

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА имени Н.И. КОСТИНА

На правах рукописи

УДК 629.463.66.015-192

ПОГРЕВНОЙ АНАТОЛИИ ПАВЛОВИЧ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ВАГОНОВ
БУНКЕРНОГО ТИПА ПРИ ПРОДОЛЬНЫХ УДАРАХ

(05.22.07 - подвижной состав и тяга поездов)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск-1984

Работа выполнена в Днепропетровском ордена Трудового Красного Знамени институте инженеров железнодорожного транспорта имени М.И.Калинина и на Днепродзержинском вагоностроительном заводе имени газеты "Правда".

Научный руководитель -

Заслуженный работник высшей школы УССР, доктор технических наук, профессор **Е.П.ВЛЮХИН**.

Научный консультант -

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник **А.В.ПРЧЕНКО**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **В.Ф.УШКАЛОВ**,

кандидат технических наук, старший научный сотрудник **Ю.М.ЧЕРКАШИН**

Ведущее предприятие - Всесоюзный научно-исследовательский институт вагоностроения (отраслевой отдел, г. Кременчуг).

Защита состоится 27 августа 1984 г. 14⁰⁰ час.

на заседании Специализированного Совета К 114.07.01 Днепропетровского ордена Трудового Красного Знамени института инженеров железнодорожного транспорта имени М.И.Калинина, (320629, ГПС, г. Днепропетровск ул. Академика Лазаряна, 2).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан 27 марта 1984 г.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направить в адрес Специализированного Совета.

Ученый секретарь
Специализированного Совета
К 114. 07. 01
к. т. н. доцент

Л. В. ПЕТРОВИЧ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Директивами XXVI съезда КПСС намечена обширная программа повышения эффективности работы железнодорожного транспорта. Принятые на съезде "Основные направления экономического и социального развития народного хозяйства СССР на 1981-1985 г.г. и на период до 1990 г.", предусматривают увеличение грузооборота ж.д. транспорта на 14-15%.

Одним из основных направлений к осуществлению поставленной задачи является повышение массы поездов, улучшение использования локомотивов и вагонов, увеличение скоростей роспуска вагонов на сортировочных горках. Намечено увеличить выпуск специализированных грузовых вагонов.

Таким образом, современные и перспективные условия работы железнодорожного транспорта характеризуются увеличением вероятности возникновения повышенных продольных динамических нагрузок на подвижной состав.

В этих условиях актуальной задачей является разработка и реализация мероприятий по повышению несущей способности вагонных конструкций за счет совершенствования теоретических и экспериментальных методов исследования и способов расчета.

Актуальность задачи определяется еще тем, что конструкции специализированных вагонов, пополняющих парк грузового подвижного состава, отличаются разнообразием конструктивного исполнения составляющих их элементов, включают сложные механические системы (отопорные устройства, механизмы фиксации кузовов бункерного типа), испытывающие ударные воздействия в эксплуатации. Прочность деталей таких систем, их ресурс должны соответствовать все более тяжелым условиям эксплуатации.

Опыт эксплуатации специализированных вагонов показал, что уже на ранней стадии эксплуатации некоторые узлы (в основном элементы

4851a

фиксации бункеров) имели повреждения от продольных (главным образом) динамических ударных нагрузок. Потребовалось проведение мероприятий по дальнейшей конструктивной доработке отдельных узлов с целью повышения их эксплуатационной надежности. В деле более эффективного использования специализированного подвижного состава вопросы повышения надежности конструкций, уменьшения объемов ремонта в условиях все более интенсивной их эксплуатации играют существенную роль.

В связи с этим особое значение приобретают задачи обеспечения прочности элементов специализированных вагонов в эксплуатации, включающие всесторонний учет динамической эксплуатационной нагруженности элементов бункерных вагонов, разработку методов ускоренных испытаний натуральных образцов.

Цель работы состояла в исследовании эксплуатационной нагруженности элементов специализированных грузовых вагонов бункерного типа при ударах через автосцепку и разработке методов ускоренной оценки их ресурса.

Методика исследования. Общая методика исследований основывалась на использовании расчетных (математическое моделирование) и экспериментальных (натурные испытания на стендах элементов и изделия в целом) методов изучения несущей способности рассматриваемых в работе конструкций.

На первом этапе разрабатывалась математическая модель бункерного вагона (на примере вагона для битума), оценивались статистические характеристики нагруженности вагона и его элементов при маневрах и переходных режимах движения поездов. Анализировались условия, в которых эксплуатируются специализированные вагоны. Для моделирования нагруженности вагона в эксплуатации использовались методы экстремального планирования эксперимента.

Далее, используя расчетно-экспериментальные методы (МКЭ и тензо-

метрию) оценивалось напряженное состояние элементов бункерного вагона для битума, устанавливались зоны концентрации напряжений, проводились доработки конструкций.

Сределялись режимы испытаний и величины эквивалентных нагрузок для проведения ресурсных испытаний.

На заключительном этапе разрабатывались стенды и методы воспроизведения эксплуатационных нагрузок, проводилась сравнительная оценка долговечности элементов бункерного вагона для битума.

Разработанная в диссертации методика позволяет дорабатывать конструкции специализированных вагонов бункерного типа с оценкой их долговечности на стадии натурных стендовых испытаний.

Научная новизна. Проведен анализ повреждаемости специализированных вагонов в эксплуатации, установлено, что подвижность бункеров, наличие зазоров в связях определяет характер повреждений – разрушения элементов крепления бункеров происходят при ударных воздействиях на вагон через автосцепку.

Разработана математическая модель бункерного вагона для перевозки битума, позволяющая исследовать его колебания и оценить эксплуатационную нагруженность элементов при маневровых работах и переходных режимах движения поездов во время троганий с места.

С учетом случайного распределения зазоров в упряжи и в местах крепления кузова с рамой получены статистические характеристики распределения ударных сил в автосцепке и в упомянутых соединениях, а также оценено взаимное влияние этих зазоров на динамический процесс.

Оценено напряженное состояние элементов крепления бункеров специализированного вагона для перевозки битума. На примере этого вагона дана оценка нагрузкам, которые следует принять при проведении стендовых испытаний элементов крепления бункеров на стадиях упругих и пластических деформаций.

Разработана схема испытаний специализированных вагонов с подвижными кузовами на стенде-горке, которая позволяет воспроизводить ударные нагрузки с разных концов вагона и получать при каждом накачивании вагона до трёх-четырёх ударов в автосцепку.

Практическая ценность. Результаты выполненных в диссертации исследований явились основой для разработки рекомендаций по совершенствованию конструкции специализированного бункерного вагона для битума. Применение разработанной методики оценки ресурса конструкции бункерных вагонов позволяет сократить сроки создания и освоения производства специализированных вагонов. Рекомендованные конструктивные доработки узлов крепления бункеров, схема компоновки взаимосвязанных элементов вагона для битума (бункер, упоры, вертикальные опоры) обеспечили существенное снижение повреждаемости бункерных вагонов и их элементов в эксплуатации.

Реализация работы. Теоретические и экспериментальные исследования и разработанная методика оценки ресурса внедрены на Днепро-дзержинском вагоностроительном заводе имени газеты "Правда". Весь комплекс исследований по математическому моделированию нагруженности специализированных вагонов в эксплуатации, оценке их ресурса является составной частью научно-исследовательских работ, направленных на создание надежных конструкций.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 8 статей.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены на научно-технической конференции Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, Днепропетровск, 1972; Всесоюзной конференции "Проблемы механики наземного транспорта", Днепропетровск, 1980; Всесоюзной конференции по вибрационной технике. Кутаиси, 1981; заседании кафедры "Строительная механика" Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, 1984; Научно-техническом Совете отраслевого отдела Всесоюзного научно-исследовательского

кого института вагоностроения. Кременчуг, 1984; Техническом Совете Днепродзержинского вагоностроительного завода имени газеты "Правда", 1984.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, выводов и списка литературы.

Работа изложена на 188 стр., включая 142 стр. машинописного текста, 69 рисунков, 31 таблицы, списка литературы из 159 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено обоснованию актуальности выбранной темы и основных направлений исследований.

Необходимость увеличения грузооборота железнодорожного транспорта при одновременном снижении металлоёмкости вагонных конструкций, уменьшении затрат на ремонт, обеспечение безопасности движения поездов в условиях повышения их веса и интенсификации использования подвижного состава потребовала создания новых конструкций грузовых вагонов. Эти вагоны должны удовлетворять возросшим эксплуатационным требованиям. В связи с этим является актуальной разработка методов ускоренного получения данных о долговечности вагонов и их элементов на этапах проектирования и доработки серийных образцов. Вопросы исследования нагруженности, прочности и ускоренных испытаний вагонных конструкций являются необходимой составной частью методики для оценки их долговечности.

В первом разделе приведен краткий обзор и анализ теоретических, экспериментальных методов и результатов исследований динамики и прочности подвижного состава, примыкающих к рассматриваемой проблеме.

Наибольшее развитие получили вопросы, связанные с моделированием ударных нагрузок, действующих на подвижной состав при маневрах и переходных режимах движения поездов. Большой вклад в исследования

этих динамических процессов внесли В.А.Лазарян, Е.П.Блохин, В.В.Вершинский, Л.Н.Никольский, Н.А.Панькин, Л.А.Манашкин, Б.Г.Кеглин, Е.Л.Стамблер, Ю.М.Черкашин, А.В.Дрченко и многие другие. Ими разработан ряд аналитических методов расчета, позволяющих осуществить качественный анализ динамических процессов, комплекс алгоритмов и программ для решения задач динамики подвижного состава с применением современной вычислительной техники (АВМ, ЭЦВМ). Исследованы силовые воздействия на вагон при пусках поездов в ход, осаживаниях, движении по переломам продольного профиля пути, торможениях; оценено влияние неоднородности поезда, нелинейности межвагонных связей и зазоров в них на распределение продольных сил в поезде. Решен ряд вопросов по выбору методов численного интегрирования и возможности понижения порядка системы дифференциальных уравнений, описывающих колебания поезда при переходных режимах движения. Большое внимание уделялось разработкам методик экспериментальных исследований, связанных с изучением ударных нагрузок, имеющих место при маневрах и переходных режимах движения поездов, совершенствованию в связи с этим методов расчета, уточнению расчетных схем и математических моделей вагонов.

Исследования динамической и усталостной прочности вагонных конструкции посвящен ряд теоретических и экспериментальных исследований Е.П.Блохина, С.В.Вершинского, А.А.Камаева, Л.Д.Кузьмича, В.Н.Котуранова, М.М.Соколова, Л.А.Шадура, В.Ф.Ушкалова и ряда других ученых.

Проведенные исследования с учетом данных эксплуатации послужили основой для разработки "Норм для расчетов на прочность и проектирования механической части новых и модернизированных вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)", которые регламентируют требования к прочности основных несущих узлов вагонов общего назначения (универсальных).

Однако вопросы, связанные с оценкой эксплуатационной нагружен-

ности специализированных вагонов и их элементов, разработкой методов ускоренной оценки их долговечности с учетом особенностей конструктивного исполнения, прочности, специфики проведения стендовых испытаний и условий эксплуатации разработаны недостаточно. Именно этой проблеме и посвящена данная работа.

Во втором разделе рассматриваются конструктивные особенности специализированных вагонов бункерного типа, условия эксплуатации, данные об отказах, анализируются причины повреждений элементов.

Основным типом подвижного состава для перевозки сыпучих грузов железнодорожным транспортом является вагон-хоппер. Такие вагоны имеют форму траледи с вертикальными боковыми и наклонными торцевыми стенками, соединенными с бункерами, размещенными в междележном пространстве. Конструкции узлов таких вагонов имеют ряд специфических особенностей (характер подкрепления обшивы, компоновка бункерной и кузовной частей), поэтому условия нагружения кузовов этих вагонов в эксплуатации отличаются от условий нагружения универсальных вагонов.

Особую группу в парке грузовых вагонов составляют специальные вагоны с подвижными кузовами (для перевозки апатита, модель I0-454), или бункерами (для перевозки битума, модели I7-43I и I7-494). Эти вагоны, оборудованные специальными устройствами, удерживающими кузова и бункеры в транспортном положении, эксплуатируются на всей сети железных дорог в составах грузовых поездов или отдельных маршрутов.

Анализ технического состояния специализированных вагонов в эксплуатации проведен в работе по данным ВНИИВ, ВНИИЛТ, подразделений служб надежности МПС (ПКБ ЦВ МПС), вагоностроительного завода имени газеты "Правда". Показано, что имеющиеся повреждения конструкций кузовов или рам вагонов-хопперов носят усталостный характер и вызваны действием стационарных нагрузок. Так, после семи лет эксплуатации у 40% обследованных вагонов, предназначенных для перевозки окатышей, обнаружены трещины шкворневых стоек в соединении с

наклонной торцевой стенкой. Теоретические и экспериментальные исследования показали, что коэффициент запаса усталостной прочности n в этом месте стойки ниже допустимого "Нормами...". Приведение величины n в соответствие с требованием "Норм..." обеспечило безотказную по данному узлу эксплуатацию этих вагонов.

Для вагонов с подвижными кузовами (бункерами) основная доля неисправностей приходится на элементы, связывающие кузов (бункеры) с рамой. После двух лет эксплуатации первой промышленной партии вагонов с поднимающимся кузовом (модель IO-454) появились разрушения упоров, удерживающих кузов от действия продольных инерционных нагрузок, разрушения мест крепления петель разгрузочных крышек (78%), опорных балочек кузова (67%). Установлено, что причиной таких разрушений являются периодически повторяющиеся при движении в поезде продольные и поперечные перемещения кузова относительно рамы в пределах зазоров между их упорами, что вызывает перераспределение нагрузок на элементы рамы и кузова. При этом напряжения в симметрично расположенных вдоль продольной оси вагона узлах крепления могут отличаться на 200%.

Обследование технического состояния с эксплуатации вагонов для битума (модель I7-49I), прошедших модернизацию (усиление мест крепления опор к раме и самих упоров) показало, что после I + I,5 лет вагоны имели разрушения упоров (65%), вертикальных опор (95%). Для деталей механизма характерными неисправностями являлись излом, изгиб. Величины зазоров в упорах достигали 50 мм (при допустимых 2+3 мм).

Натурными испытаниями вагонов выявлен ряд важных особенностей динамического нагружения бункеров и элементов их крепления. В частности, замеренные экспериментально усилия в бункерах превышали расчетные (найденные в соответствии с Нормами) на 20-200%. Такой разброс объясняется нестабильностью работы фрикционных поглощающих аппаратов, наличием зазоров между бункерами и их упорами. Изменение этих параметров на натурном образце при испытаниях затруднительно, а

иногда и невозможно. Поэтому оценку нагруженности бункерных вагонов целесообразно осуществлять методами математического моделирования колебаний при ударных нагружениях с учетом случайных факторов.

В данной работе методика исследования динамической нагруженности вагонов с подвижными бункерами, прочности их элементов и их долговечности при стендовых испытаниях апробирована на примере бункерного вагона для перевозки битума (модель I7-494).

Третий раздел посвящается исследованию методами математического моделирования эксплуатационной нагруженности элементов бункерного вагона для битума при ударах в автосцепку.

Для моделирования плоских продольно-изгибных колебаний вагона при соударении с вагоном-бойком рама его представлялась в виде девяти масс, соединенных между собой безинерционными связями. При моделировании колебаний, вызванных продольным ударом, каждый из бункеров представлялся в виде трёх масс, моделирующих изгибные колебания их в продольном направлении, а тележки - в виде одной массы. При моделировании изгибных колебаний учитывалась инерция бункера от поворотов его как твердого тела. Через податливые опоры кузов опирался на тележки, каждая из которых представлялась в виде трёх масс, расположенных на двух податливых опорах.

Учитывалось, что рама вагона имеет переменные координаты центров тяжести сечений.

Представление вагона такой расчетной схемой вызвано тем, что при моделировании усилий взаимодействия бункеров с упорами и механизмами необходимо было учесть ряд нелинейностей (бункер-упор, бункер-механизм) и инерцию вращения бункера.

Плоские колебания такой дискретной системы описываются при помощи системы нелинейных дифференциально-разностных уравнений:

$$m_i^u \dot{V}_i^u = S_{i+\frac{1}{2}} - S_{i-\frac{1}{2}} + Y_{0,i+\frac{1}{2}}' Y_{i+\frac{1}{2}} - Y_{0,i-\frac{1}{2}}' Y_{i-\frac{1}{2}} - S_{\alpha} \delta_{ii} + S_{\pi} \delta_{2i} + S_{\tau 2} \delta_{6i} + (S_{\lambda k}^{1j} + S_{\lambda k}^{2j})(\delta_{ii} + \delta_{3i} + \delta_{5i} + \delta_{7i}) - (S_{\pi k}^{1j} + S_{\pi k}^{2j})(\delta_{ii} + \delta_{3i} + \delta_{7i} + \delta_{9i}); \quad (1)$$

$$\dot{q}_{i+\frac{1}{2}} = V_{i+1} - V_i; \quad i = \overline{1,9};$$

$$m_i^v \dot{V}_i^v = Y_{i+\frac{1}{2}} - Y_{i-\frac{1}{2}} - R_i^{\tau 1} \delta_{2i} - R_i^{\tau 2} \delta_{6i} + R_{\lambda}^j (\delta_{ii} + \delta_{3i} + \delta_{5i} + \delta_{7i}) + R_n^j (\delta_{3i} + \delta_{5i} + \delta_{7i} + \delta_{9i}); \quad V_i = \dot{v}_i; \quad i = \overline{1,9} \quad (2)$$

$$m_{\kappa}^{uj} \dot{V}_{\kappa}^{uj} = Q_{\kappa+\frac{1}{2}}^j - Q_{\kappa-\frac{1}{2}}^j - (S_{\lambda k}^{1j} - S_{\lambda k}^{2j}) \delta_{1\kappa} - (S_{\lambda k}^{2j} - S_{\lambda k}^{1j}) \delta_{2\kappa} \quad (3)$$

$$V_{\kappa}^{uj} = \dot{u}_{\kappa}^j; \quad \kappa = \overline{1,3}; \quad j = \overline{1,4};$$

$$m_j^v \dot{V}_j^v = -R_{\lambda}^j - R_n^j; \quad V_j^v = \dot{v}_j^j; \quad J^j \omega^j = \frac{1}{2} e^j (R_{\lambda}^j - R_n^j) + M^j; \quad (4)$$

$$\omega^j = \dot{\varphi}^j; \quad j = \overline{1,4}$$

$$m_{\tau 1}^u \dot{V}_{\tau 1}^u = -S_{\tau 1}; \quad \dot{q}_{\tau 1} = V_{\tau 1}^u - V_2^u; \quad m_{\tau 2}^u \dot{V}_{\tau 2}^u = -S_{\tau 1}; \quad \dot{q}_{\tau 2} = V_{\tau 2}^u - V_8^u \quad (5)$$

$$m_{\tau 1}^v \dot{V}_{\tau 1}^v = Q_{\tau+\frac{1}{2}}' - Q_{\tau-\frac{1}{2}}' + R_i^{\tau 1} \delta_{2i} - R_{\tau 1} (\delta_{1\tau} + \delta_{3\tau}); \quad V_{\tau 1}^v = \dot{v}_{\tau 1}; \quad \tau = \overline{1,3} \quad (6)$$

$$m_{\tau 2}^v \dot{V}_{\tau 2}^v = Q_{\tau+\frac{1}{2}}^2 - Q_{\tau-\frac{1}{2}}^2 + R_i^{\tau 2} \delta_{2i} - R_{\tau 2} (\delta_{1\tau} + \delta_{3\tau}); \quad V_{\tau 2}^v = \dot{v}_{\tau 2}; \quad \tau = \overline{1,3};$$

$$m_0 \dot{V}_0^u = S_{\alpha}; \quad \dot{q}_0 = V_1^u - V_0^u - 2e \varphi_{\frac{1}{2}}; \quad V_0^u(t=0) = V_0. \quad (7)$$

Здесь: уравнения 1 и 2 - описывают продольно-изгибные колебания кузова; 3 и 4 - продольные и вертикальные колебания бункеров; 5 и 6 - продольные и вертикальные колебания тележек; 7 - продольные колебания вагона-бойка; U_i, V_i - перемещения кузова вдоль осей x, y ;

φ_j^j - угол поворота j -го бункера относительно оси Z ; m_i^u - массы кузова, совершающие перемещения вдоль осей x и y ;

аналогично m_{κ}^{uj} m_{κ}^{vj} - массы j -го бункера; $m_{\tau 1}^u, m_{\tau 1}^v$ и

m_{T2}^u, m_{T2}^v - массы первой и второй тележек, а M_0^u - масса вагона-бойка; J^j - момент инерции j -го бункера относительно оси Z ; Y_0 - уравнение координат линии, проходящей через центры тяжести сечений кузова; $S_{i+\frac{1}{2}}$ - продольная сила в кузове, $Y_{i+\frac{1}{2}}$ - проекция сил на ось Y ; S_a - усилие в автосцепке; S_{T1}, S_{T2} - продольные усилия взаимодействия тележек с кузовом: $S_{Лr}^j, S_{Лк}^j$ и $S_{Пк}^j, S_{Пл}^j$ - продольные усилия взаимодействия бункера с кузовом в зоне упоров и опор (слева и справа), соответственно; V_i^u, V_i^v - продольные и вертикальные скорости движения масс кузова; аналогично V_k^u, V_k^v - j -го бункера; V_{T1}^u, V_{T1}^v и V_{T2}^u, V_{T2}^v - первой и второй тележек, V_0^u - продольная скорость вагона-бойка; ω^j - угловая скорость j -го бункера; R_i^{T1} и R_i^{T2} - реакции, возникающие при взаимодействии кузова с тележкой, а R_A^j и R_n^j - при взаимодействии кузова с j -м бункером (слева и справа); R_{T1} и R_{T2} - реакции, возникающие при взаимодействии тележек с жестким основанием; v_{T1} и v_{T2} - вертикальные перемещения масс тележек; Q^j - база опирания бункера на вертикальные опоры; e - эксцентриситет приложения силы S_a к кузову вагона; t - время; v^j - вертикальные перемещения j -го бункера; $Q_{k+\frac{1}{2}}^j$ - поперечные силы при продольном изгибе j -го бункера; $Q_{T+\frac{1}{2}}^1$, $Q_{T+\frac{1}{2}}^2$ - поперечные силы при изгибе первой и второй тележек; δ_{ii} , δ_{ik} , δ_{ir} - символы Кронекера; M^j - вращающий момент j -го бункера, возникающий за счет продольного взаимодействия бункера с упорами и вертикальными опорами.

Соотношения между усилиями, моментами и линейными и угловыми перемещениями записываются известным образом.

Дифференциальные уравнения решались численно на ЭВМ при нулевых начальных и граничных условиях с учетом условия (7).

Так как при соударениях демпфированных систем в основном проявляются первые тона собственных колебаний, влияние инерции вращения и деформации сдвига на колебания кузова и тележек не учитывалось.

Усилие S_a , возникающее в автосцепке, определялось в соответствии с интегральной характеристикой фрикционного поглощающего аппарата. Характеристики соединения j -го бункера с вертикальными опорами в продольном направлении и опор тележек принимались упруго-фрикционными.

Жесткостные характеристики бункеров и упоров определялись в соответствии с результатами статического расчета, используя метод конечного элемента. Расчетная схема бункера представлялась в виде пространственной пластинчато-стержневой системы. Такая расчетная схема использовалась для получения перемещений элементов от действия приложенных нагрузок. Эквивалентная жесткость соединения бункер-упор определялась как

$$K_{\Sigma}^{-1} = K_B^{-1} + K_{уп}^{-1},$$

где K_B и $K_{уп}$ - жесткости бункера и упора (МН м^{-1}), соответственно.

Силовая характеристика соединения механизма с бункером определялась экспериментально на специальной установке. В табл. I приведены значения усилий в автосцепке S_a , упорах бункеров S_B и механизмах S_M , полученные на ЭВМ.

Таблица I

V_0 км ч ⁻¹	S_a МН	S_B МН	S_M МН
3,6	0,724	0,187	0,0067
7,2	1,78	0,396	0,0534

Апробация выбранной математической модели осуществлялась сопоставлением результатов расчета на ЭВМ с результатами экспериментальных исследований. При этом расчетные значения хорошо попадают в поле усилий, полученных экспериментально. Следует отметить, что исполь-

зование расчетной схемы, в которой не учитывается изгибная жесткость бункера и инерция его вращения, приводит к получению завышенных (1,5 - 2 раза) оценок усилий взаимодействия бункеров с упорами.

Исследовалось влияние параметров (масс вагонов-бойков, зазоров между бункерами и упорами, скоростей соударений, уровня загрузки) на значения усилий, действующих на вагон и его элементы. Показано, что увеличение зазоров в упорах бункеров приводит к повышению усилий, действующих на бункер, и практически не влияют на максимальное усилие в автосцепке. Увеличение скорости соударения приводит к пропорциональному повышению усилий S_B и S_M . При этом бункер начинает поворачиваться при скорости соударения, превышающей 7 км ч^{-1} , что и определяет нагруженность механизмов ($m_0 = 85 \text{ т}$).

Как и следовало ожидать, уменьшение массы вагонов-бойков, как и массы бункеров (грузовый, порожний), приводит к уменьшению усилий S_B и S_B

Для оценки статистических характеристик сил, действующих в эксплуатации на вагон и бункеры, разработана упрощенная расчетная схема, учитывающая только продольные колебания вагона.

В упрощенной схеме рама вагона представлялась в виде пяти дискретных элементов, а каждый из бункеров - в виде абсолютно твердого тела и безинерционной податливой связи. Жесткость эквивалентной связи устанавливалась в соответствии с расчетом по полной расчетной схеме. Моделирование производилось с учетом случайных заклиниваний и срывов поглощающего аппарата.

Применение упрощенной модели вагона позволило существенно сократить затраты машинного времени при расчетах на ЭВМ и объём оборудования при моделировании нагруженности вагона на ЭВМ.

Такая расчетная схема применялась при исследовании нагруженности вагона в случае трогания поезда с места. Исследования показали, что при трогании поезда существенное влияние на нагруженность бункеров

оказывает изменение зазора в междвагонном соединении: усилия в бункерах S_{δ} с увеличением зазоров δ_{δ} с 39 до 91 мм увеличиваются до 0,23 МН (при $\delta_{\delta} = 39$ мм, $S_{\delta} = 0,16$ МН). Постановка вагона в хвостовую часть поезда увеличивает уровень сил на 25%.

Располагая данными моделирования, определены статистические распределения усилий, действующих на вагон и его элементы при маневровых работах и в поезде. Для этого применена разработанная в ДИИТе методика оценки статистических характеристик распределений нагруженности вагонов и их элементов, основанная на методах экстремального планирования эксперимента. Распределение сил, действующих на бункер при маневрах лежит в диапазоне 0,1 + 1,3 МН, наиболее вероятное значение - 0,35 МН, а при трогании поездов - 0,05 + 0,50 МН.

В четвертом разделе исследуется напряженное состояние элементов крепления бункеров в режиме соударения, проводится доработка конструкций. Данные этих исследований необходимы для составления программ ресурсных стендовых испытаний деталей и натурального образца вагона.

Экспериментально на натурном образце вагона определены динамические усилия, воспринимаемые механизмами $S_{\text{м}}$ и упорами S_{δ} от бункеров при соударениях вагона для битума. С помощью методов математической статистики получены регрессионные зависимости этих усилий от параметров входного воздействия (скорость соударения V_0 , усилие в автосцепке S_{α})

$$S_{\text{м}} = \begin{cases} 0,025 & \text{при } 0 \geq V_0 \leq 7; \\ -0,297 + 0,0468 V_0 & \text{при } V_0 \geq 7 \end{cases} \quad (9)$$

$$S_{\delta} = 0,017 + 0,2052 S_{\alpha} \quad (10)$$

Здесь $S_{\text{м}}$, S_{δ} , S_{α} - в МН, V_0 - в кмч⁻¹.

Расчетным путем с использованием МКЭ, а также экспериментально на стендах с применением тензометрии выявлены зоны в элементах конструк-

ции, где возможно появление пластических деформаций и установлены условия их возникновения в эксплуатации. Достоверность расчетных данных оценивалась по величинам напряжений, замеренным тензодатчиками в местах, где были известны направления главных напряжений и отсутствовали источники концентрации.

Необходимость расчета напряженного состояния деталей кузова специализированного вагона вызвана тем, что они имеют сложную конфигурацию и относятся к ответственным узлам (механизмы крепления бункеров, упоры), определяющим безопасность движения. Кроме того, это позволяет проводить доработку конструкций на стадии проектирования.

Расчетные схемы исследуемых деталей представлялись в виде пластинчатых плоских (для деталей механизма) и пространственных (для упоров) систем.

4851a
Доработка конструктивных вариантов производилась так, чтобы значения напряжений в опасных сечениях деталей достигали предела текучести материала от усилий, определенных из (9) и (10) при условии, что $S_a = 2,5 + 3 \text{ МН}$.

Установлено, что основная причина разрушений в эксплуатации рычагов механизмов крепления бункеров (несмотря на невысокий уровень напряжений в них от нормативных нагрузок) является геометрическая изменяемость сечения, выполненного в виде плоской стенки, при одновременном действии на деталь изгибающих и крутящих моментов. В диссертации проанализированы результаты расчетных и экспериментальных исследований напряженного и деформированного состояния этих деталей с различной конфигурацией поперечного сечения, даны рекомендации по выбору конструктивных параметров деталей с учетом условий эксплуатации.

Для упоров наиболее нагруженным является сварочный шов крепления его к плоскости хребтовой балки. Определены уровни усилий в швах, а также места с большими градиентами. Предполагал, что разрушения насту-

пят прежде всего в этих местах, выполнен расчет упора с имитацией трещин (соответствующие узлы расчетной схемы освобождались от закреплений во всех направлениях). Получено новое распределение усилий в сварных швах, по которому прогнозировалось развитие трещины.

При стендовых испытаниях ударными нагрузками результаты расчетов подтвердились.

Пятый раздел посвящен разработке метода ускоренной оценки ресурса элементов вагонов с подвижными бункерами при воздействии ударных нагрузок через автосцепку.

Исходя из данных, полученных в разделах 3 и 4, видно, что в распределениях сил, действующих при маневрах и в поезде, часть воспринимаемых бункерами и упорами усилий, превышает предел текучести материала деталей. Это обстоятельство требует проведения ресурсных испытаний на двух или более уровнях.

В связи с отсутствием стандартных испытательных машин, обеспечивающих ударный режим нагружения натурных элементов, разработаны специальные установки, позволяющие проводить ресурсные испытания в режимах ударного нагружения, соответствующего эксплуатационному.

В работе показано, что установки с дебалансными вибровозбудителями позволяют моделировать эксплуатационные нагрузки и получать разрушения элементов механизма крепления бункеров, аналогичные эксплуатационным.

Простейшая модель такой установки представляет собой расположенную на упругих элементах массу, колеблющуюся под действием синусоидальной силы и периодически взаимодействующей с ограничителем. В качестве ограничителя в этом случае используется испытываемая деталь. Такая система оказывается нелинейной. Основным параметром, определяющим её нелинейность, является зазор δ между колеблющейся массой и ограничителем. Устанавливая величину δ (или затяжку) перед началом виброиспытаний и регулируя их во время работы, можно управлять

системой, превращая её из линейной в нелинейную, и воспроизводить гармоническое или импульсное нагружение испытываемых деталей.

Указанные возможности виброударных систем использовались автором при разработке виброударных установок для ресурсных испытаний элементов, узлов и механизмов крепления бункеров вагона для битума.

Упоры бункеров испытывались на маятниковой ударной установке с подпружиненным основанием, на котором крепится упор. Это позволило расширить диапазон регулирования режима нагружения.

Учитывая, что механизм накопления повреждений в элементах крепления бункеров неоднороден (сочетание усталостного накопления повреждений с малоцикловым усталостным) количество N_{Σ} эквивалентных нагрузок для стендовых испытаний определялось из соотношения

$$N_{\Sigma} = N_{1\Sigma} + N_{2\Sigma},$$

где $N_{1\Sigma}$, $N_{2\Sigma}$ - количество эквивалентных нагружений соответствующих усталостному механизму накопления повреждений ($N_{1\Sigma}$) и малоцикловому ($N_{2\Sigma}$).

Значения $N_{1\Sigma}$ и $N_{2\Sigma}$ определяются из следующих соотношений:

$$N_{1\Sigma} = N_1 \left(\frac{S_T}{S_{1\Sigma, m}} \right)^{m_1} \frac{\int_0^1 y^{m_1} W_1(y) dy}{\int_0^1 y_{\Sigma}^{m_1} W_{1\Sigma}(y_{\Sigma}) dy_{\Sigma}}; \quad (12)$$

$$N_{2\Sigma} = N_2 \left(\frac{S_{\max}}{S_{2\Sigma, m}} \right)^{m_2} \frac{\int_{z_0}^1 z^{m_2} W_2(z) dz}{\int_{z_0}^1 z_{\Sigma}^{m_2} W_{2\Sigma}(z_{\Sigma}) dz_{\Sigma}}, \quad (13)$$

где S_T - усилие, при котором возникают пластические деформации;

S_{\max} - наибольшее значение силы, наблюдаемое в эксплуатации;

$S_{1\Sigma, m}$ - наибольшее значение силы при испытаниях ударами, при которых деформации не превышают предел текучести; $y = S/S_T$

$z = S/S_{\max}$; ($0 \leq y \leq 1$); $z_0 \leq z \leq 1$; $z_0 = S_T/S_{\max}$

S - значение силы при ударах в эксплуатации; $W_1(y)$ и $W_{1\Sigma}(y_{\Sigma})$ -

плотности распределений нормированных сил $S < S_T$ в эксплуатации и при испытаниях, а $W_2(Z)$ и $W_{2,3}(Z_3)$ - аналогичные распределения сил $S > S_T$. m_1 и m_2 - показатели кривых выносливости при усталостном и малоцикловом накоплении повреждений. При оценке количества нагружений принималось $m_1 = m_2$. Уровни S_{13} и S_{23} задавались таким образом, чтобы $S_{13} < S_T$, а $S_T < S_{23} < S_6$ (S_6 - уровень силы, при котором происходит разрушение конструкции или потеря способности выполнять свои функции).

В табл. 2 и 3 приведены уровни эквивалентных нагрузок и их количество для двухступенчатых испытаний упоров для срока службы 30 лет.

Таблица 2

Режим	Количество ударных нагружений за срок службы	Количество ударных нагружений уровня $\leq S_{1max}$	Количество ударных нагружений уровня $> S_{1max}$	S_{1max}	S_{2max}	S_{13}	S_{23}
				МН	МН	МН	МН
Маневровая работа	1400	8330	5670	0,45	0,65	0,45	0,6
Трогания поездов	223600	223600	-	0,5	-	0,45	-
ВСЕГО:	237600	231930	5670	-	-	-	-

Таблица 3

Объем испытаний ударными нагрузками упоров на срок службы загона

Режим	Показатель m (наклон кривой усталости)					
	$m = 4$			$m = 5$		
	N_{13}	N_{23}	N_3	N_{13}	N_{23}	N_3
Маневровая работа	1673	1075	2748	1382	1000	2382
Трогания поездов	2412	-	2412	1180	-	1180
ВСЕГО:	4085	1075	5160	2562	1000	3562

Стендовые испытания элементов проводятся в объёме нагрузений, соответствующему всему сроку службы вагона. Задачей этих испытаний является доработка конструкций элементов (узлов), прочностные характеристики которых обеспечили бы ресурс вагона, установленный технической документацией.

Далее проводятся контрольные испытания натурального вагона с элементами, отобранными по результатам стендовых испытаний. В этом случае испытания осуществляются при ограниченном числе циклов нагрузений, т.е. для сроков эксплуатации, являющихся частью всего срока службы вагона (гарантийного срока службы, сроков службы до первого дефовского или заводского ремонтов и т.д.).

Для проведения этих испытаний предложена схема соударений, предусматривающая размещение испытываемого вагона с "окнами" между вагоном-бойком и упором стенда-горки, которая позволяет чередовать направление воздействия и получать при каждом накатывании бойка до трёх-четырёх ударов по испытываемому вагону. Такая схема испытаний позволяет проводить их также при двух уровнях нагружения.

В качестве параметра входного воздействия принималась сила удара в автосцепку. Испытания проводились при работающих поглощающих аппаратах.

Оценка срока службы элемента (узла) по результатам форсированных испытаний натурального образца производится в соответствии с

$$T = \frac{\sum_{i=1}^N S_i^m N_{\partial i}}{\Pi_n^1} \quad (14)$$

где $\sum_{i=1}^N (S_i^m N_{\partial i})$ - накопленные повреждения в i -том элементе, разрушение (отказ) которого произошел через $N_{\partial i}$ циклов форсированного нагружения при восприятии усилия S_i ; Π_n^1 - нормированная величина в элементе повреждений, эквивалентных одному году эксплуатации вагона.

$$P_H^1 = S_{13}^m N_{13}^1 + S_2^m N_{23}^1 \quad (15)$$

Если элемент (узел), испытавший эквивалентное нагружение, соответствующее заданному сроку службы, и накопленные повреждения достигли нормированного значения, соответствующего этому сроку, то принималось, что величина T является оценкой его наработки без отказов.

По разработанной методике проведены ресурсные испытания элементов и натуральных образцов вагона для битума (модель I7-494). На стенде горке производилось по I200-I600 ударов по испытываемым вагонам. В связи с отсутствием повреждений за время испытаний среднее время безотказной работы вагона в соответствии с (I4) оценено в $T = 7,4$ года.

Проведен анализ результатов обследования технического состояния в эксплуатации вагонов модели I7-494. Полученные данные свидетельствуют о существенном (98%) снижении повреждаемости упоров, вертикальных опор и (87%) несущих элементов механизмов, что подтверждает приемлемость разработанного метода ускоренной оценки ресурса элементов специализированных вагонов с подвижными бункерами на стадии стендовых испытаний.

Внедрение в серийное производство вагонов для битума модели I7-494 (взамен модели I7-49I) позволило получить экономический эффект в народном хозяйстве 360 тыс.руб. После доработки вагон отнесён к высшей категории качества.

В Н В О Д Н

I. Проведен анализ повреждаемости специализированных вагонов в эксплуатации, установлено, что подвижность бункеров, наличие зазоров в связях определяет характер повреждений - разрушения элементов крепления бункеров происходят при ударных воздействиях на вагон

через автосцепку.

2. Разработана математическая модель бункерного вагона для перевозки битума, позволяющая исследовать его колебания и оценить эксплуатационную нагруженность элементов при маневровых работах и переходных режимах движения поездов во время троганий с места.

3. Проведено исследование динамической нагруженности вагона для нефтебитума при маневровых и переходных режимах движения поездов.

4. Оценены статистические характеристики усилий, действующих в эксплуатации на вагон и устройства крепления бункеров при помощи методов экстремального планирования эксперимента.

5. Установлено, что нагруженность вагона и его элементов существенно зависит от величины зазоров между бункерами и устройствами крепления.

6. С учетом случайного распределения зазоров в упряжи и в местах крепления кузова с рамой получены статистические характеристики распределения ударных сил в автосцепке и упомянутых соединениях, а также оценено взаимное влияние этих зазоров на динамический процесс.

7. С помощью метода конечного элемента оценено напряженное состояние бункеров, устройств их крепления (упоров, рычагов и крюков). Определены зоны возможного разрушения элементов крепления, подтверждаемые данными эксплуатации.

8. Разработана методика и стенды для проведения стендовых испытаний деталей вагона. Проведены стендовые усталостные испытания деталей крепления.

9. Разработана схема испытаний на стенде-горке специализированных вагонов с подвижными бункерами, которая позволяет воспроизводить ударные нагрузки с разных концов вагона и получать при каждом накатывании вагона до трех-четырех ударов в автосцепку.

10. На примере вагона для перевозки битума дана оценка нагрузкам,

которые следует принять при проведении стендовых испытаний элементов крепления бункеров на стадиях упругих и пластических деформаций.

И1. Проведены форсированные испытания бункерного вагона для перевозки битума. Оценена сравнительная долговечность элементов и вагона для битума.

И2. В результате проведенных исследований доработана конструкция вагона для битума, что позволило существенно сократить количество отказов в эксплуатации.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах

1. Бондарев А.М., Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Погребной А.П., Кедря М.М. О статистических исследованиях параметров нагрузок, возникающих в вагоне для перевозки нефтебитума. - В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. Тр. ДИИТа, вып. 205/26. - Днепропетровск, 1979, с. 18-25.
2. Иваницкий Р.П., Манашкин Л.А., Нарюс Н.Г., Погребной А.П. Ускоренные испытания вагонов. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта. Тезисы докладов Всесоюз. конференции. - Киев: Наукова думка, 1980, с. 54-56.
3. Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Грановская Н.И., Погребной А.П. Исследование усилий, действующих на вагоны для перевозки битума при переходных режимах движения поездов. - В кн.: Проблемы динамики и прочности подвижного состава. - Днепропетровск, 1981, вып. 220/28, с. 26-30.
4. Нарюс Н.Г., Погребной А.П., Юрченко А.В. Натурные испытания бункерного вагона для битума на долговечность ударными нагрузками. - РИ ВНИИТИ. : Железнодорожный транспорт. 1982, №-2: реф. 2Б30-82.
5. Погребной А.П. Ресурсные испытания элементов транспортных экипажей при виброударных воздействиях. - Тезисы Всесоюз. конференции по

- вибрационной технике. -Тбилиси, 1981, с.49.
6. Погребной А.П., Жовтоброх Г.Д. Бункерный вагон повышенной грузоподъемности для битума. - В кн.:Повышение прочности и надежности подвижного состава. -И.:ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, вып.5-81-15, 1981, с.14-16.
7. Погребной А.П., Дрченко А.В., Манашкин Л.А., Жовтоброх Г.Д. Снижение уровня ударных нагрузок, воспринимаемых бункерами вагона для битума. -В кн.:Транспортное машиностроение. -М.:ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, вып.5-82-12, 1982, с.15-17.
8. Юспина Е.В., Манашкин Л.А., Погребной А.П. Исследование продольных сил, возникающих в упорах бункеров вагонов для перевозки нефтебитума, при соударениях. - Ж ВНИТИ:Железнодорожный транспорт. - 1975, № 7: реф. 7В37-75.

ПОГРЕБНОЙ Анатолий Павлович

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ВАГОНОВ
БУНКЕРНОГО ТИПА ПРИ ПРОДОЛЬНЫХ УДАРАХ**

Специальность 05.22.07 - подвижной состав и тяга поездов

Подписано к печати 23.03.84.

БГ 20405.

Формат 60x84/16. Бумага для множительных аппаратов.

Ротапринт. Уол.печ.л. 1,45. Уч.-изд.л.1. Тираж 100 экз.

Заказ №405. Бесплатно.

Участок оперативной полиграфии ДИИТа,
320629, ГСП, Днепропетровск, 10,
ул. Акад. В.А.Лазаряна, 2.

Сканировала Камянская Н.А.