq 0$)				
$h_k, \text{ мм}$	25,0	27,0	28,08	28,85
$U_0 \times 10, \text{ мм}$	1,62	1,52	1,37	1,28
$\sigma_0, \text{ МПа}$	1412	1197	1061	1019

Таблица 5. Расчетные значения параметров моделей ОС и ОСП для колесных пар электровозов типа ВЛ-80

Параметры нагружения и колебаний модели	$R_p, \text{ мм}$, при $P_c = 115 \text{ кН}$, $R_k = 600 \text{ мм}$, $T_c = 23 \text{ кН}$, $E = 21 \text{ МПа}$, $G = 8 \text{ МПа}$.					
	300	500	700	900	3000	6000
Теория контактных напряжений [* с 602, 603]						
$a, \text{ мм}$	8,34	7,86	7,45	7,19	5,69	4,97
$b, \text{ мм}$	5,37	6,25	8,26	9,36	16,4	22,2
$\sigma_k, \text{ МПа}$	1227	1118	893	816	587	497
$\sum U_{np} \times 10 \text{ мм}$	1,09	1,01	1,01	0,836	0,749	0,662
Теория колебаний (модели ОС и ОСП)						
$h_{k1}, \text{ мм}$	22,25	22,21	23,16	22,84	25,2	22,5
$h_{k2}, \text{ мм}$	+4,93	+4,7	+4,55	+4,42	3,69	3,23
$10U_{c2}, \text{ мм}$	1,32	0,956	0,886	0,915	0,492	0,375
$10U_{c1}, \text{ мм}$	1,22	0,882	0,821	0,845	0,458	0,35
$\sigma_{c2}, \text{ МПа}$	1956	1419	1210	1320	623	550
$\sigma_{c1}, \text{ МПа}$	1800	1309	1122	1220	580	513
$\lambda_{k1}, \text{ мм}$	24,93	26,63	30	30,75	36,3	30,7
$\lambda_{k2}, \text{ мм}$	+5,11	+5,17	+5,48	+5,43	6,08	5,90
$U_{c2} \times 10 \text{ мм}$	0,72	0,606	0,502	0,496	0,41	0,345

$U_{c1} \times 10 \text{ мм}$	0,665	0,558	0,467	0,461	0,38	0,32
$\tau_{s2}, \text{ МПа}$	363	286	210	203	142	141
$\tau_{s1}, \text{ МПа}$	345	263	196	188	131	131
Теория колебаний (модель ОСП при $\frac{S_c(h_k)}{S_0} = 0$ и $n_1 = 0$)						
$h_k, \text{ мм}$	21,84	23,67	26,77	27,58	26,0	23,4
$U_0 \times 10 \text{ мм}$	1,65	1,58	1,46	1,38	0,937	0,713
$\sigma_0, \text{ МПа}$	1583	1451	1152	1053	757	522
Теория колебаний (модель ОСП при $\frac{S_c(h_k)}{S_0} = 100, n_1 \neq 0$)						
$h_k, \text{ мм}$	24,96	27,05	30,62	31,5	29,7	26,8
$U_0 \times 10, \text{ мм}$	1,79	1,67	1,5	1,41	1,07	0,815
$\sigma_0, \text{ МПа}$	1564	1361	1089	1006	845	643

Таблица 6. Расчетные значения параметров моделей ОС при локальном объемном сжатии и форсировании режима нагружения ($\tau_k = \tau_{II}$) для колесных пар электровозов

Параметры	R _p , мм				
	300	500	700	900	6000 ^Ж
Теория контактных напряжений [* с 602, 603]					
$a, \text{ мм}$	8,34	7,86	7,45	7,19	4,97
$b, \text{ мм}$	5,37	6,25	8,26	9,339	22,2
$\sigma_k, \text{ МПа}$	1227	1118	893	816	497
Уточненная модель ОС					
$h_{k1}, \text{ мм}$	22,25	22,21	23,16	22,84	22,5
$r_4 \times 10 \text{ мм}$	1,424	1,374	1,248	1,154	0,992
$\sigma_r, \text{ МПа}$	2111	2014	1841	1702	1455
$U_4 \times 10 \text{ мм}$	2,943	3,0	1,64	1,42	0,42
$\sigma_4, \text{ МПа}$	116	158	727	652	278
$\lambda_4 \times 10^3 \text{ мм}$	1,74	2,66	4,48	5,32	18,56
$\sigma_1, \text{ МПа}$	107	140	179	188	276

* Писаренко Г.С. и др. Справочник по сопротивлению материалов.- Киев.: Наукова думка, 1975. С.704.(с 602÷608).

1. Приближенные и уточненные аналитические формулы для моделей динамического нагружения локальных объемов сжатия и сдвига материала поверхностных слоев колес локомотивов в зоне контакта с рельсами, разработанные на основе методов теории колебаний, показывают большие – в 1,5-2 раза – амплитуды контактных напряжений по сравнению с расчетными цифрами, полученными по формулам теории контактных напряжений [*(с 602÷608)].

2. Предложенный метод форсирования режимов импульсного нагружения локальных объемов сжатия в материале поверхностных слоев колес локомотивов, позволяет более точно воспроизвести функции динамического нагружения во время процесса. При использовании этого метода достигается дополнительное увеличение амплитуд напряжений сжатия. Варьирование режимами форсированного нагружения позволяет получить функции модельных нагрузок напряжений сжатия между очередными циклами импульсов нагрузки.

В шестой главе обоснованы модели и расчетные оценки износа поверхностей контакта колесных пар локомотивов при взаимодействии с рельсами, которые использовали материалы ранее выполненных исследований, приведенные в главах 2÷5.

Расчетное обоснование динамического нагружения выполнили для колесных пар электровозов «Узбекистан» (ЭУ), которые в настоящее время эксплуатируются на участках рельсового пути ГАЗК «Ўзбекистон темир йўллари». При этом использовали следующие допущения для прямых участков пути.

1. С учетом технических характеристик ЭУ принимали значения статической нагрузки от каждого колеса на рельсы $P_c = 1,15 \cdot 10^5 \text{ Н}$, радиус качения нового колеса $R_k = 625 \text{ мм}$, мощность приводного электродвигателя (асинхронного) $N_d = 1000 \text{ кВт}$, скорость длительной тяги $V_d = 60 \text{ км/ч} = 16,67 \text{ м/с}$, диапазон расчетных скоростей движения ЭУ с поездом $V_p = (54 \div 108) \text{ км/ч} = (15 \div 30) \text{ м/с}$.

Принимали условия сохранения постоянной тяговой мощности $N_d = 1000 \text{ кВт}$ с выполнением соотношения:

$$102N_d = 2F_p V_p, \quad (35)$$

откуда расчетная сила тяги F_p от каждого колеса локомотива на рельс

будет равна: $F_p = \frac{51N_d}{V_p} = \frac{5,1 \cdot 10^4}{V_p}$ при размерности N_d [кВт] и V_p [м/с]

(36)

2. Учитываем условия движения колесных пар ЭУ по стыковому рельсовому с уложенными рельсами Р65 длиной $\lambda_p = 25 \text{ м}$ и числом железобетонных шпал 1840 шт на 1 км. Считаем, что при ударном воздействии на стык рельсового пути на поверхности перекатывания колеса (ППК) ЭУ передаются динамические усилия (данные ВНИИЖТа):

$$P_d = \frac{2a}{g} \left[2 + \frac{0,13V_p}{\sqrt[3]{(2q_k)^2}} \right] \cdot 10^4 \text{ [Н]} \quad (37)$$

где $2q_k$ – вес неподрессоренных частей тележки, отнесенных к одному колесу, принимали $2q_k = 5 \text{ т}$, V_p – скорость движения ЭУ в км/ч., g – ускорение силы тяжести.

Результаты расчета P_d по формуле (37) приведены в виде таблицы 7

Таблица 7. Расчетные значения динамических нагрузок на колеса ЭУ при скорости движения $V_p = (15 \div 30) \text{ м/с} = (54 \div 108) \text{ км/ч}$

$V_p \text{ км/ч}$	54	60	72	90	108
$V_p \text{ м/с}$	15	16,7	20	25	30
$P_d, \text{ Н}$	109950	116600	129920	149900	169980
$P_d : P_c$	0,956	1,013	1,129	1,303	1,477

Таким образом, для колесных пар ЭУ реальным является диапазон колебаний вертикальных нагрузок :

$$P_p = P_c \div (P_d + P_c) = (1 \div 2,5) P_c \dots \quad (38)$$

3. В качестве расчетных формул, учитывающих условия квазистатического нагружения поверхностных слоев колесных пар, использовали формулы теории контактных напряжений модели двух сжимаемых стальных цилиндров, имеющих $E_1 = E_2$, $\mu_1 = \mu_2$, взаимно-перпендикулярные оси [* , с602,603], где R_k и R_p – радиусы поверхностей перекатывания колес ЭУ в вертикальной продольной плоскости и вертикальной поперечной плоскости для головки рельсов.

4. Поверхностные слои поверхностей перекатывания колес ЭУ считали плотно упакованными из моделей объемов сжатия (ОС), (в форме тел эллиптического сечения $S = \pi a b$, высотой h_k . Каждая модель ОС характеризовалась одним импульсом нагрузки с амплитудой P_p за время $\tau_K = \frac{2\pi R_K}{V_p}$ одного оборота колесной пары ЭУ. Длительность одного импульса для каждой ОС равна $\tau_n = \frac{2a}{V_p}$ с повторением импульсов через интервалы времени τ_K .

5. Наличие стыков у рельсового пути обуславливало различные нагрузки P_{pi} на каждую модель ОС. Это явление учитываем следующими допущениями.

6. При известной длине l_p рельсов и периметре $\lambda_B = 2\pi R_K$ поверхности перекатывания колес ЭУ получаем соотношение о максимальной доле импульсов с нагрузкой от стыков $2,5P_C$ при $R_K = 0,625 \text{ м}$

$$n_{M1} = \frac{\lambda_B}{\lambda_p} = \frac{2\pi \cdot 0,625}{25} = 0,157. \quad (39)$$

7. После каждого импульса с нагрузкой $P_{M1} = 2,5P_C$ возникают повторные импульсы от колебаний поверхностей рельсов; учитывали воздействие одного повторного импульса с нагрузкой $P_{M2} = 2,5P_C : 1,5 = 1,67P_C$ и вероятностью $n_{M2} = n_{M1} = 0,157$.

8. Для остальных режимов принимали расчетную нагрузку $P_{M3} = P_C$ с вероятностью $n_{M3} = 1 - n_{M1} - n_{M2} = 0,686$.

При этих исходных данных приближенное значение наиболее вероятной нагрузки на модели ОС поверхности бандажей колесных пар ЭУ будут равны :

$$P_p = P_C(0,686 + 2,5 \cdot 0,157 + 1,67 \cdot 0,157) = 1,34 P_C. \quad (40)$$

С учетом изложенного расчетные параметры нагружения поверхностей перекачивания колес ЭУ по формулам [*] выполнили для нагрузок : $P_{Pi}=P_C$, $1,5P_C$, $2P_C$ и $2,5P_C$, учитывающих данные таблицы 7 , результаты этих расчетов приведены на рис.4.

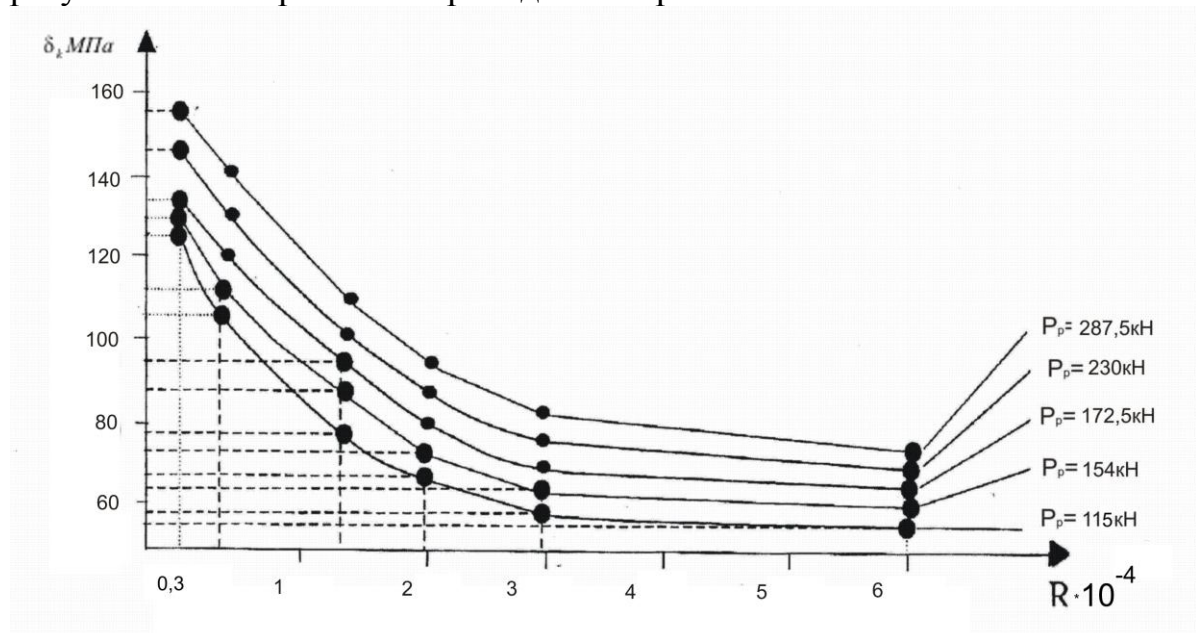


Рис 4 Расчетные значения контактных напряжений σ_k [МПа] на площадке контакта колесной пары ЭУ и рельсов при $P_{Pi}=(115 - 287,5) \text{ кН}$.

9. Методику оценки износа поверхностей бандажей колесных пар локомотивов при движении по прямым участкам рельсового пути, выполняли с учетом ряда допущений.

9.1. Учитывали параметры прочности материала бандажей колесных пар ЭУ согласно ГОСТу 398 – 81 из стали СТ2 с пределом прочности по напряжениям, растяжения $\sigma_b = (950 - 1130) \text{ МПа}$. В последующих расчетах используем $\sigma_b = 1130 \text{ МПа}$. $\sigma_{-1} = 420 \text{ МПа}$.

9.2. Вводили допущение об явлении разрушения поверхностных слоев материала бандажей в зоне поверхностей перекачивания колес ЭУ на прямых участках рельсового пути, которое характеризовали следующим образом:

9.3. Вся площадка контакта S в зоне поверхностей перекачивания колес суммировалась из трех составляющих площадей:

$$S = S_1 + S_2 + S_3 ; \quad (41)$$

$$S_1 = \pi (a - a_1) (b - b_1) ; \quad (42)$$

$$S_2 = \pi (a_1 - a_2) (b_1 - b_2) ; \quad (43)$$

$$S_3 = \pi a_2 b_2 , \quad (44)$$

где a_1 , a_2 , b_1 , b_2 – размеры полуосей площадок контакта на границах площадей S_1 , S_2 , S_3 .

9.4. В пределах площади S_1 контактные напряжения σ_{k1} меньше σ_{-1} , поэтому на этой поверхности не наблюдается износ.

9.5. В пределах площадки S_2 контактные напряжения :

$$\sigma_{-1} < \sigma_{k2} < \sigma_b \quad (45)$$

поэтому происходит разрушение «шелушением» (срезом и уносом с поверхности поверхностей перекатывания колес) за каждый оборот колеса относительно рельсов тонкой пленки материала бандажа Ст2 толщиной :

$$S_2 = (\sigma_k - \sigma_{-1}) \frac{d_a}{\sigma_\sigma} \quad (46)$$

где $d_a = 2,52 \cdot 10^{-6}$, диаметр одного атома железа, основной составляющий Ст2.

9.6. В пределах площади S_3 контактные напряжения $\sigma_{k3} < \sigma_b$ поэтому происходит разрушение «шелушением» поверхностей перекатывания колес пленки (большей по $\sigma_{k3} - \sigma_b$) за каждый оборот колеса ЭУ относительно рельсов толщиной :

$$S_3 = d_a \sigma_k : \sigma_b \quad (47)$$

9.7. При использовании допущения от линейно возрастающей функции σ_{ki} по ширине и длине площадки контакта поверхностей перекатывания колес ЭУ к ее центру тяжести получили формулы для расчета:

$$-S_1 = S_i \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{Ki}} = \frac{42S_i}{\sigma_K} \quad (\text{при } \sigma_{-1} = 420 \text{ МПа}) \quad (48)$$

где S_i и σ_{ki} – величины площадей контакта и контактных напряжений, соответствующие конкретным значениям радиусов R_p, R_k и нагрузке P_{pi} :

$$-S_2 = S_i \left(2 - \frac{\sigma_{Ki}}{\sigma_b} \right) \left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{Ki}} \right) ; \quad (49)$$

$$S_3 = S_i \left(\frac{\sigma_{Ki}}{\sigma_b} - 1 \right) \left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{Ki}} \right) . \quad (50)$$

9.8. Вводили допущение об объеме V_1 изношенного металла (Ст2) с поверхности бандажа поверхностей перекатывания колес ЭУ за один оборот его относительно рельсов. При этом учитывали эквивалентную ширину площадок износа :

$$e_{\Sigma 2} = \sqrt{S_2} \quad \text{и} \quad e_{\Sigma 3} = \sqrt{S_3} \quad (51)$$

площадок контакта в направлении, перпендикулярном к вектору скорости вращения точек на поверхности колеса ЭУ, перекатывающегося по рельсам. С учетом введенных допущений получили формулу для расчета объема износа :

$$V_1 = \frac{d_a \sigma_{Ki}}{\sigma_\sigma} \left[\left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{Ki}} \right) \sqrt{S_2} + \sqrt{S_3} \right] \pi D_K , \quad [\text{мм}^3/\text{оборот}] \quad (52)$$

где D_k – диаметр поверхности перекатывания колес ЭУ по рельсам; при $\sigma_{ki} < \sigma_b$ в последней формуле $\sqrt{S_3}$ принимается равным нулю.

9.9. Вводили допущение о расчетном пробеге L_1 колесной пары ЭУ с достижением износа поверхностей перекатывания колес по толщине

$\Delta_1 = 1 \text{ мм}$ при ширине площадки износа $B_r = 75 \text{ мм}$, соответствующей максимальной ширине головки рельса Р65; при этом учитывали явление колебаний поверхностей перекатывания колес ЭУ относительно головок рельсов поперек продольной оси последних. При таких допущениях получили формулу при размерности $D_k [\text{м}]$:

$$L_1 = \frac{B_r \cdot \Delta_1 \cdot \pi D_k}{V_1} \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{км}}{\text{мм}} \right] = \frac{\pi B_r D_k \cdot 10^{-3}}{d_a \left[\sqrt{S_2} + \frac{\sigma_{ki}}{\sigma_B} \sqrt{S_3} \right]} \left[\frac{\text{км}}{\text{мм}} \right] \quad (53)$$

Выполняли переход к интенсивности износа поверхностей перекатывания колес ЭУ, оцениваемой пробегом в 10^4 км :

$$\dot{i} = \frac{10^4}{L_1} \left[\frac{\text{мм}}{10^4 \text{ км}} \right] \quad (54)$$

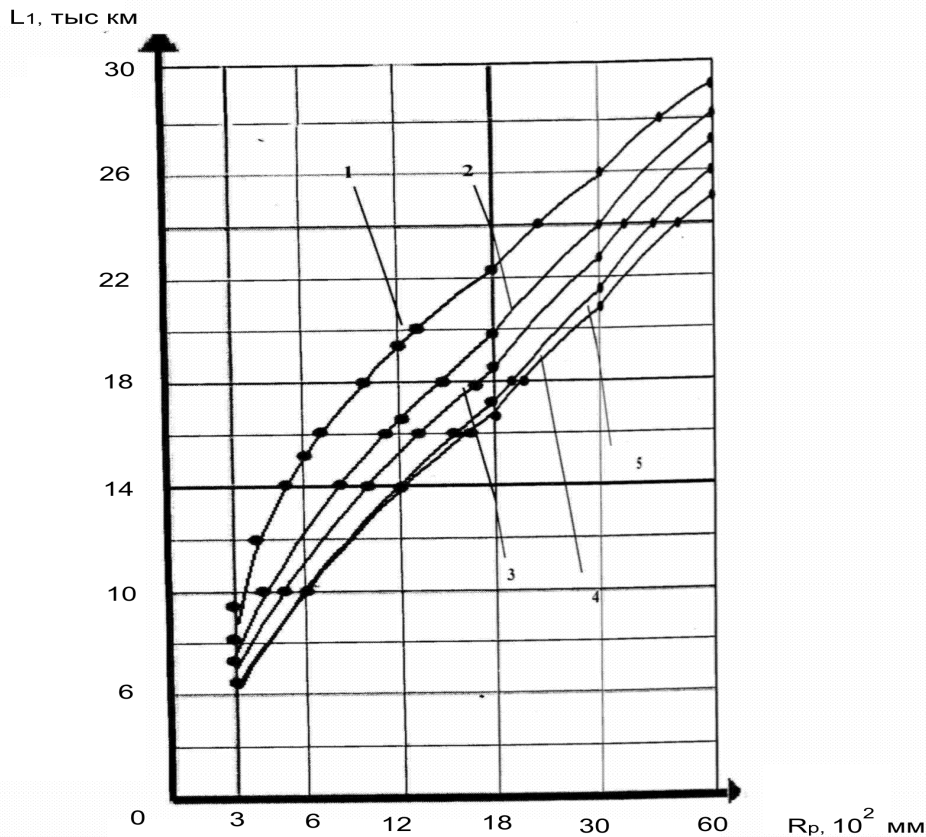


Рис.5. Расчётные значения пробегов L_1 для поверхностей перекатывания колес ЭУ в диапазоне $R_p = (115 \div 287,5) \text{ кН}$ при $\sigma_T = 420 \text{ МПа}$, $\sigma_B = 1130 \text{ МПа}$, (1) - $P_1 = 115 \text{ кН}$, (2) - $P_2 = 154 \text{ кН}$, (3) - $P_3 = 172,5 \text{ кН}$, (4) - $P_4 = 230 \text{ кН}$, (5) - $P_5 = 287,5 \text{ кН}$.

10. Обосновали методику расчетной оценки динамического нагружения зоны гребней бандажей колесных пар локомотивов при движении в кривых участках пути с использованием следующих допущений:

Для ЭУ характерно преимущественное движение с поездами на повышенных скоростях свыше 60 км/час. Рамы тележек локомотивов при таких скоростях занимают положение высоких скоростей, когда составляющие сил инерции, передаются от колесных пар преимущественно на внешний рельс с направлением по радиусу R кривой. Для таких условий использовали следующие допущения об особенностях нагружения экипажа ЭУ.

10.1. Движение ЭУ осуществляется с постоянной скоростью $V_{\text{Э}}$ в кривой постоянного радиуса R . В этом случае массы осей колесных пар первой тележки ЭУ нагружены центробежными силами Y_1 и Y_2 , действующими на внешний рельс в кривой из-за наличия доли центробежной силы :

$$N_n = \frac{G_{\text{Э}}}{3g} \cdot \frac{V_{\text{Э}}^2}{R}, \quad (55)$$

где $G_{\text{Э}}$ – вес электровоза «Узбекистон» (Н) $V_{\text{Э}}$ [м/с], $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести; принимаем $G_{\text{Э}}=1,38 \cdot 10^3 \text{ кН}$.

10.2. При движении в кривой первая тележка совершает угловые колебания с амплитудой φ_0 относительно усредненного положения ее оси симметрии с углом поворота :

$$\varphi_{T1} \approx \frac{\lambda_T}{2R} \approx 2\varphi_0. \quad (56)$$

При этом движении рама тележки совершает устойчивые колебания с круговой частотой ω_v , соответствующей частоте собственных колебаний этой тележки. От наличия этих колебаний возбуждаются импульсные усилия P_T , суммирующиеся с составляющими усилий $+0,5N_L$, приведенными к первой тележке.

10.3. Массы колесных пар второй тележки под действием усилий $Y_3 \approx Y_4 \approx 0,5N_L$ упруго прижимаются к внешнему рельсу. Усилия Y_3 и Y_4 деформируют упругие элементы опорно - возвращающихся устройств связей кузова и рамы тележки. Для упрощения принимаем условие о том, что динамический угол поворота $\varphi_{T2}(t)$ этой тележки равен нулю.

10.4. Массы колесных пар третьей тележки совершают колебания подобные принятым для (первой тележки) и нагружают внешний рельс усилиями $Y_5 \approx Y_1$ и $Y_6 \approx Y_2$. Все усилия Y_i приложены в горизонтальной плоскости и нагружают зоны контакта гребней бандажей и поверхностей головки внешнего рельса кривой.

10.5. Для расчетов φ_0 и P_T использовали соотношения:

$$-\varphi_0 \approx 0,5\varphi_{T1} = \frac{R}{2\lambda_T} \left(1 - \cos \frac{\lambda_T}{R} \right) \approx \frac{\lambda_T}{4R}, \quad (57)$$

где $2\lambda_T$ - расстояние между центрами поворота передней и третьей тележек относительно продольной оси АВ симметрии рамы кузова ЭУ:

$$P_T \approx \frac{G_T}{4q} \omega_y^2 \lambda_O \varphi_O = \frac{G_T}{8qR} \omega_y^2 \lambda_O \lambda_T, \quad (58)$$

где G_T – вес тележки электровоза.

10.6. Согласно расчетных исследований для электровозов типа ВЛ-80 $\omega_y = (15-30) 1/c$, где частота собственных колебаний виляния зависит преимущественно от модуля упругости рельсового пути U_r в горизонтальной плоскости. Для условий эксплуатации ЭУ на магистральных участках ГАЗК «Ўзбекистон темир йўллари» принимали $\omega_y = 20 1/c$ и исходные данные: $\lambda_T = 6 м$, $\lambda_O = 1,5 м$, $G_T = 1,5 \cdot 10^5 Н$, $G_y = 1,38 \cdot 10^6 Н$ и выполнили расчеты N_L , P_T , Y_1, Y_2, Y_3 при различных V_{Δ} и $R=400 м$, которые приведены в таблице 8

Таблица 8. Расчетные нагрузки от колесных пар ЭУ на внешний рельс при движении в кривой со скоростями $V_p=(15-30) м/с$ $R=400 м$, $\omega_y = 20 1/c$.

$V_p, км/ч$ $м/с$	54	60	72	90	108
	15	16,7	20	25	30
$N_L, Н$	26380	32570	46880	73250	105480
$Y_1, Н$	40710	46900	61210	87580	119810
$Y_2, Н$	10250	18240	32550	58920	91150
$Y_3, Н$	13190	16290	23440	36620	52740

На основании данных таблицы 8 учитывали диапазон горизонтальных нагрузок от гребней бандажей на головки рельсов в кривой:

$$Y_i \div N_y = 10,25 \div 119,81 кН.$$

11. Вводили допущение о том, что при взаимодействии гребней бандажей колес ЭУ с головками рельсов усилия $Y_i = N_y$ передаются в вертикальной, перпендикулярной к рельсам плоскости, через контактирующие поверхности с приведенным радиусом кривизны R_r , зависящим от радиусов зоны гребня бандажа $R_{ГК}$ и головки рельса $R_{ГР}$:

согласно
$$\frac{1}{R_r} = \frac{1}{R_{ГР}} - \frac{1}{R_{ГК}} \quad (59)$$

Согласно чертежей рельсов Р65 и особенностей их износа в условиях эксплуатации наблюдается диапазон $R_{ГР}=(13-15) мм$. Для колесной пары новой $R_{ГК}=13,5 мм$, а при износе поверхности гребня $R_{ГК}$ возрастает до 16 мм.

11.1. Принимали варианты циклов износа гребней бандажей к $R_{ГР}=13 мм$ и $R_{ГК}=13,5 ; 14,5 ; 15,5 ; 16,5 мм$. Это позволило учесть комбинации вариантов нагружения и износа, происходящие в условиях эксплуатации. Для вариантов $R_{ГР}$, $R_{ГК}$ принимаем постоянным радиус $R_K = 630 мм$, соответствующий новому бандажу ЭУ.

11.2. Использовали модель двух контактирующих цилиндров с взаимноперпендикулярными осями, материалы которых имеют $E_1=E_2=21,0 \cdot 10^4 \text{ МПа}$, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ [*]. Расчеты размеров полуосей площадки контакта и напряжений a_{Γ} , b_{Γ} и σ_{κ} были выполнены по формулам [*]

12. Обосновали методику оценки износа зоны гребней бандажей колесных пар локомотивов при движении в кривых участках рельсового пути с учетом ряда допущений.

12.1. Использовалось допущение об импульсной функции контактных напряжений для каждой зоны контакта гребня бандажа ЭУ и головок рельсов:

$$\sigma_k(t) = 0,5\sigma_{kn}(1 - \cos \omega_y t), \quad (60)$$

где σ_{kn} - соответствовало среднеарифметическому значению контактных напряжений в циклах изменения нагрузок $N_y = (120 \div 0) \text{ кН}$ при шаге изменения нагрузок $\Delta N_y = 20 \text{ кН}$.

12.2. Для каждого цикла изменения N_y определялось максимальное значение площадки контакта гребня бандажа и головки рельса по формуле:

$$S_k = \frac{N_y}{2\sigma_{kn}} \quad (61)$$

12.3. На основании анализа размеров сечения нового бандажа и предельно изношенного в зоне гребня этого бандажа была определена предельно допустимая площадь поперечного сечения $S_{\Delta} = 211 \text{ мм}^2$ для электровоза типа ВЛ-80, величина которой использовалась для оценки износа гребней бандажей колесных пар ЭУ.

12.4. Использовалось допущение о делении площади S_k , а три составляющие (по аналогии с материалами п.9.3-9.8) :

Для определения этих площадей использовались формулы типа (48)÷(50).

12.5. Использовался термин о площади износа поверхности контакта гребня бандажа за один оборот колесной пары относительно головки внешнего рельса при движении в кривой в долях толщины d_a одного слоя атомов материала бандажа, величина которой определялась по формуле:

$$S_{n1} = \frac{d_a \sigma_{kn}}{\sigma_{\epsilon}} \left[\left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{kn}} \right) \sqrt{S_{2k}} + \sqrt{S_{3k}} \right] \dots \quad (62)$$

12.6. Использовался термин расчетного числа оборотов u_k колесной пары ЭУ при движении, после которых достигается предельный износ поверхности гребней бандажа:

$$u_{n1} = S_{\Delta} : S_{n1} \quad (63)$$

и расчетный пробег колесных пар ЭУ в кривых с достижением S_{Δ} :

$$L_k = \varphi_k L_1 = 2\pi R_k \varphi_k = \frac{\pi S \Delta}{S_{n1}} \cdot 10^{-3} [\text{км}] \quad (64)$$

Использовался термин интенсивности износа поверхностей гребней бандажей ЭУ при движении в кривых, учитывающий достижение браковочного износа : $\Delta = 7 \text{ мм}$

$$i_k = \frac{\Delta}{L_k} \quad (65)$$

Результаты расчетов по формулам (62) – (63) отражены на рис.6,7. свидетельствуют о закономерностях износа гребней колесных пар ЭУ в различных условиях эксплуатации. Они позволили рекомендовать профиль по рис.7, внедренный на опытном тепловозе 3ТЭ10М № 5027

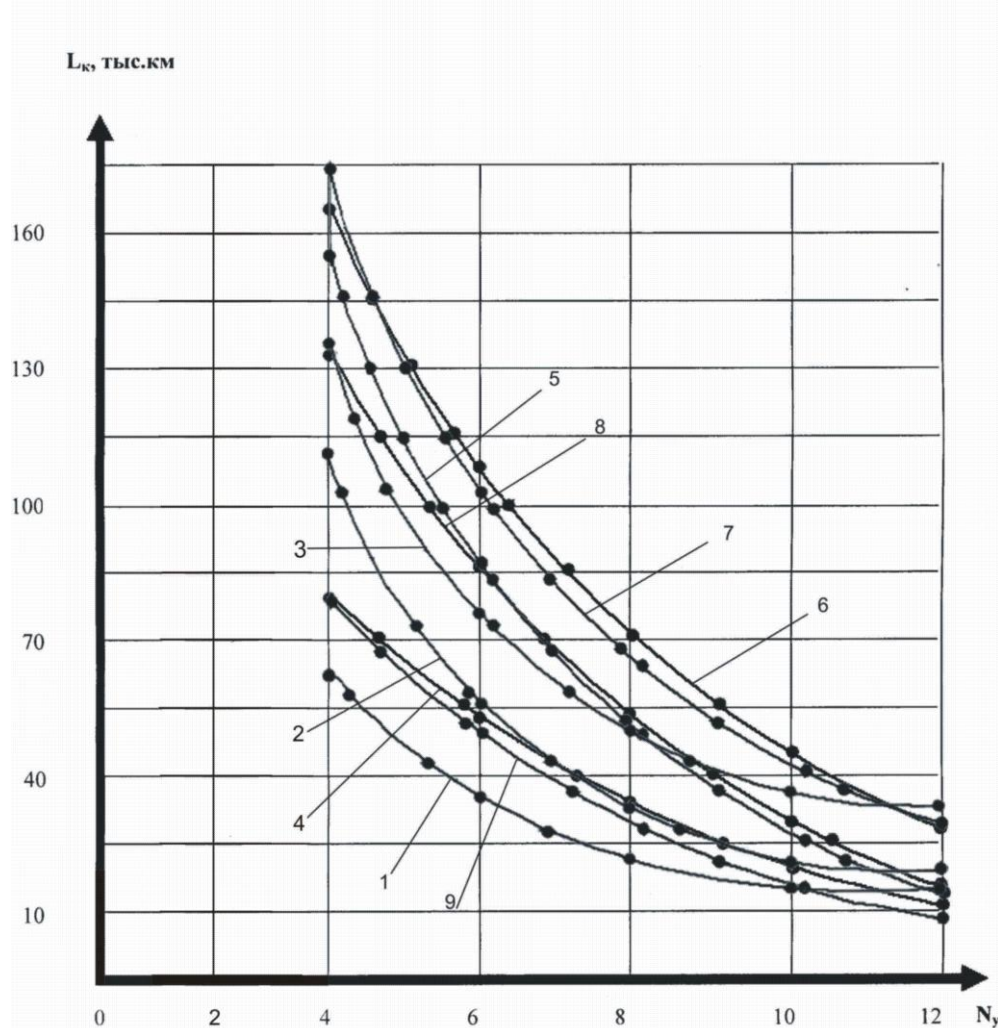


Рис 6. Расчётные значения пробега L_k колёсных пар ЭУ по предельному износу зоны контакта гребней бандажей при движении в кривых участках рельсового пути с циклами импульсных нагрузок $N_y = (120 \div 20) \text{ кН}$, $\sigma_T = 420 \text{ МПа}$, $\sigma_B = 1130 \text{ МПа}$ при $R_{гр} = 15 \text{ мм}$: 1-кривая $R_{гk3} = (15,5 \div 16,5) \text{ мм}$, 2-кривая $R_{гk2} = (14,5 \div 15,5) \text{ мм}$, 3-кривая $R_{гk1} = (13,5 \div 14,5) \text{ мм}$, при $R_{гр} = 13 \text{ мм}$: 4-кривая $R_{гk1} = (13,5 \div 14,5) \text{ мм}$, 5-кривая $R_{гk2} = (14,5 \div 15,5) \text{ мм}$, 6-кривая $R_{гk3} = (15,5 \div 16,5) \text{ мм}$, при

данных для электровозов типа ВЛ-10 с материалами экспериментальных исследований ВНИТИ (г. Коломна, Россия) показало:

- согласование с диапазоном частот собственных колебаний отбоя и влияния $\beta = 17,23 \div 25,25 \text{ 1/c}$;
- наличие волн колебаний для функции поперечных нагрузок $N_y(t)$ от колеса локомотива на рельсы;
- достижение максимальных значений нагрузок $N_y(t)$ до 120 кН в опытных поездках и получении диапазона расчетных нагрузок $81,85 \div 137,89 \text{ кН}$. предлагаемые аналитические зависимости и методы расчетных исследований отражают реальную картину колебаний и силового нагружения экипажа локомотива при движении в кривых участках рельсового пути.

4. Разработана модель силового нагружения материала бандажа колесных пар локомотивов с учетом явления их плоского сжатия. Модель представлена в виде кольца цилиндрической формы, устанавливаемого с натягом на поверхность колесного центра, характеризуемого постоянными значениями интенсивности массы, жесткости по радиусу R_0 нейтрального слоя, длине λ дуги этого слоя и упругими деформациями растяжения-сжатия $U(\lambda, z, t)$ и сжатия $r(\lambda, z, t)$ при отсчете z от дуги радиуса R_0 и учете времени t процесса колебаний.

Для этой модели на основе функционала Остроградского-Гамильтона получена система дифференциальных уравнений в частных производных второго порядка. Разработаны методики и выполнены решения однородных и неоднородных уравнений, использующие методы Бубнова-Галеркина и операционного исчисления, проведены расчетные исследования по оценке напряжений и упругих деформаций материала бандажей колесных пар электровозов, учитывающие изменения их параметров в процессе их эксплуатации.

5. Предложена модель оценки температурных полей в материале бандажа колесной пары при торможении электровоза. Эта модель представлена в форме стального кольца с осредненными значениями теплоемкости, коэффициентов теплоемкости и линейного расширения, к которому в виде импульсов подводится тепловая энергия от взаимодействия с поверхностями тормозных колодок. Для описания закономерностей температурных полей использовано уравнение теплопроводности в смешанных частных производных. Численными расчетами установлен диапазон нагревания материала поверхности бандажей колесных пар при торможении электровозов до 600°C , и максимальных значений мощности - затрачиваемой на контактные деформации материала бандажей до $2,19 \text{ ккал/c}$,

- обусловленной “устойчивым” скольжением колесных пар электровозов типа ВЛ-80 при неблагоприятных погодных условиях и

реализации максимальных сил тяги на руководящих подъемах до $3,63 \text{ ккал/с}$, что возможны явления проворота бандажей относительно колесных центров .

6. Предложена методика определения температурных напряжений в материале бандажей , использующая аналитические зависимости расчета толстостенных цилиндров , на материал которых воздействует стационарное тепловое поле . Обоснована теплофизическая модель наплавочного процесса поверхности катания бандажа колесной пары , для которого использовано уравнение теплопроводности , учитывающее наличие трех тепловых потоков и варианты функций форм температурных полей и времени процесса наплавки . Выполнены варианты численных решений этого уравнения .

7. Обоснованы приближенные и уточненные модели динамического нагружения локальных объемов сжатия и сдвига материала поверхностных слоев колес локомотивов в зоне контакта с рельсами . На основании численных расчетов показано , что амплитуды динамических контактных напряжений оказываются в (1,5-2) раза большими по сравнению с получаемыми по формулам теории контактных напряжений . Предложен метод форсирования режимов импульсного нагружения локальных объемов сжатия в материале поверхностных слоев колес локомотивов , позволяющий более точно воспроизвести функции такого нагружения во времени .

8. Приведены материалы расчетных исследований по оценке максимальных тепломеханических напряжений в поверхностных слоях бандажей колесных пар тепловозов типа ТЭ10М в условиях эксплуатации на магистральных участках ГАЖК "Ўзбекистон темир йўллари". В результате этих исследований доказаны условия :

- превышения допустимых напряжений растяжения в материале поверхностного слоя гребней бандажей при температуре нагревания свыше 300°C ,
- достижения пределов усталости в поверхностных слоях бандажей колесных пар тепловозов после пробега более 86,8 тыс.км ;
- аварийных разрушений гребней бандажей , проявляющихся в виде групп поверхностных трещин и происходящих при ударных взаимодействиях нагретых до температуры $250-350^{\circ}\text{C}$ бандажей с деталями стрелочных переводов при движении поездов .

9. Обоснованы модели расчетной оценки износа поверхностей перекатывания колес ЭУ при его движении с поездом на прямых участках рельсового пути и в кривых различного радиуса с учетом следующих факторов:

- функций импульсных контактных напряжений и размеров площадок контакта при флуктуациях условий эксплуатации по тяге поездов и

реализуемой мощности тяговой передачи, динамических воздействиях от стыков рельсового пути и колебаний сил тяги;

- вариациях пределов прочности и выносливости материалов бандажей и рельсов в зоне их контактного взаимодействия;

- по оценке максимальных пробегов L_m ЭУ, оцениваемых браковочным состоянием поверхностей перекатывания колес по износу зон перекатывания и гребней бандажей колесных пар.

- установлены диапазоны браковочных пробегов поверхностей перекатывания колес ЭУ для условий движения с поездами на прямых участках рельсового пути и в кривых ;

- определены расчетные значения контактных напряжений σ_k , площадей контактных площадок S_1, S_2, S_3 , объемов V , и пробегов L_1 для колесной пары ЭУ с достижением износа поверхностей перекатывания колес по толщине на $\Delta_1=1\text{мм}$ при пробеге $(4000\div 30000)\text{ км}$ и при радиусе рельса $R_p(300\div 6000)\text{ мм}$ и диапазоне нагрузок $P_p=(115\div 287,5)\text{ кН}$.

При увеличении нагрузок P_p расчетный пробег L_k уменьшается.

Установлено значение пробега L_k колесных пар ЭУ по предельному износу зоны контакта гребней бандажей при движении в кривых участках рельсового пути с циклами при $R_{гр}=(13\div 15)\text{ мм}$, импульсных нагрузок $N_y=(120\div 20)\text{ кН}$. при $\sigma_t=420\text{ МПа}$, $\sigma_b=1130\text{ МПа}$ и $R_{гк1}=(13,5\div 14,5)\text{ мм}$, $R_{гк2}=(14,5\div 15,5)\text{ мм}$, $R_{гк3}=(15,5\div 16,5)\text{ мм}$.

При импульсной нагрузке $N_y=40\text{ кН}$, расчетный пробег $L_k=80000\text{ км}$ а при $N_y=120\text{ кН}$, $L_k=12000\text{ км}$ при $R_{гк3}=(15,5\div 16,5)\text{ мм}$.

10. На основе полученных моделей и аналитических зависимостей по заказу ГАЖК “Ўзбекистон темир йўллари” изготовлены и в настоящее время проводятся испытания колесных пар тепловозов типа ТЭ10М, имеющих новый профиль бандажа, позволяющий повысить срок полезного использования в 1,5-1,8 раза.

11. Проведен расчет экономической эффективности использования колесных пар тепловозов типа ТЭ10М, имеющих новый профиль бандажа и позволил получить экономический эффект 116018560 сум.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

а) монографии и учебные пособия :

1. Глущенко А. Д., Файзибаев Ш. С. Моделирование импульсного динамического и теплового нагружения материала колесных пар локомотивов Ташкент.: Фан, 2002 г. с 194.
2. Глущенко А. Д., Файзибаев Ш. С. Машиналарнинг динамикаси ва мустахкамлиги 5.521.100 «Ер усти транспорт тизими» йуналиши, 5А521103- «Локомотивлар» 5А521106-«Қытариш транспорт машиналари» мухандислиги соҳалари бийича магистрлар учун ўқув ыллама. ОУваУМВ Ўзбекистон р. 2004г.

3. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С. Динамика и прочность машин. Учебное пособие для магистров специальностей 5А521103-“Локомотивы” ,5А521106-“Подъемно-транспортные машины” по направлению 5.521.100 “Наземные транспортные системы” Минвуз РУз. 2004г.

б) патенты:

4. Глущенко А.Д., Хайдаров Ю.О., Файзибаев Ш.С. и др. Стенд для испытаний на динамическую прочность рамы тележки для локомотивов с электрической передачей мощности на колесные пары. Предварительный патент на изобретение IDP 05332 от 09.11.2001 г

5. Глущенко А.Д., Хромова Г.А., Файзибаев Ш.С. и др. Рессора транспортного средства. Патент на изобретение IAP2003 0317 от 18.03.2003 г.

в) статьи :

6. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С. Моделирование связанных автоколебаний отнoса ,вияния и подергивания идеального экипажа локомотива в кривых участках рельсового пути // Ж. Доклады. АН РУз .2001. № 4-5.С.19

7. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С., Авдеева А.Н Моделирование динамического нагружения в поверхностных слоях колесных пар локомотивов при соударениях с рельсами // Ж Проблемы механики. 2000. № 2 , С. 45-49.

8. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С., Моделирование импульсного динамического нагружения на криволинейных поверхностях контакта // Ж.Проблемы механики. 2001. № 1 . С. 34-37.

9. Файзибаев Ш.С. Моделирование температурных напряжений в материале бандажей колесных пар локомотивов.//Ж.Проблемы механики. 2003. № 5 . С.32.

10. Файзибаев Ш.С. Моделирование взаимосвязанных колебаний сжатия и сдвига в материале колеса локомотива ,при движении по рельсам.//Ж. Известия ВУЗОВ. 2002. № 4. С.51.

11. Хромова Г.А., Файзибаев Ш.С., Абдужаббаров Х.Х. Разработка механико-математической модели для исследования колебаний рессоры локомотива модернизированной конструкции. //Ж.Научно-технический журнал Ферганского политехнического института . 2002.№ 3. С.42..

12. Файзибаев Ш.С.Обоснование модели оценки износа колесных пар локомотивов при движении в кривых участках рельсового пути. // Ж.Тяжелое машиностроение .М., 2003. № 6 С.22..

13. Файзибаев Ш.С. Моделирование связанных автоколебаний отнoса, вияния и подергивания идеального экипажа локомотива в кривых участках рельсового пути .// Ж.Тяжелое машиностроение. М.; 2003. № 12. С.10.

14. Файзибаев Ш.С. Расчет максимальных тепломеханических напряжений в поверхностных слоях бандажей колесных пар локомотивов.//Ж.Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций. 2004. № 2 С 134.
15. Файзибаев Ш.С. Моделирование температурных напряжений в материале бандажей колесных пар локомотивов.//Ж.Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций. 2004. № 2 С 88.
16. Файзибаев Ш.С. Методика приближенной оценки динамической прочности материала бандажей колесных пар тепловозов типа ТЭ10М. // Ж.Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций. 2004. № 4 С 39.
17. Файзибаев Ш.С. Расчетная оценка условий возникновения трещин на поверхности гребней бандажей колесных пар локомотивов. // Ж. Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций. 2004. № 4 С 105.
18. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С. Износ материала поверхности катания колесных пар подвижного состава при движении на прямых участках рельсового пути .Вестник Киевского университета . 2001. № 4. С. 424.

г) материалы конференций :

19. A.D. Gluchenko , Sh.S. Fayzibaev, S.A.Khromov “Model and numeric investigation of impulse contact fields of interfacelayers”. BETECH-2001. Orlando. Florida USA. 18-21 Mart 2001.
20. A.D. Gluchenko , Sh.S. Fayzibaev, L.G. Mukhamedova “Model validation of moving locomotive wheel pairs’ worn out grade on curved section of railway track”. Contact mechanics 2001., Seville, Spain , 18-20 June 2001.
21. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С., Авдеева А.Н. Моделирование динамических составляющих напряжений в поверхностных слоях материала колеса локомотива, перекатывающегося по рельсовому пути Тезисы докладов международной конференции “Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте” Санкт–Петербург, 1999.С71– 73.
22. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С., Хромов С.А., Абдужаббаров Х.Х. Моделирование динамических контактных взаимодействий в криволинейных поверхностях деталей машин. 8-Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике. Пермь , 2001.
23. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С. Анализ воздействия перекатывающегося колеса транспортного средства на криволинейную поверхность. Международная научно-техническая конференция “Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центральноазиатском регионе .” Ч.1. Ташкент , 2000. С.43-45.
24. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С., Шерматов З.Х. Исследование моделей динамического сжатия и сдвига в материале рельса ,

соударяющегося с колесом локомотива. III Научно-практическая конференция “Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте.”- М. : 2000.С.10.

25. Файзибаев Ш.С., Хромов С.А., Абдужаббаров Х.Х. Моделирование колебаний рессор локомотивов с учетом климатических условий Среднеазиатского региона. IV Научно-практическая конференция “Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте.” -М. : 2001.С.14.

26. Файзибаев Ш.С., Хромов С.А., Абдужаббаров Х.Х. Исследование контактных динамических взаимодействий в криволинейных поверхностях деталей подвижного состава. Научно-практическая конференция “Актуальные проблемы Транссиба на современном этапе.”-Новосибирск.: 2001. С. 362.

27. Файзибаев Ш.С. Модели динамического нагружения поверхностного слоя материала бандажей колесных пар локомотивов при взаимодействии с рельсами. Материалы II-Международной конференции “Транспорт ЕВРАЗИИ: взгляд в XXI век”. Т. 5 ., Алматы 2002 г.

28. Файзибаев Ш.С. Тепломеханические напряжения возникающие в поверхностных слоях бандажей колесных пар локомотивов. Материалы II Международной конференции “Транспорт ЕВРАЗИИ: взгляд в XXI век.” Алматы. 2002 .С. 70

29. Файзибаев Ш.С. Температурные напряжения, возникающие в материале бандажей колесных пар локомотивов. .”Замонавий илм-фан ва технологияларнинг энг мухим муаммолари” Республика илмий-амалий анжуман маколалар туплами. Джизак., 2004. С.363.

30. Файзибаев Ш.С. Расчет автоколебаний идеального экипажа локомотива в кривых участках рельсового пути. ”Замонавий илм-фан ва технологияларнинг энг мухим муаммолари” Республика илмий-амалий анжуман маколалар туплами. Джизак., 2004. С.366.

31. Файзибаев Ш.С. Модели динамического нагружения поверхностного слоя материала бандажей колесных пар локомотивов при взаимодействии с рельсами. Материалы международной конференции “Проблемы механики и сейсмодинамики сооружений ”- Ташкент : 2004. С. 570.

32. Файзибаев Ш.С. Методика расчета максимальных тепло-механических напряжений в поверхностных слоях бандажей колесных пар тепловозов типа ТЭ10М. Материалы VI Международной конференции “Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте.” Санкт–Петербург, 2004. С 63.

33. Глущенко А.Д., Файзибаев Ш.С Связанные колебания упругих стержней на упругом криволинейном основании. V Научно-практическая конференция “Безопасность движения поездов.” -М. : 2004.С.IV-10.

РЕЗЮМЕ

диссертации Файзибаева Шерзада Сабировича на тему:
 «Моделирование динамического взаимодействия и износа поверхностей
 перекачивания колесных пар локомотивов железнодорожного транспорта
 в условиях Среднеазиатского региона»
 на соискание ученой степени доктора технических наук
 по специальности 05.22.07- Подвижной состав железных дорог, тяга
 поездов

Ключевые слова: колесная пара - состоящая из двух колес, соединенных осью и установленных на тележках для перемещения по рельсовой колее; напряженное состояние - состояние колесного центра колесной пары с бандажом за счет соединения натягом; контактные напряжения – напряжения, возникающие в точке контакта колеса с рельсом от статических и динамических нагрузок; тепловые напряжения – напряжения, возникающие вследствие торможения и скольжения колес по рельсам в процессе движения; импульсное нагружение - нагружение колесных пар при прохождении стыков и неровностей рельсового пути; упругие деформации сжатия - деформация сжатия поверхностных слоев материала колеса локомотива и рельса; идеальный экипаж- абсолютно гибкий (не имеющий свойств изгибной жесткости) удерживаемый на упругом внешнем рельсе при движении ; модель деформируемого объема материала поверхностного слоя реального колеса - упругий стержень переменного сечения, в котором возникают напряжения сжатия и сдвига от воздействия усилий; импульсные колебания – колебания поверхностных слоев бандажей колесных пар в зоне контакта.

Объект исследования: напряженное состояние и износ материала колесных пар локомотивов.

Цель работы: Создание научных основ моделирования взаимодействия и износа колес локомотивов с рельсами , эксплуатируемых на железных дорогах ГАЖК «Ўзбекистон темир йўллари».

Метод исследования: В работе использованы методы теории колебаний , контактных напряжений и решений систем уравнений в частных производных, выведенных на основе функционала Остроградского-

Гамильтона. Для решения уравнений использовались методы осреднения по Бубнову - Галеркину и операционного исчисления по Карсону - Хевисайду.

Полученные результаты и их новизна:

- научный метод оценки динамического контактного нагружения материала колесных пар локомотивов при движении и соударениях с рельсами на прямых и кривых участках пути;
- модель колебаний идеального экипажа локомотива в кривых участках рельсового пути;
- модель силового нагружения материала бандажей колесных пар локомотивов с учетом явления их объемного и плоского сжатия;
- модель оценки закономерности изменения температурных полей и напряжений в материале колесных пар локомотивов в условиях эксплуатации и при восстановлении наплавкой поверхностей гребней колесных пар;
- модель и методика расчетной оценки износа поверхностей бандажей колесных пар локомотивов при движении на прямых участках рельсового пути и в кривых.
- новый профиль бандажа колесной пары локомотива, обеспечивающий больший срок эксплуатации бандажей и обеспечивающий условия безопасности движения;

Практическая значимость : Работа выполнена по планам ГКНТ РУз. 1Ф.2.10 , грантам №55-00 , 80-04 УзФПФИ и заказам Управления эксплуатации локомотивов ГАЖК “Узбекистон темир йўллари” Материалы диссертации используются в работе научно-исследовательских и проектных организаций железнодорожного транспорта (ВНИТИ), в вузах при подготовке специалистов по проектированию и эксплуатации подвижного состава железных дорог,

Степень внедрения и экономическая эффективность:

Разработан и испытан новый профиль бандажа колесной пары локомотива, позволяющий повысить срок полезного использования в 1,5-1,8 раза по сравнению со стандартным и получить экономический эффект 116018560 сум., разработана методика и инструкция по контролю износа в материале бандажей колесных пар локомотивов в условиях ГАЖК “Ўзбекистон темир йўллари”, утвержденная Государственной Инспекцией по надзору за безопасностью железнодорожного транспорта “УЗГОСЖЕЛДОРНАДЗОР”,

материалы диссертации внедрены во Всероссийском научно-исследовательском институте тепловозов и путевых машин , а также используются в учебном процессе вузов.

Область применения: Подвижной состав железнодорожного транспорта.

Подписано к печати 30.06.2005. Формат 60×84 1/16
Объем 2 п.л. Тираж 100 Заказ №
Отпечатано в типографии ТашИИТ. г. Ташкент ул. Адылходжаева 1