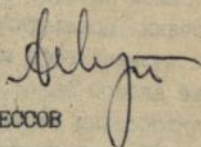


На правах рукописи

Мартынов Анатолий Валентинович



ОСНОВЫ ЭНЕРГОЭНТРОПИИ МАШИН И ПРОЦЕССОВ
НА ПРОМЫШЛЕННОМ ТРАНСПОРТЕ

05.22.12. - Промышленный транспорт

А в т о р е ф е р а т
диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Луганск - 1987



00752519 (Т)

Научный консультант - заслуженный деятель науки и техники Украины, доктор технических наук, профессор Брагин Борис Федорович.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор Губенко Владимир Константинович;

доктор технических наук, профессор Нагорный Евгений Васильевич;

доктор технических наук, профессор Шишов Валентин Павлович.

Ведущее предприятие - Харьковский государственный технический университет строительства и архитектуры

Защита диссертации состоится "19" июня 1997г.
на заседании специализированного совета Д 18.02.02 Восточноукраинского государственного университета по адресу:
348034, г. Луганск, кв. Молодежный, 20а.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Восточноукраинского государственного университета по адресу: .
348034, г. Луганск, кв. Молодежный, 20а.

Автореферат разослан "14" мая 1997 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
доктор технических наук,
профессор

В. А. Ульшин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ, АКТУАЛЬНОСТИ И СТЕПЕНИ
ИССЛЕДОВАННОСТИ ТЕМАТИКИ ДИССЕРТАЦИИ

В настоящее время энергозатраты на единицу валового продукта в Украине более чем в 2-3 раза превышают аналогичные показатели стран Западной Европы, что привело к необходимости введения и законодательного закрепления энергосберегающей политики в Законе Украины об энергосбережении, введенном в действие 4.08.1994г. По данным постоянно действующего в Украине Энергетического Центра Европейского Союза, по крайней мере, 30 Процентом общей потребляемой энергии можно сберечь без дополнительных затрат или при крайне незначительном инвестировании. Однако для кардинального решения проблемы эффективного энергосбережения необходим комплексный научный подход, как основа энергетического аудита и менеджмента, обеспечивающий также разработку наиболее эффективных консалтинговых схем в области энергопотребления.

Применительно к условиям работы промышленного транспорта, охватывающего значительное число транспортных средств и способов реализации транспортного процесса, включающего движение связанных и взаимодействующих материальных, энергетических и информационных потоков и расходующего значительную часть энергоресурсов в народном хозяйстве (до 10% и более от общего объема потребления), такой комплексный системный подход должен основываться на методологии, обеспечивающей рассмотрение и решение проблемы повышения энергетической эффективности на любом из рассматриваемых уровней от отдельной транспортной машины и ее частей до функционирования транспортных систем, объединенных в логистические цепи с производственно-технологическими и складскими системами.

В этом аспекте повышение энергетической эффективности машин и процессов на промышленном транспорте является многоплановой проблемой, которая может быть решена на основе междисциплинарного подхода, включающего комплекс методов (анализа, синтеза и оптимизации) целого ряда дисциплин. Анализ степени исследованности проблемы энергетической эффективности на промышленном транспорте показал, что существующие разработки направлены на решение локальных ее аспектов до уровней совершенствования функционирования отдельных типов транспортных машин (их основных частей) либо их групп в составе транспортных предприятий или объединений без совместного рассмотрения различных видов промышленного транспорта, на основе преимущественно

равномерных показателей,
АН України

характеризующих отдельные стороны транспортного процесса.

ЦЕЛЬ, ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ И ИДЕЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью диссертационной работы является разработка основных положений теории и научно-методических основ энергоэнтропийного исследования машин и процессов на промышленном транспорте, обеспечивающих возможность наиболее эффективного преобразования и использования энергии и решения на этой основе ряда актуальных научно-технических задач промышленного транспорта.

Поставленная цель определила следующие задачи исследования:

- разработать аксиматику и методологию энергоэнтропийного исследования;
- сформулировать концепцию построения обобщенных энергоэнтропийных моделей процессов и машин на промышленном транспорте, показателей функционирования и эффективности материальных и энергетических потоков и разработать их для системных уровней рассмотрения;
- разработать критерии, методологию и выполнить сравнительную оценку эффективности работы основных видов промышленного транспорта;
- выполнить синтез и разработать алгоритмы оптимального управления транспортным процессом применительно к условиям работы автомобильного и железнодорожного транспорта;
- разработать методологию и провести комплекс теоретических и экспериментальных исследований для установления закономерностей динамики процессов преобразования энергии в режимах позиционирования, действия интенсивного ветра, а также гравитационного торможения отдельных средств промышленного транспорта;

Основная идея работы состоит в разработке теории и методологии энергоэнтропийного исследования на основе аксиматики, сформулированной Д. Хацопулосом и Д. Кинаном, которая в данном исследовании дополнена и адаптирована к условиям работы промышленного транспорта.

ОБОСНОВАНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ И ПРАКТИЧЕСКОЙ ЦЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ И ЕГО НАУЧНОЙ НОВИЗНЫ

Теоретическая ценность исследования состоит в том, что создана единая концепция, принципы, критерии, методы и модели, описывающие энергетические процессы и составляющие основу энергетического мониторинга на промышленном транспорте.

Практическая ценность диссертации состоит в возможности широкого применения разработанной методологии энергоэнтропийного исследования для решения актуальных проблем промышленного транспорта на различных системных уровнях рассмотрения, а также решении проблемы амортизации ударных нагрузений, предотвращения отрицательных последствий действия интенсивного ветра, позиционирования транспортных средств, оптимизации транспортных процессов и развития инструментария логистики транспорта.

Научная новизна результатов исследований заключается в разработке научно-методических основ энергоэнтропийного исследования, представляющих собой сочетание методов теорий подобия, моделирования, оптимизации, устойчивости, аналитической механики, термодинамики, объединенных на основе дополненного автором и сформулированного применительно к условиям промышленного транспорта закона устойчивого равновесия. Сформулированы и классифицированы три типа задач энергоэнтропии: оценки эффективности функционирования транспортных систем, оптимального управления процессами преобразования и использования энергии, поступающей в систему, а также обратная задача управления преобразованием энергии, с целью наиболее полной ее утилизации для предотвращения разрушающих или вредных воздействий. На основе предложенного энергоэнтропийного подхода к исследованию процессов на промышленном транспорте проведены теоретические исследования эффективности двигателей, машин и процессов транспортирования, применяемых на промышленном транспорте, разработаны обобщенные математические модели транспортных и транспортно-складских систем, выполнены исследования эффективности транспортных систем с помощью критериального и энергоэкономического анализов, решены вариационные задачи по оптимальному управлению движением транспортных средств с приводом от двигателя внутреннего сгорания, впервые установлены закономерности протекания процессов при уgone грузоподъемных кранов ветром и при гравитационном торможении, что позволило решить ряд актуальных научно-технических задач по позиционированию транспортных робототележек, работающих в составе автоматизированных транспортно-складских систем, повышения живучести грузоподъемных кранов от действия горизонтальных ударов при взаимных столкновениях и наездах на тупиковые упоры.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УРОВНЯ РЕАЛИЗАЦИИ И ВНЕДРЕНИЯ НАУЧНЫХ РАЗРАБОТОК

Основные результаты диссертационной работы получены при выполне-

нии коадоговорных, госбюджетных НИР, в том числе в рамках научно-технической целевой комплексной программы ГКНТ "Научно-техническая концепция развития топливно-энергетического комплекса Украины (Per.N 05.21.03/356-94, 1994-1996 г.г.).

Результаты диссертационной работы нашли практическое применение в следующих организациях и предприятиях: ОАО "Институт Углемеханизация" (г. Луганск), Луганском областном объединении автотранспорта, государственной холдинговой компании "Лугансктепловоз", ОАО "Вагоностроение" (г. Стаханов, Луганской обл.), Лутугинском объединении по производству прокатных валков (Луганская обл.), ПО "Луганский станкостроительный завод" и других предприятиях области и Украины (см. п.4.59. "Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, а также технические условия Украины ТУ У 02070714-001-96 "Устройство гравитационное тупиковое УГТ-1" на изготовление защитных устройств для коаловых кранов, эксплуатирующихся в условиях открытых площадок промышленных предприятий, разработанных с непосредственным участием автора).

Постановлением Президиума ВЦСПС и ГКНТ СССР от 24.02.82г. N 2-10/88 рекомендовано всем Министерством и ведомствам внедрение в производство устройств, реализующих режим гравитационного торможения для мостовых кранов.

Основные результаты, полученные в диссертации составили содержание нового курса "Основы энергосбережения ПТ, СДМ и 0", впервые разработанного и читаемого с 1997 г. для студентов транспортного факультета БУГУ.

Практическое внедрение результатов работы подтверждается соответствующими документами, приведенными в приложении к работе.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АПРОБАЦИИ И ПУБЛИКАЦИИ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ, СТРУКТУРЕ И ОБЪЕМЕ РАБОТЫ

Основные положения и результаты диссертационной работы были обсуждены на: научном семинаре по проблемам механизации и автоматизации перегрузочных работ при Одесском институте инженеров морского флота, Одесском политехническом институте и Черноморском научно-техническом обществе морского транспорта (г. Одесса, 1975 г.); Всесоюзной научной конференции "Новые в подъемно-транспортной технике" (МВТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва, 1975 г.); семинаре кафедры ПТМ Уральского политехнического института (г. Свердловск, 1976 г.); Всесоюзной научно-тех-

нической конференции "Повышение безопасности оборудования и технологических процессов на основе применения средств автоматической защиты и промышленных роботов" (г. Казань, 1981 г.); научно-технических конференциях Новочеркасского государственного технического университета (г. Новочеркасск, 1976-1983 г.г.), Восточноукраинского государственного университета (ВУТУ, г. Луганск, 1984-1991 г.г.); Всесоюзной научно-технической конференции "Новое в подъемно-транспортном машиностроении" (Государственный технический университет им. Н.Э.Баумана, г. Москва, 1991 г.); Международной научно-технической конференции "Университет и регион" (г. Луганск, 1994 г.); Международной научной конференции "Проблемы транспорта и пути их решения" (КАДИ, 1994 г.); научно-практической конференции "Проблемы надежности и безопасной эксплуатации подъемных сооружений" (г. Сочи, 1996 г.); Международной научно-технической конференции "Проблемы автомобильного транспорта на современном этапе" (Украинский транспортный университет, г. Киев, 1996 г.); научно-технической конференции ВУТУ (г. Луганск, 1996 г.).

Диссертационная работа в целом рассмотрена и одобрена на научных семинарах: ВУТУ (1997 г.); кафедры "Организация перевозок и транспортные системы" (УТУ, 1996 г.); объединенном семинаре кафедр "Организация перевозок и управления на транспорте" и "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование" (ВУТУ, 1996 г.).

Публикации. Основные положения и результаты исследований опубликованы в 30 печатных работах, в том числе издана одна монография и получены девять авторских свидетельств на патенты.

Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы из 230 наименований и приложений. Объем диссертации 384 с., из них 261 с. основного текста, 66 рисунков, 36 таблиц.

ДЕКЛАРАЦИЯ КОНКРЕТНОГО ЛИЧНОГО ВКЛАДА ДИССЕРТАНТА В РАЗРАБОТКУ НАУЧНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ, КОТОРЫЕ ВЫНОСЯТСЯ НА ЗАЩИТУ

Лично автором диссертации разработаны: общая концепция, аксиоматика и методология энергоэнтропийного исследования; сформулированы три класса задач энергоэнтропии; выявлен единый показатель эффективности транспортных машин, процессов, материальных и энергетических потоков. Разработан критериальный метод оценки эффективности функционирования и энергоэкономического анализа транспортных систем; решены задачи оптимального управления движением транспортных средств по кри-

терию минимума энергосаатрат, на основе которых разработаны методы и устройство, реализующие оптимальное движение; выполнено исследование и разработано устройство, реализующее рекуперацию энергии при позиционировании транспортных средств; впервые установлены закономерности протекания процессов угона ветром и гравитационного торможения грузоподъемных кранов, на основе которых разработаны устройства для утилизации энергии и методы их расчета и проектирования; выполнены экспериментальные исследования в лабораторных и производственных условиях.

ХАРАКТЕРИСТИКА МЕТОДОЛОГИИ, МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРЕДМЕТА И ОБЪЕКТА

Принятая аксиоматика (закон устойчивого равновесия) определила тезаурус энергэнтропии и ее методологию как комплексный системный подход, сочетающий принципы детерминизма с вероятностно-статистической концепцией в теоретических и экспериментальных исследованиях, основанных на методах теорий подобия, моделирования, графов, устойчивости, случайных процессов, оптимального управления, термодинамики, аналитической механики, планирования эксперимента.

Предметом исследования в работе являются энергетические процессы. В качестве объектов исследования рассмотрены три основные вида промышленного транспорта: железнодорожный, автомобильный и непрерывный, а также средства механизации погрузочно-разгрузочных работ.

Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций обусловлена: корректностью постановки и решения задач, базирующихся на фундаментальных положениях научных дисциплин, объединенных в данном исследовании; адекватностью математических моделей, доказанной стандартными процедурами проверки; удовлетворительной сходимостью результатов теоретического и экспериментального исследований и длительным сроком успешной эксплуатации устройств, разработанных на основе данного исследования.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИИ И ФОРМУЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ВЫВОДОВ, ВЫТЕКАЮЩИХ ИЗ НАУЧНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Во введении приведена общая характеристика работы, ее содержание, структура, методология и основные результаты исследования.

В первой главе рассмотрено состояние проблемы и поставлены задачи исследования.

При анализе критериев эффективности логистических систем показано, что движение материальных и информационных потоков наряду с организационно-техническими и экономическими факторами, во многом определяется характером и качеством сопутствующего движения потоков энергии, существенно влияющих на экологическую обстановку. Поэтому снижение энергоемкости процессов грузопереработки при движении материальных потоков, наряду с другими факторами, определяет во многом эффективность функционирования логистических систем.

В настоящее время даже в наиболее развитых странах общая термодинамическая эффективность потребления энергии остается достаточно низкой, поскольку около 2/3 производимой энергии рассеивается в виде тепла. С учетом затрат энергии на добычу, транспортировку и переработку энергоносителей, конечными потребителями используется всего около 15% энергии, потенциально содержащейся в первичных энергоресурсах. На транспорте этот показатель оказывается еще ниже и составляет около 10%.

Эффективность, тип, мощность и техническое оснащение логистических систем базируются на ряде критериев, к числу которых относятся: степень надежности поставок, минимальная продолжительность транспортирования, минимальные транспортные затраты, гибкость системы, обеспечение сохранности грузов и исключение их возможных повреждений, быстрота обработки рекламаций, минимальные затраты на упаковывание грузов и низкие затраты на страхование. При этом энергосбережение и минимальный расход материальных ресурсов могут быть достигнуты в логистической системе лишь на основе синергетического эффекта, когда вследствие экономии и перераспределения затрат материальных и энергетических ресурсов у всех участников процесса обеспечивается наибольший суммарный эффект, который затем перераспределяется между партнерами в виде прибыли.

Наличие энергетического кризиса на Украине, протекающего в условиях резкого роста цен на энергию и энергоносители, спада производства и ухудшения экологической обстановки, также определяют в качестве доминирующего критерия минимизацию энергозатрат в логистических системах, а снижение энергоемкости технологических и вспомогательных процессов - важнейшим приоритетом в деятельности структур управления, для чего постановлением Верховного Совета Украины №034-ХІІ от 25.02.94г. утверждена национальная научно-техническая программа "Энергоресурсы", предусматривающая разработку и освоение технологических, научно-организационных и других целевых проектов, которые

обеспечат стабилизацию энергоресурсов производства, а также значительное (в два и больше раза) уменьшение их потребления во всех сферах материального производства и быта.

Значимость критерия энергетической эффективности существенно возрастает также в связи с широким проникновением методов микроэкономики во все сферы человеческой деятельности как инструментария для оптимальной аллокации ресурсов, путем интернализации внешних эффектов, что обусловлено в настоящее время приоритетом и интеграцией экологической проблемы в экономику во всех странах.

В общем случае преобразование энергии при осуществлении транспортного процесса происходит в соответствии с графом на рис.1.1, где обозначены: 1 - источник энергии; 2,...,n-1 - элементы передаточной системы; n - рабочий орган; n+1 - внешняя среда; $\eta_{j,j+1}$ - коэффициент передачи энергии между соседними элементами; $j = 1, \dots, n$; $\eta_{j,n+1}$ - коэффициент передачи энергии внешней среде. Из графа следует, что перемещение грузов в транспортном процессе осуществляется за счет преобразования энергии в сторону ее деградации (возрастания энтропии). Условие энергетической эффективности транспортного процесса определяется соотношением

$$\lim_{\eta \rightarrow 0} \frac{\Xi_n}{\Xi_1} = \prod_{j=1}^n \eta_{j-1,j} = \eta_{1,n}, \quad (1)$$

где Ξ_1, Ξ_n - величины энергии, соответствующие 1-му и n-му состояниям; $\eta_{1,n}$ - наибольшее возможное значение коэффициента передачи энергии;

$$|\eta_{1,n}| < 1;$$

$$\eta = \prod_{j=1}^n \eta_{j,n+1}.$$

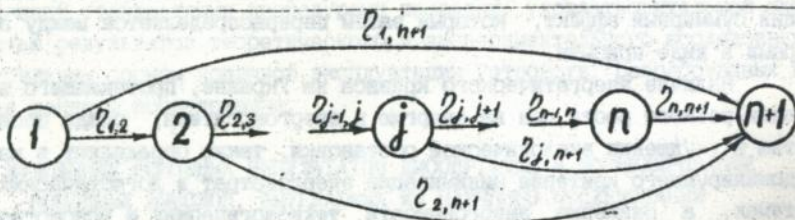


Рисунок 1.1 - Преобразование энергии при реализации транспортного процесса

Определение путей и условий, при которых выполняется соотношение (1), составляет предмет энергоэнтропии, которую, по аналогии с ло-

гистикой, можно рассматривать как науку об управлении потоком энергии, с целью наиболее эффективного ее использования.

Номенклатура промышленного транспорта, являющегося одним из главных звеньев в производственном процессе промышленных предприятий, обеспечивающих движение грузовых потоков и согласование с магистральным транспортом, в зависимости от назначения (внешний, внутризаводской: межцеховой, внутрицеховой) включает железнодорожный, автомобильный и тракторный, подвесной канатный и монорельсовый, конвейерный, пневмоконтейнерный, трубопроводный, гидравлический и пневматический, грузоподъемные краны и др.

Объединение широкого класса разнородных транспортных средств, не только на основе обеспечения движения грузопотоков, но и на основе общих закономерностей протекания энергетических процессов, позволяет на качественно ином уровне, с единых позиций решать не только задачи технико-экономического обоснования проектных решений, на основе вариантов технических решений, но также проводить анализ качества функционирования транспортных систем, решать вопросы оптимизации и управления энергопотоками.

Таким образом, проблема энергетической эффективности на промышленном транспорте сводится к трем аспектам рассмотрения: анализу эффективности функционирования систем, управлению процессами преобразования энергии и оптимизации энергетических процессов, которые и составляют три класса задач энергоэкономии.

Анализ существующих методов решения первой задачи показал, что существующие размерные критерии эффективности не дают удовлетворительных оценок эффективности функционирования транспортных систем, так как не позволяют детально сравнивать конкурирующие варианты реализации транспортного процесса, за исключением экономических расчетов, обеспечивающих такую оценку в целом. В этой связи в работе ставится задача разработки критериев оценки эффективности на основе дальнейшего углубления и расширения понятия КПД на приводы, машины, транспортные процессы, материальные, энергетические потоки и группы классификации промышленного транспорта, для чего необходима разработка соответствующих системных математических моделей.

В класс задач по управлению преобразованием энергии наряду с традиционными, по совершенствованию конструкций машин, имеются задачи, для которых до настоящего времени не найдены удовлетворительные решения. Сюда относятся задачи снижения энергозатрат в режимах торможения и позиционирования на отдельных видах промышленного транспорта,

обеспечения живучести грузоподъемных кранов от разрушений в результате угонов, вызванных действием интенсивного ветра или в результате их взаимных столкновений, либо наездах на тупиковые упоры.

Анализ состояния вопроса по оптимизации энергетических процессов на транспорте показал, что, несмотря на значительные достижения в этой области, применение энергоэнтропийного подхода позволяет получить новые существенные результаты по оптимальному управлению движением автомобильного и железнодорожного транспорта с приводом от ДВС.

В связи с тем, что для решения ряда перечисленных выше задач предлагается применение относительно нового способа гравитационного торможения возникает необходимость выявления закономерностей протекания этого процесса, для чего необходима разработка методологии и проведения аналитического исследования динамики процессов преобразования энергии на основе расширенного понимания КПД. В русле этого подхода поставлена и решена также задача повышения работоспособности металлоконструкций машин по критерию жесткости, вызванная развитием робототехники.

Для оценки достоверности результатов выполненного исследования поставлена задача разработки методики экспериментальных исследований, основанной на энергоэнтропийном подходе с использованием теории планирования экспериментов и современной измерительной техники для исследования динамических процессов преобразования энергии.

Далее в первой главе, в связи с тем, что энергоэнтропийный метод исследования является дальнейшим развитием термодинамического подхода, реализованного в технической термодинамике применительно к макроскопическим системам, в данном случае, протекания процессов на промышленном транспорте, где преобразования энергии с помощью работы и теплоты являются неравновесными и необратимыми, и учитываются генерацией энтропии $ds > 0$, где ds - приращение энтропии в неравновесном процессе, выполнен анализ работ по термодинамике и по распространению термодинамики за пределы тепловых машин.

На основе этого анализа сформулированы требования к методологии энергоэнтропийного исследования процессов движения энергии, где наряду с традиционными подходами оценки качества функционирования систем и определения термодинамически доступной энергии, основанными на методах термодинамики, таких как методы круговых циклов и термодинамических потенциалов в сочетании с методами энергетического баланса и энергетического анализа, должна предусматриваться также возможность проведения сравнительной оценки эффективности исследуемых систем и определе-

ния путей их совершенствования по критерию минимума энергозатрат на основе управления процессами преобразования и передачи энергии.

Поскольку термодинамика, определяя направление, не рассматривает характер протекания процессов в системах, решение поставленных задач может быть получено на основе комплексного системного подхода, основанного на сочетании методов термодинамики и аналитической механики, при рациональном сочетании детерминированного подхода с вероятностно-статистической концепцией.

На основании выполненного аналитического обзора формулируются цель и задачи исследования.

Во второй главе рассмотрены вопросы синтеза математической модели и разработки методологии исследования.

Рассматривая проблему методологии энергосэнтропийного исследования как проблему аксиоматики, в целях расширения инструментария энергосэнтропийки принята новая аксиоматика Д. Хацопулоса и Д. Кинана, которая в качестве единственной аксиомы принимает закон устойчивого равновесия, согласно которому в системе с определенными допустимыми состояниями и ограниченным сверху объемом из любого данного состояния может достигаться одно и только одно устойчивое состояние без результирующих изменений внешней среды. Авторами показано, как из этого фундаментального утверждения вытекают, в качестве следствий, начала термодинамики.

В таком виде закон устойчивого равновесия сформулирован применительно к равновесным в термодинамическом понимании системам, когда значения параметров, характеризующих состояние системы являются установившимися.

Однако область применения закона устойчивого равновесия может быть существенно расширена на машины и процессы на промышленном транспорте путем расширения понятия равновесия за рамки традиционного термодинамического подхода, по аналогии с тем, как это осуществлено в динамике механических систем.

Действительно, для всякой рассматриваемой транспортной системы в любой момент времени можно составить дифференциальные уравнения, описывающие ее движение, которые, по существу, и являются уравнениями динамического равновесия. Условиями динамического равновесия являются также дифференциальные уравнения, описывающие движение теплового потока. Поэтому в расширенном понимании закон устойчивого равновесия может быть сформулирован в следующем виде: всякая рассматриваемая система, являясь динамически равновесной, стремится к состоянию ус-

стойчивого равновесия, которое она сохраняет при отсутствии внешних действий.

Применение этой аксиоматики, позволяет эффективно решать задачи энергоэнтропии, исследуя устойчивые состояния систем при переменных режимах их функционирования на основе разработанных подходов к исследованию устойчивости.

В связи с тем, что в настоящее время этот термин является перегруженным, в работе определены следующие аспекты понятия устойчивости, используемые в дальнейшем: устойчивость положения, характеризующаяся стабильным, лабильным или метастабильным состояниями; устойчивость движения или динамическая устойчивость; структурная устойчивость.

В соответствии со следствием из закона устойчивого равновесия энтропия S изолированной системы ($U = \text{const}$, $V = \text{const}$, где U и V - соответственно, внутренняя энергия и объем системы) стремится к максимуму и в состоянии устойчивого равновесия $S = S_{\text{max}}$; $dS = 0$; $d^2S < 0$.

В случае взаимодействия с окружающей средой различают четыре типа условий сопряжения систем, которые рассмотрены в диссертации. В частности, в случае взаимодействия системы с окружающей средой, осуществляемом при постоянном объеме, когда обмен теплотой с окружающей средой осуществляется при постоянстве энтропии системы, критерий равновесия имеет вид

$$U+L' = (U+L')_{\text{min}}; \quad d(U+L') = 0; \quad d^2(U+L') > 0,$$

где L' - иные виды работы, кроме работы расширения.

Из этого условия нетрудно видеть, что устойчивость механической системы, характеризуемой условием минимума потенциальной энергии Π

$$\Pi = \Pi_{\text{min}}; \quad d\Pi = 0; \quad d^2\Pi > 0,$$

является частным случаем термодинамического равновесия при $U = \Pi$.

Как известно, термодинамический смысл энтропии состоит в том, что ее изменение является мерой необратимости процессов в замкнутой системе и характеризует направление естественных процессов. Статистический смысл энтропии состоит в том, что она характеризует вероятность данного состояния системы в соответствии с уравнением

$$S = k \cdot \ln W,$$

где k - постоянная Больцмана; W - вероятность состояния.

Однако начала термодинамики, указывая направление процессов, не дают ответа на вопрос о характере протекания этих процессов. Ответ на этот вопрос может быть получен на основании принципов, подобных сформулированным в аналитической механике.

Согласно принципу наименьшего действия (принцип Гамильтона-Остроградского), характер движения механической системы будет определяться таким образом, что функционал

$$I = \int_{t_0}^{t_1} L \cdot dt,$$

будет иметь наименьшее значение.

В качестве подинтегральной функции здесь принимается $L = T - \Pi$ - функция Лагранжа (свободная энергия механической системы; T и Π - соответственно, кинетическая и потенциальная энергия системы).

Класс подинтегральных функций может быть существенно расширен. Применительно к задачам данного исследования в качестве действий для определения характера протекания процессов на основании ранее изложенного приняты сумма внутренней энергии и других видов работ, энтальпия системы, свободная энергия, сумма термодинамического потенциала Гиббса и других видов работ, соответствующие четырем типам условий сопряжения систем.

Основы структурной устойчивости систем разработаны на рубеже 1970г. в работах Р.Тома, предметом которой являются состояния равновесия $\Psi_j(\alpha)$ потенциальной функции $V(\Psi_j, \alpha)$, меняющиеся при изменении управляющих параметров α . При этом катастрофами называются скачкообразные изменения, возникающие в виде внезапного ответа системы на плавное изменение внешних условий. Р.Томом было получено каноническое разложение потенциальной функции V в неморсовской X^0 критической точке ($\det V_{ij} \neq 0$)

$$V = \text{Cat}(l, k) + \sum_{j=1}^k \lambda_j(c) \gamma_j^2,$$

где $\text{Cat}(l, k)$ - функция катастрофы; l - размерность нулевого пространства V_{ij} в неморсовской критической точке; k - число управляющих параметров c ; λ_j - собственные значения матрицы устойчивости V_{ij} , вычисленные для состояния равновесия.

Р.Томом установлены 11 элементарных катастроф с одной и двумя переменными состояниями и числом управляющих параметров $k \leq 5$.

В зависимости от уровня рассмотрения процессов преобразования энергии (подсистемы-системы-метасистемы) разработаны обобщенные математические модели транспортных и транспортно-складских систем.

Рассматривая совокупность транспортных машин, как множество всех типов машин циклического и непрерывного действия, осуществляющих пре-

образование энергии, поступающей от внешнего источника в работу по перемещению груза, внутреннюю энергию системы и теплоту, в соответствии с заданным управляющим воздействием - в связи с необходимостью детализации движения потоков энергии по каналам отдельных механизмов, управляющих воздействий и силовых потоков, изображение транспортной машины в виде графа как множества вершин, идентифицируемых элементами рассматриваемой системы и ее подсистем и множества ребер, отображающих движение энергетических, управляющих и силовых потоков, обеспечивает наиболее полное отображение функционирования транспортной машины во всех рассматриваемых аспектах.

Сравнения информативности предлагаемой структурной схемы обобщенной модели транспортной машины с традиционными кинематическими схемами машин циклического и непрерывного действия с помощью формулы Шеннона-Винера

$$H = - \sum_{i=1}^n p_i \log_2 p_i,$$

где p_i - вероятность выбора i -го сообщения; $i=1,2,\dots,n$ - количество сообщений, показало что количество информации H , пропускаемой системой возрастает в 2-3 раза.

Таким образом приходим к математической модели транспортной машины в виде

$$dQ = \sum_{i=1}^n dU_i + \sum_{j=1}^m A_j da_j, \quad (2)$$

где dQ - энергия, сообщаемая системе; U_i - внутренняя энергия рассматриваемого элемента системы; $i=1,2,\dots,n$ - число элементов системы; A_j и da_j - соответственно, обобщенная сила и соответствующее ей приращение обобщенной координаты; $j=1,2,\dots,m$ - число степеней свободы рассматриваемой системы.

В случае использования системой электрической энергии левая часть (2) будет определяться выражением

$$dQ = k \cdot U \cdot J(t) dt,$$

где k - коэффициент, учитывающий число фаз и характер электрического тока; U и $I(t)$ - соответственно, напряжение сети и ток нагрузки; t - время.

Для двигателей внутреннего сгорания имеем $dQ = HdM$, где H - удельная теплота сгорания топлива, dM - масса топлива, израсходованного за рассматриваемый промежуток времени dt .

Однако использование математической модели (2) на уровне метасистемы (транспортно-складской комплексо) оказывается практически неосуществимым в связи со значительным числом элементов системы, ее степеней свободы, а также в связи со случайным характером величин в каждой реализации транспортного процесса, что приводит к тому, что дисперсии результирующих показателей становятся сопоставимыми, либо превосходят оцениваемые значения исследуемых величин.

Это приводит к необходимости применения обобщенного энергоэкономического подхода, основы которого разработаны С.А.Подолинским. Суть его сводится к тому, что суммарные расходы на транспортно-складские работы приводятся к энергетическим затратам (например, путем деления выражения для суммарных затрат на удельную стоимость энергии), в результате чего получается наиболее общее уравнение энергетического баланса, с последующим анализом его с помощью методов термодинамики.

Кроме этого, в связи с принятой аксиоматикой полагающей в основу всех энергетических процессов на промышленном транспорте закон устойчивого равновесия, оказывается правомерным расширение методов теории подобия и моделирования на эти процессы, что позволило разработать критериальный подход к оценке эффективности транспортных систем, в результате чего получен обобщенный критерий в виде соотношения масштабов моделирования

$$\mu_c = \mu_{ca} \cdot \mu_p \cdot \mu_L^3 \cdot \mu_k \cdot \mu_n^{-1} \cdot \mu_T^{-2}, \quad (3)$$

где $\mu_c, \mu_{ca}, \mu_p, \mu_L, \mu_k, \mu_n$ и μ_T - соответственно, масштабы стоимости, стоимости единицы энергии, производительности, длины транспортирования, массы оборудования, включая капитальные строения, установленной мощности и сроков эксплуатации сравниваемых систем.

Полученное соотношение (3) позволяет оценивать эффективность транспортных систем на основе сравнения сопоставимых показателей, характеризующих процесс транспортирования груза. При этом равенство общих частей (3) означает, что сравниваемые системы эквивалентны по своей эффективности. В случае неравенства, когда значение левой части больше, показатели эффективности сравниваемой величины, стоящие в числителях, определяющие масштабы моделирования, оказываются ниже базовых.

С помощью данного метода выполнено сравнение вариантов транспортирования автомобильным и трубопроводным гидравлическим транспортом в отвал кусковой породы ЦОФ Самсоновская по данным НПО "Углемеханизация". В соответствии с масштабами моделирования с помощью критериального соотношения было найдено $\mu_c = 1,4$, тогда как фактическое значение $\mu_c = 0,87$, что подтверждает эффективность применения гидротранспорта по

обобщенному критериальному показателю, и, в целом, согласуется с данными по определению областей эффективного применения видов промышленного транспорта.

В развитие логистического подхода, с целью рационализации материально-технического снабжения, сбыта и движения материальных объектов в производстве, процессов, которые рассматриваются как единый материальный поток, на основе вероятностно-статистической концепции, согласно которой материальный, информационный, а также энергетический потоки являются случайными процессами и поэтому их показатели функционирования и эффективности являются случайными функциями, которые характеризуются математическим ожиданием, дисперсией, корреляционной функцией и спектральной плотностью, предложены соответствующие оценки.

При этом установлено, что показатели эффективности материального $M\{\eta_E(t)\}$ и энергетического $M\{\eta_N(t)\}$ потоков, определяемые соответственно оценками

$$M\{\eta_E(t)\} = M\{Q_T(t)\} \cdot M\{Q_E(t)\},$$

$$M\{\eta_N(t)\} = M\{N(t)\} \cdot M^{-1}\{N_E(t)\},$$

где $M\{Q_E(t)\} = M\{Q_T(t)\} + M\{Q_T(t)\}$ - оценки математического ожидания суммарного веса перерабатываемого груза $Q_T(t)$ и транспортных средств $Q_T(t)$; $M\{N(t)\} = M\{N_E(t)\} \cdot T^{-1}$ - показатель функционирования энергетического потока; $M\{N_E(t)\}$ - оценка математического ожидания величины энергии, затраченной на функционирование материального потока; T - рассматриваемый интервал времени; $M\{N_E(t)\}$ - оценка суммарной мощности транспортных средств, по существу являются тождественными величинами, сводящимися к показателю эффективности транспортного процесса, имеющему смысл эффективного КПД.

В третьей главе выполнено исследование энергетической эффективности процессов на промышленном транспорте.

На основе дальнейшего развития понятия эффективного КПД η_e , применительно к двигателям внутреннего сгорания показано, что

$$\eta_e = (g_e \cdot H)^{-1},$$

где g_e - удельный эффективный расход топлива.

С учетом того, что теплота сгорания бензина $H_B = 42$ МДж/кг, а дизельного топлива $H_D = 42,7$ МДж/кг ϕ -ла принимает вид $\eta_e = M \cdot g_e^{-1}$, где $M = 85,7$ - для карбюраторных двигателей; $M = 84,3$ - для дизелей, при условии размерности $[g_e] = [\text{г/кВт} \cdot \text{ч}]$.

Имея аппроксимирующее выражение для g_e , полученное с помощью внешней скоростной характеристики двигателя

$$g_e = k(a_0 + a_1 \cdot \eta_e + a_2 \cdot \eta_e^2), \quad (4)$$

где a_0, a_1, a_2 - коэффициенты, определяемые в зависимости от выбранного метода аппроксимации; n_e - частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; $k=1$ - для режима работы на внешней скоростной характеристике (для промежуточных режимов работы $k>1$), можно определить наибольшие эффективные КПД двигателей, либо их усредненные точечные оценки с помощью соотношения

$$\eta_{ac} = \frac{1}{n_2 - n_1} \int_{n_1}^{n_2} \eta_e \cdot dn,$$

где n_1 и n_2 - наименьшее и наибольшее значения скорости вращения коленчатого вала двигателя на внешней скоростной характеристике.

Далее в работе представлены результаты определения эффективных КПД ряда двигателей, полученные на основе данного подхода.

Эффективный КПД автотранспортного средства может быть получен на основе критерия $\kappa_1 = \Pi \cdot L \cdot N^{-1}$ и показателя топливной экономичности КРТ, с учетом того, что произведение показателей производительности Π и длины транспортирования L необходимо дополнить безразмерным сомножителем, характеризующим сопротивление движению автотранспортного средства ω . Действительно, анализируя полученный критерий

$$\kappa = \Pi \cdot L \cdot \omega \cdot N^{-1}, \quad (5)$$

можно видеть, что, в том случае, когда произведение $\Pi \cdot L \cdot \omega$ определяет работу, реализованную на выходе рассматриваемой системы в единицу времени, а знаменатель определяет входную мощность транспортного процесса, этот критерий характеризует КПД рассматриваемого транспортного средства. С учетом изложенного, после сокращения времени рассматриваемого цикла в числителе и знаменателе, имеем $\eta = G \cdot L \cdot \omega \cdot (V_T \cdot \rho \cdot H)^{-1}$, где G - вес перемещаемого объекта; L - длина транспортирования; V - объемный контрольный расход топлива; ρ - плотность топлива; H - теплота сгорания топлива.

Далее в работе приведены значения наибольших эффективных КПД, вычисленные для основных типов грузовых автомобилей, из которых следует, что самые низкие значения этого показателя имеют автомобили МАЗ-502 (3,1...3,9%) и ЗИЛ-131 (4,4...5,7%). Наибольшие значения этого показателя для большинства автомобилей не выходят за пределы 10%.

Критерий (5) может быть использован для оценки эффективности транспортных процессов, реализуемых различными видами промышленного транспорта. Действительно, рассматривая входную мощность N как произведение суммарных сопротивлений движению и средней скорости транспор-

тируемого груза V_C ($V_C = L/T_C$), т.е. $N = G_n \cdot \omega \cdot L \cdot T_C^{-1}$, формулу (4), можно преобразовать виду

$$\eta = (G_n - G_C) \cdot G_n^{-1} \quad (6)$$

где G_C - собственная масса транспортного средства в снаряженном состоянии.

Для машин непрерывного транспорта ϕ -да (4) может быть преобразована к виду

$$\eta = (F_n - F_C) \cdot F_n^{-1},$$

где F_n и F_C - площади сечений, соответственно, всей движущейся массы, с учетом вращающихся относительно неподвижных осей частей машины, и движущейся массы без учета транспортируемого груза.

Нетрудно видеть аналогию между выражением для термического КПД цикла Карно $\eta = (T_1 - T_2) \cdot T_1^{-1}$, или термического КПД любого цикла $\eta = (Q_1 - Q_2) \cdot Q_1^{-1}$, где T_1 и T_2 - температура источника теплоты и рабочего тела, соответственно, а Q_1 и Q_2 - подводимая к двигателю и отводимая теплота. Таким же образом полученные выражения интерпретируют физический смысл показателей эффективности материального и энергетического потоков.

Далее в работе приведены результаты сравнительной оценки верхнего предела энергетической эффективности транспортного процесса, осуществляемого автомобильным (76,6%), железнодорожным (74%), трубопроводным гидротранспортом (до 100%), ленточными конвейерами (71,4%), грузовыми подвесными канатными дорогами (63,9%), монорельсовыми подвесными дорогами (78,4%).

В основу методологии оптимизации процесса транспортирования грузов по критерию минимума энергозатрат положено составление энергетических балансов, отображающих транспортный процесс соответствующим видом транспорта. При этом, в отличие от ранее рассмотренной задачи по определению оптимальной скорости движения автотранспортного средства, полученные ранее в диссертации результаты, позволили учесть изменение величины КПД двигателя в зависимости от изменения скорости автомобиля, работу двигателя на промежуточных скоростных характеристиках, а также влияние сопротивления воздуха, учитывающее скорость автомобиля относительно воздушного потока. Таким образом, получено оптимизируемое выражение функционала $M(V)$, описывающего расход топлива

$$M(V) = \int k(\eta_T \cdot \eta_V)^{-1} \cdot \{a_0 + 30 \cdot (\pi R_K)^{-1} \cdot i_K \cdot i_\Gamma \cdot a_1 \cdot V + [30(\pi R_K)^{-1} \times$$

$$\times i_K \cdot i_\Gamma]^2 \cdot a_2 \cdot V^2\} \cdot [(\omega + i) \cdot G_A + k_A \cdot F \cdot (V \pm V_B)^2] \cdot V \cdot dt, \quad (7)$$

где η_T и η_V - КПД трансмиссии и учитывающий потери от глушителя шума и вентилятора системы охлаждения; R_K - радиус качения ходовых колес, i_K и i_Γ - передаточные числа главной передачи и коробки передач; V и V_B - скорость автотранспортного средства и ветра относительно трассы, м/с; k_A - коэффициент обтекаемости; F - лобовая площадь автотранспортного средства; ω и i - соответственно, сопротивление и уклон дороги; остальные обозначения см. ф-лы (4) и (6).

Минимум функционала (7) достигается на экстремали, уравнение которой приводится к виду

$$AV^3 + BV^2 + CV + D = 0. \quad (8)$$

Решение уравнения (8) определяет оптимальную скорость автотранспортного средства. Анализ расчетов на ЭЕМ, применительно к автомобилю ЗИЛ-130 показал, что оптимизация скорости движения обеспечивает экономию топлива до 20%. На основе полученных результатов предложено устройство для обеспечения топливной экономичности автомобиля.

Аналогичная задача рассмотрена для железнодорожного транспорта с приводом от ДВС. Дополнительным ограничением в этом случае является необходимость соблюдения графика движения поезда, что, в ряде случаев, снижает эффективность режима экономии энергии. Кроме этого влиянием сопротивления ветра при существующих скоростях движения промышленного железнодорожного транспорта можно пренебречь, что позволило понизить порядок уравнения экстремали и получить для оптимальной скорости V_{opt} выражение

$$V_{opt} = -d_1 \cdot R_K \cdot (3 \cdot d_2 \cdot \mu_K)^{-1} \pm \{ [d_1 \cdot R_K \cdot (3 \cdot d_2 \cdot \mu_K)^{-1}]^2 - a_0 \cdot R_K^2 \cdot (3 \cdot d_2 \times$$

$$\times \mu_K^2)^{-1} \}^{1/2},$$

где $d_1 = 30 \cdot a_1 \cdot i_\Gamma \cdot \pi^{-1}$; $d_2 = a_2 \cdot (30 \cdot i_\Gamma \cdot \pi^{-1})^2$, остальные обозначения прежние.

Применительно к грузоподъемным кранам мостового типа рассмотрена возможность применения свободного выбега, как это используется на железнодорожном транспорте. При этом показано, что применение свободного выбега, наряду с повышением уровня безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов, удобства управления и увеличения срока тормозных колодок и тормоза в целом, существенно повышает качество преобразования энергии, снижая составляющую тепловых потерь на тормозе, что, в зависимости от группы классификации механизмов передвижения, эквивалентно экономии от 6 кг до 6,6 т условного топлива за период норма-

тивного срока службы крана.

Качественно новый уровень технического оснащения и организации производства, достигнутый в настоящее время в гибких производственных системах (ГПС), выдвигает ряд новых требований к промышленному внутри- и межцеховому транспорту, в том числе и к точному позиционированию. В среднем, погрешность позиционирования рельсового транспортного оборудования (РТО), функционирующего в составе ГПС и АТСС, находится в пределах ± 5 мм, что больше допускаемой погрешности позиционирования обслуживаемого технологического оборудования (± 1 мм). Таким образом, результирующая эксплуатационная погрешность позиционирования автоматических транспортно-складских систем (АТСС) определяется погрешностью позиционирования РТО. Поэтому уменьшение погрешности и энергоёмкости процесса позиционирования РТО является одной из актуальных задач, решаемых при создании АТСС.

На основе классификации методов позиционирования и выполненного, функционально-стоимостного анализа стеллажного крана-штабеллера СА-ТСС-10 разработана транспортная система, реализующая режим рекуперативного гравитационного торможения, с погрешностью позиционирования не более 0,5 мм.

Режимы движения грузоподъемных кранов, вызванные действием интенсивного ветра и основные закономерности протекания процессов, связанных с угоном кранов ветром до последнего времени являются не изученными. В результате выполненного энергоэнтропийного исследования этого вида движения впервые установлено, что наибольшая скорость угона центра масс крана ветром \dot{x}_m определяется из соотношения

$$\dot{x}_m = V - 1,26 \cdot (P \cdot A^{-1})^{0,5}, \quad (9)$$

где V - оценка математического ожидания составляющей скорости ветра в направлении движения крана; $P = P_T + P_C + P_n$; P_T, P_C, P_n - сопротивления движению крана вызванные действием тормозов, силами трения и перекося

крана; $A = \sum_{i=1}^n c_i F_i / 1,6$ - аэродинамический фактор крана; n - число

участков, на которые разделена металлоконструкция крана при расчете ветровой нагрузки; c_i - аэродинамический коэффициент i -го участка; F_i - теневая площадь соответствующей проекции угла крана.

Для определения времени и длины пути разгона крана до скорости \dot{x}_m составлена математическая модель движения крана в виде нелинейного дифференциального уравнения 2-го порядка

$$x - \frac{A \cdot (V-x)^2}{m_{\text{к}} - 2 \cdot A \cdot x} + \frac{P}{m_{\text{к}} - 2 \cdot A \cdot x} = 0,$$

являющаяся экстремалью для функционала с подинтегральной функцией в виде свободной энергии F системы

$$F = A \cdot (V-x)^2 \cdot x + \frac{m \dot{x}^2}{2} - P \cdot x, \quad (10)$$

где x - координата пути движения крана.

С учетом малости члена, учитывающего затраты энергии на разгон массы воздуха, равной $2 \cdot A \cdot x = \rho \cdot c \cdot F \cdot x$ при $x_0=0$, $\dot{x}_0=0$ решением (10) является функция

$$x = (b-d)(2 \cdot a)^{-1} \cdot t + a^{-1} \cdot \ln |2 \cdot d \cdot \exp(dt) \cdot [(b+d) \cdot \exp(dt) - (b-d)]^{-1}, \quad (11)$$

где обозначено: $d = (b^2 - 4 \cdot a \cdot c)^{0,5}$; $a = A \cdot m_{\text{к}}^{-1}$; $b = 2 \cdot A \cdot V \cdot m_{\text{к}}^{-1}$;
 $c = (A \cdot V^2 - P) \cdot m_{\text{к}}^{-1}$.

На основании этого решения в работе получены зависимости для определения времени и необходимой длины пути разгона крана ветром до наибольшей скорости.

В результате исследования структурной устойчивости крана получено выражение, характеризующее изменение его потенциальной энергии $\Delta \Pi$ в тупиковых участках пути в виде

$$\Delta \Pi = -4 \cdot m \cdot g \cdot a \cdot b^{-2} \cdot (0,25 \cdot h_{\text{п}}^4 + 0,5 \cdot c \cdot h_{\text{п}}^2 + d \cdot h_{\text{п}}), \quad (12)$$

где m - масса крана; $a = 2 \cdot h \cdot b^{-2}$; h - высота расположения центра тяжести крана, относительно плоскости, проходящей через оси ходовых колес; b - база крана; $h_{\text{п}} = 0,5 u_{\text{к}}$; $u_{\text{к}}$ - высота отрыва ходовых колес крана в момент потери устойчивости; $c = 0,5 \cdot b^2$; $d = -b^4 \cdot (8 \cdot h)^{-1}$.

Формула (12) определяет катастрофу типа A_3 (сборку), которая задается семейством функций, зависящих от двух управляющих параметров c и d .

Определение критических точек катастрофы типа сборки рассмотрено на примере козлового крана типа ККС-10, для которого установлена критическая скорость угона $V > 5,6 \text{ м/с}$, при которой произойдет потеря его устойчивости и падение при наезде на тупиковые упоры.

Анализ статистических данных по ветру за период с 1986 по 1996 годы в Донбасском регионе показал, что скорость и направление действия ветра являются случайными процессами, отдельным реализациям которых соответствуют статистические данные конкретного рассматриваемого года. При рассмотрении среднемесячного распределения средней скорости ветра и учете среднегодового изменения направления ветра полу-

чено каноническое разложение вида

$$V(t, \alpha) = 5,0 + V_1 \cdot 2,56 \cdot (0,69 \cdot \sin 0,72t - 1) \cdot \sin 0,29\alpha, \quad (13)$$

с корреляционной функцией

$$K_V(t, t+\tau, \alpha, \alpha+a) = 6,55 \cdot [0,69 \cdot \sin[0,72 \cdot (t+\tau)] - 1] \times \\ \times (0,69 \cdot \sin 0,72t - 1) \cdot \sin 0,29\alpha \cdot \sin[0,29 \cdot (\alpha+a)]. \quad (14)$$

Из (9) и (13) - (14) следуют оценки математических ожиданий и корреляционных функций максимальной скорости угона крана ветром как случайного процесса.

Анализ полученных данных показал, что наиболее вероятная максимально возможная скорость угона крана ветром в условиях Донбасского региона не выходит за пределы значения 2 м/с. На основе полученных данных разработана и внедрена защитная система, включающая гравитационные тупиковые упоры, обеспечивающие надежную защиту кранов от разрушений при наездах со скоростями до 2 м/с в сочетании с центробежными тормозными устройствами, выполняющими, при номинальных скоростях движения, функцию маховика и срабатывающими при скорости 1,5 м/с. Кроме этого установлено, что одним из способов расширения диапазонов скоростей ветра, при которых возможна безопасная эксплуатация кранов, является применение переносных гравитационных упоров, попарно располагаемых на расстоянии друг от друга, обеспечивающем ограничение скорости разгона крана до значений, допускаемых безопасной эксплуатацией.

Далее в главе в развитие понятия КПД выполнено исследование связи между параметрами режимной классификации и эксплуатационной эффективности машин на примере грузоподъемных кранов, для которых режимная классификация разработана наиболее полно. В частности, впервые получено аналитическое выражение для элементов матрицы международного стандарта ИСО 4301/1, определяющих группы классификации кранов в целом в виде

$$AI = \log_2 \left[\frac{C_0}{4 \cdot 10^3} \cdot \prod_{i=1}^n \left(\frac{P_i}{P_H} \right)^3 \cdot \frac{C_i}{C_0} \right] = \log_2 \left[\prod_{i=1}^n \left(\frac{P_i}{P_H} \right)^3 \cdot \frac{C_i}{4 \cdot 10^3} \right], \quad (15)$$

где C_0 - суммарное число рабочих циклов со всеми грузами; C_i - среднее число циклов работы с частным уровнем работы груза P_i ; P_H - номинальная грузоподъемность крана.

Анализ формулы (15), показывает, что принятый акцент по отношению к коэффициенту использования по грузоподъемности и недооценка роли числа циклов нагружения приводят к тому, что в реальных условиях эксплуатации, когда подавляющее число грузоподъемных кранов в Украине

имеют сроки службы, превышающие нормативные, группы их классификации выходят за пределы, ограниченные паспортными данными, и, в соответствии с требованиями нормативов, не могут допускаться к дальнейшей эксплуатации, несмотря на то, что, в целом, находятся в удовлетворительном техническом состоянии.

Далее в работе показано, что, если оценивать эксплуатационную эффективность машин, как отношение фактических и нормируемых параметров, определяющих действие машин, имеет место формула

$$k_a = \frac{Q_{\Phi} \cdot C_{\Phi}^2}{Q_{н} \cdot C_{н}^2} = k_Q \cdot k_C^2, \quad (16)$$

где Q и C - грузоподъемность и число циклов нагружения машины: средние фактические (ф) и нормируемые (н); k_Q и k_C - коэффициенты использования по грузоподъемности и числу циклов нагружения.

Сравнивая выражения под знаком логарифма и суммы в ф-ле (15) с ф-лой (16) получим выражение для определения групп классификации кранов AI в виде произведения соответствующих степеней вероятностей реализации действий k_{z_i} , величины k_{Q_i} и циклов k_{C_i} нагружения за срок службы машины

$$AI = \log_2 \left[\frac{C_0}{4 \cdot 10^3} \cdot \sum_{i=1}^n k_{z_i} \cdot k_{Q_i}^2 \cdot k_{C_i}^{-1} \right].$$

В целом анализ полученных результатов показал на необходимость повышения базовых значений циклов нагружения кранов для приведение их в соответствие с практикой эксплуатации кранов.

В четвертой главе выполнено исследование динамики процессов преобразования энергии на примере рассмотрения обратной задачи энергоаэнтропии по утилизации энергии с использованием режима гравитационного торможения и повышению работоспособности металлоконструкций машин по критерию жесткости.

Выбор этих задач вызван их неизученностью, в связи с отсутствием методов исследования подобного типа процессов и отсутствием технических решений по эффективной амортизации горизонтальных ударов, несмотря на то, что проблема амортизации ударных нагружений грузоподъемных кранов при взаимных столкновениях или наездах на тупиковые упоры, является достаточно актуальной, в связи с необходимостью защиты кранов от разрушений и предотвращения аварий, опасных для жизни людей.

Существующие конструкции крановых буферов, с целью уменьшения габаритных размеров и материалоемкости, рассчитаны на поглощение лишь

15-25% всей кинетической энергии кранов, что приводит, на практике, к, имеющим место авариям и разрушениям тупиковых упоров, подкрановых стрел и крановых металлоконструкций.

Анализ эффективности крановых буферов по критерию, аналогичному эффективному КПД показал, что одним из эффективных путей решения проблемы амортизации горизонтальных ударов является гравитационное торможение; реализуемое с помощью наклонных криволинейных профилей, устанавливаемых в тупиковых участках пути или на одном из взаимодействующих кранов, на которые наезжают передние по ходу движения крановые колеса. Задние колеса машины при этом остаются на горизонтальном участке пути и, таким образом, кран совершает плоское движение в вертикальной плоскости, при котором кинетическая энергия движущихся частей преобразуется в потенциальную энергию подъема центра движущихся масс на высоту, при которой кран наклоняется к горизонту на угол не более 10° . После этого происходит откат крана на расстояние, не превышающее тормозного пути крана.

В процессе исследования решена задача оптимизации профиля уклона по критерию минимума тормозного пути и динамических нагрузок. Получены дифференциальные уравнения профилей уклона, реализующие минимум тормозного пути крана и динамических нагрузок для которых в работе получены аппроксимирующие решения.

С учетом общепринятых допущений получено нелинейное дифференциальное уравнение, описывающее плоское движение при гравитационном торможении крана в виде

$$\ddot{s}(A-Bs-Cs^2)-\dot{s}^2(D-Es-Fs^2)-Gs=H, \quad (17)$$

где s - обобщенная координата, характеризующая перемещение задней оси крана; A, B, C, D, E, F, G, H - коэффициенты, зависящие от геометрических параметров (наибольшего угла наклона рабочего участка профиля α и угла, характеризующего положение центра масс крана относительно плоскости, проходящей через оси ходовых колес r), а также сопротивления передвижению крана ω и коэффициента сцепления колеса с рельсом μ .

В работе для заданных начальных условий $t=0, s=0, V=V_0$ приводится решение уравнения (17) с помощью разложения в ряд Тейлора. Однако полученное решение, наряду с численным методом решения на ЭВМ не дает достаточно ясной картины и закономерностей процесса гравитационного торможения. Поэтому в развитии критериального подхода влияние основных факторов (сил сопротивлений движению, включенного привода, положения центра масс, массы груза на гибком подвесе) оценивалось путем сравнения соответствующих решений дифференциальных уравнений с базо-

вым, которое по аналогии с основным дифференциальным уравнением свободных колебаний материальной точки, получено в результате существенных упрощений, однако позволяет наблюдать основную картину процесса.

Чтобы получить из (17) базовое дифференциальное уравнение необходимо наряду с линеаризацией функциональных связей между декартовыми и обобщенными координатами системы положить также $\omega - \mu = 0$, $\gamma = 0$, после чего получено

$$\ddot{s} + \frac{g}{2 \operatorname{tg} \alpha + \frac{3}{3} - \operatorname{tg} \alpha + \frac{5}{b}} = 0. \quad (18)$$

С помощью метода ВКБ, модифицированного Н.Г.Бондарем, в работе впервые получено точное решение нелинейного дифференциального уравнения (18), выраженное через функцию, обратную функции ошибок

$$S = 2b \left(\frac{1}{3} + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \alpha} \right) \left[\exp \left[\frac{V_0^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2gb} - \left\{ \operatorname{arccerf} \left[\Phi \left(\sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha}{2gb}} \cdot V_0 \right) - \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2lb}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{(1 + 1/3 \operatorname{tg}^2 \alpha)} \cdot \exp \left(- \frac{V_0^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2gb} \right) \cdot t \right] \right\}^2 \right] - 1 \right]. \quad (19)$$

На основе анализа (18) и (19) получены следующие результаты:

1. В процессе торможения обобщенное замедление s уменьшается на величину

$$\delta \ddot{s} = \frac{\ddot{s}_T - \ddot{s}_0}{\ddot{s}_0} = \exp \left(- \frac{V_0^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2gb} \right) - 1,$$

где \ddot{s}_0 и \ddot{s}_T - значения обобщенного замедления в начале и в конце торможения.

Расчеты, выполненные для мостовых кранов и тележек, показали, что $\delta \ddot{s} < 10\%$, т. е. закон изменения обобщенного замедления от пути при гравитационном торможении близок к характеристике гидравлического буфера, создающего постоянное сопротивление.

Исследование зависимости (23) на экстремум показало, что максимально возможное значение обобщенного замедления в момент наезда на уклон достигается при угле наклона рельсов $\alpha = 60^\circ$ и составляет $\ddot{s}_0 \approx 0.45g$.

2. При гравитационном торможении кранов необходимо соблюдать условие $\alpha < 67^\circ$, иначе, при достижении краном своего верхнего положения, будет происходить отрыв тележки от металлоконструкции крана, так как вертикальная сила инерции оказывается больше силы веса тележки.

3. Горизонтальные силы, возникающие при торможении, при углах наклона рельсов $\alpha < 60^\circ$, не превышают полозины веса крана, что согласуется с нормативными требованиями по ограничению величин допускаемых замедлений.

4. Величины опорных реакций при гравитационном торможении не выходят за пределы тех значений, которыми они ограничены в обычных условиях работы мостовых кранов.

Далее в работе выполнен анализ и получены количественные оценки в виде аналитических зависимостей по влиянию сопротивления передвижению, выключенного привода, центра масс, массы груза на гибком подвесе на величины замедлений и тормозного пути крана при гравитационном торможении. Также показано, что нагрузки в подъемных канатах при гравитационном торможении (с учетом продольной податливости упругих связей) не превосходит соответствующих усилий в канатах при подъеме груза с "подхватом".

В результате исследования путей повышения работоспособности металлоконструкций, путем преобразования энергии напряженного состояния, для целого ряда машин, имеющих в своем составе трансмиссионные валы, стержневые элементы несущих конструкций, звенья манипуляторов, выбор параметров сечения которых для ограничения податливости конструкций осуществляется по критерию жесткости, следствием чего являются десяти- и более кратные запасы прочности, предложена конструкция составных предварительно напряженных валов с промежуточным опиранием друг относительно друга с помощью тарельчатых опор. Математическая модель предлагаемого решения предложена в виде системы дифференциальных уравнений и имеет вид

$$\left. \begin{aligned} E_2 J_2 \frac{d^2 y_2}{dx^2} + x_B y_2 + \frac{q_2 x^2}{2} - \frac{q_2 l}{2} x + R(x-a) = 0 ; \\ E_3 J_3 \frac{d^2 y_3}{dx^2} - x_B y_3 + \frac{q_3 x^2}{2} - \frac{q_3 l}{2} x - R(x-a) = 0 , \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

где E_2 и E_3 - модули упругости материалов трубчатых элементов; J_2 и J_3 - осевые моменты инерции сечений трубчатых элементов; x_B - усилие предварительного напряжения; y_2 и y_3 - вертикальные прогибы элемен-

тов; q_2 и q_3 - распределенная нагрузка от собственного веса; R - реакция от опирания элементов в мосте их совместного касания; x, l, a - линейная координата, длина вала и координата одного из концов вала.

Решение системы (20) операционным методом при начальных условиях (начало координат выбрано в середине недеформированной балки)

$$\left. \begin{aligned} y_2(0) &= -f_{\max} = y_3(0); \\ y'_2(0) &= y'_3(0) = 0. \end{aligned} \right\}$$

имеет вид

$$\left. \begin{aligned} y_2(x) &= \frac{-(f_{\max}x^2_B + R \cdot a \cdot x_B + q_2 E_2 J_2)}{x^2_B} \cos \sqrt{\frac{x_B}{E_2 J_2}} x - \frac{q_2 l - 2R}{2x_B} x \\ &\times \sqrt{\frac{E_2 J_2}{x_B}} \cdot \sin \sqrt{\frac{x_B}{E_2 J_2}} \cdot x - \frac{q_2}{2x_B} x^2 + \frac{(q_2 l - 2R)}{2x_B} x + \frac{R \cdot a \cdot x_B + q_2 E_2 J_2}{x^2_B}, \\ y_3(x) &= \frac{-(f_{\max}x^2_B + R \cdot a \cdot x_B + q_3 E_3 J_3)}{x^2_B} \operatorname{ch} \sqrt{\frac{x_B}{E_3 J_3}} x + \frac{q_3 l - 2R}{2x_B} x \\ &\times \sqrt{\frac{E_3 J_3}{x_B}} \cdot \operatorname{sh} \sqrt{\frac{x_B}{E_3 J_3}} \cdot x + \frac{q_3}{2x_B} x^2 - \frac{(q_3 l + 2R)}{2x_B} x - \frac{R \cdot a \cdot x_B + q_3 E_3 J_3}{x^2_B}. \end{aligned} \right\} (21)$$

Анализ полученного решения (21) показал, что применение промежуточных опор, в сочетании с предварительным напряжением составного трубчатого вала (согласно выполненным расчетам в 1.6 раза) снижать наружный диаметр вала, не увеличивая при этом его прогиб, либо снижать прогиб в 2,5 раза, по сравнению с обычным валом имеющим одинаковый наружный диаметр.

Пятая глава посвящена оценке достоверности результатов исследования и содержит изложение методики, техники, результатов и сравнительной оценки экспериментального и теоретического исследований.

Цель экспериментальных исследований - оценка точности и достоверности результатов аналитического исследования - достигается проведением экспериментов на физических моделях, обеспечивающих необходимый диапазон изменения влияющих факторов и натурных исследований - для окончательного вывода о точности и достоверности результатов работы.

При этом в отличие от методологии аналитического исследования, базирующейся на детерминистском подходе, в основу которого положен закон устойчивого равновесия, методологию экспериментального исследования энергозатронных процессов целесообразно определять на основе вероятностно-статистической концепции, согласно которой любой истин-

ный оператор взаимосвязи входа и выхода идентифицируется с помощью уравнений регрессии, являющихся, по существу, суммами определенного числа членов разложения в степенные ряды искомым аналитических зависимостей.

Очевидно, что при заданных уровнях погрешности и надежности выводов, предпочтение отдается локально-интегральным моделям с минимальным числом членов разложения.

В соответствии с методикой и программой экспериментальных исследований на основе масштабов моделирования, определенных с помощью 13 критериев подобия, были изготовлены две экспериментальные установки для исследования процессов гравитационного торможения и позиционирования в виде действующих моделей крановой тележки, перемещающейся по горизонтальному пути, оборудованному съемными уклонами, имеющими различные профили, причем в качестве подкрановой конструкции была использована модель козлового крана с регулируемой жесткостью металлоконструкции и транспортной тележки, перемещающейся по рельсовому пути, оборудованному позиционирующими модулями с 4-мя профилированными направляющими, взаимодействующими с роликоопорами, установленными на тележке. Измерительные и регистрирующие системы включали вибродатчики (индуктивные, инерционные, пьезоэлектрические) ускорений и перемещений с соответствующей усилительной аппаратурой (в том числе аналоговые суммирующие и дифференцирующие усилители), шлейфовые и электронные запоминающие осциллографы и др.

В программу натурных исследований вошли производственные испытания гравитационных упоров для защиты мостового крана г/п 30/5 т, пролетом 28 м, исследование топливной экономичности автомобиля ЗИЛ-130-ММЗ-554 и проверка работоспособности защитной противоугонной системы для козловых кранов типа ККУ-10.

Экспериментальные исследования подтвердили, полученные в теоретической части работы выводы о том, что масса крана не влияет на закон его гравитационного торможения и аналитическую зависимость начального замедления от наклона рельсов к горизонту.

Оценка влияний сопротивлений передвижению, движущихся сил и положения центра тяжести крана на гравитационное торможение выполнена на основе проведения полного факторного эксперимента (ПФЭ) 2^3 . Статистическая обработка результатов эксперимента, дисперсионный и регрессионный анализы осуществлялись по стандартным методикам. В результате было получено уравнение регрессии

$$S(x_1, x_2, x_3) = 77,32 - 1,275 \cdot x_1 + 3,675 \cdot x_2 - 11,92 \cdot x_3 - 1,37 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (22)$$

где x_1, x_2, x_3 - факторы, определяющие коэффициент сопротивлений передвижению, коэффициент сцепления колес с рельсами и угол, характеризующий положение центра тяжести модели в кодированном виде.

Анализ уравнения (22) подтвердил правомерность методики аналитического исследования, где не учитывалось взаимное влияние исследуемых факторов.

Оценка влияния массы и длины гибкого подвеса груза выполнена с помощью ПКЭ 2². В результате было получено уравнение регрессии

$$S(x_1, x_2) = 46,0 - 10,9 \cdot x_1, \quad (23)$$

где x_1 и x_2 - факторы, характеризующие массу и длину подвеса груза в кодированном виде.

Из анализа (23) следует, что изменение длины подвеса груза в рассматриваемых в эксперименте пределах ($1 < l_b^{-1} < 2$), практически, не оказывали влияния на закон гравитационного торможения, в то время как изменение массы груза существенно сказывается на величине полного тормозного пути крана.

Сравнение полученных результатов с результатами теоретических исследований показали, что расхождения составляют, в среднем не более 10...14%.

Зависимость основных величин, характеризующих гравитационное торможение крана, полученных в результате проведенных экспериментальных исследований на натурном кране в серии, состоящей из 125 наездов в 25 режимах работы крана, подтвердили выводы и результаты теоретического и экспериментального (на модели) исследований.

Углы наклона натурного крана к горизонту, при наездах с номинальными скоростями передвижения $V = 1,33$ м/с, ограничивались значением $\beta < 4^\circ$. Проверка совместимости результатов экспериментальных исследований на модели и натурном кране показала, что расхождения данных по величине полного тормозного пути, полученных на модели и натурном кране, составили 7,5%. Величины наибольших замедлений при гравитационном торможении у модели и натуре, в соответствии с законами моделирования оказались, практически одинаковыми и равными 2,8 м/с².

Результаты экспериментальных исследований подтвердили эффективность предлагаемого способа позиционирования во всех исследуемых режимах движения при скоростях наездов, соответствующих натурным значениям до 1,67 м/с при колебании скорости до 10% от номинального значения.

Для выявления путей увеличения диапазона колебаний скоростей наездов, при которых обеспечивается устойчивое позиционирование, была

разработана действующая модель транспортной системы с позиционирующими модулями, которая позволила определить возможность позиционирования в расширенном диапазоне колебаний номинальной скорости наезда (до 15%) за счет применения амортизирующих вставок на фиксирующих участках профилей.

Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований показали, что расхождения величины замедлений составили не более 11%, времени цикла позиционирования не более 7%.

Экспериментальные исследования топливной экономичности автомобиля ЗИЛ-130-ММЗ-554 были выполнены на основе методики точного, D-оптимального насыщенного плана, в результате чего получена регрессионная модель

$$y = 36,8 + 15,49 \cdot x_1^2 - 2,23 \cdot x_2^2 + 3,91 \cdot x_1 + 8,97 \cdot x_2, \quad (24)$$

анализ которой показал, что скорость x_1 в уравнении расхода y топлива (24) имеет наибольший вес, по сравнению с факторами степени загрузки автомобиля x_2 и суммарных сопротивлений движению x_2 , однако величина ее в условиях эксплуатации, адекватных условиям эксперимента, мало подвержена влиянию изменения степени загрузки автомобиля и суммарных сопротивлений движению, в связи с незначимостью эффектов взаимодействия.

Величины расхождения теоретических и экспериментальных данных по определению параметров движения автомобиля также составили не более 10...15%. При этом было показано, что в отдельных, имеющих место на практике режимах движения расход топлива может в 1,5...2 раза превышать оптимальный.

В шестой главе, посвященной реализации результатов исследования приведен ряд внедренных методик по сравнительной оценке эффективности транспортных систем, определению режимов движения, обеспечивающих топливную экономичность автотранспортных средств, выбора параметров позиционирующих модулей транспортных робототележек, а также по определению кинематических и конструктивных параметров устройств, реализующих режим гравитационного торможения машин.

В приложениях к работе приведены соответствующие документы, подтверждающие применение результатов работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ИТОГОВЫЕ ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена важная для народного хозяйства Украины научно-техническая проблема повышения энергетической эффективности процессов и машин на промышленном транспорте, путем разра-

ботки теории и методологии энергоэнтروпийного исследования на основе новой аксиоматики, адаптированной к условиям работы промышленного транспорта.

Разработаны основы теории энергоэнтропии машин и процессов на промышленном транспорте, включающие концепцию, принципы, критерии, методы и модели, на основе которых стало возможным осуществить агрегатирование рассматриваемых объектов до уровней транспортных систем, а также актуализацию целого класса понятий, таких как действие, КПД, устойчивость, равновесие и подобие.

1. В современных условиях к числу основных путей стабилизации экономики Украины относятся эффективное использование и преобразование энергии. В связи с этим для достижения среднеевропейского показателя необходимо снижение уровня удельного потребления энергии не менее чем в 2-3 раза по сравнению с существующим потреблением.

Важная роль в решении этой проблемы отводится повышению энергетической эффективности транспортных процессов, расход конечной энергии которых в странах СНГ составляет около 10% общего энергопотребления.

2. Для управления энергетическими процессами на промышленном транспорте разработан энергоэнтропийный подход, включающий методы сравнительной оценки и анализа качества функционирования исследуемых объектов в сочетании с анализом характера протекания и оптимизацией рассматриваемых процессов преобразования и передачи энергии.

Основу энергоэнтропийного подхода составляет закон устойчивого равновесия, согласно которому всякая рассматриваемая система, являясь динамически равновесной, стремится к состоянию устойчивого равновесия, которое она сохраняет при отсутствии внешних регулирующих воздействий.

Из закона устойчивого равновесия, в качестве следствий вытекают принципы сохранения энергии, возрастания энтропии, минимума потенциальной энергии, вариационные принципы механики и принцип подобия, которые, на основании сочетания детерминированного подхода с вероятностно-статистической концепцией, составляют основу методологии энергоэнтропийного исследования.

3. На основе предложенной аксиоматики сформулированы три класса задач энергоэнтропии: оценки эффективности функционирования транспортных систем, оптимального управления процессами преобразования и использования энергии, поступающей в систему, а также обратная задача управления преобразованием энергии, с целью наиболее полной ее утили-

защиты для предотвращения разрушающих или вредных воздействий.

При анализе энергетической эффективности исследуемых систем, в зависимости от уровня рассмотрения (метасистемный, системный, подсистемный), целесообразно применение энергоэкономического в сочетании с функционально-стоимостным, критериального и энергетического методов исследования.

4. Наиболее полная оценка энергетической эффективности машин и процессов на промышленном транспорте может быть получена на основе дальнейшего развития понятия эффективного КПД.

Применительно к поршневым двигателям внутреннего сгорания установлена обратная пропорциональная связь между удельным эффективным расходом топлива и эффективным КПД двигателя, на основе которой получены аналитические выражения и количественные характеристики эффективного КПД двигателя в зависимости от режима работы.

На основе критериального подхода установлена связь эффективного КПД автотранспортного средства с показателем топливной экономичности КРТ, что позволило получить количественные оценки эффективных КПД грузовых автомобилей, а также количественно оценивать энергетическую эффективность процессов, реализуемых всеми видами промышленного транспорта.

Установлено, что для каждого класса машин, примерно, равные показатели энергетической эффективности транспортного процесса.

5. На основе методологии энергоэнтропийного исследования решены вариационные задачи по определению оптимальной скорости движения автомобильного и железнодорожного (с тепловозной тягой) транспорта, с учетом изменения КПД, в зависимости от режима нагружения двигателя, что обеспечивает снижение расхода топлива до 20%.

Установлено, что применение режима свободного выбега для механизмов передвижения грузоподъемных кранов, наряду с повышением уровня безопасности их эксплуатации, удобства управления и увеличением срока службы тормозов, существенно повышает качество преобразования энергии, снижая составляющую тепловых потерь на тормозе, в зависимости от группы классификации механизмов передвижения, что эквивалентно экономии от 30 кг до 6,6 т условного топлива за период нормативного срока службы крана.

На основе выполненного функционально-стоимостного анализа позиционирующего устройства рельсового транспортного оборудования, входящего в состав автоматизированных транспортно-складских систем, разработана конструкция позиционирующего рекуперативного модуля, реализую-

шего режим гравитационного торможения и обеспечивающего высокую (на уровне технологического оборудования) точность позиционирования при одновременном снижении времени на переходной процесс.

6. Исследование математической модели процесса угона грузоподъемного крана ветром, полученной на основе энергоэнтропийного подхода, позволило выявить закономерности процесса угона и получить качественные и количественные статистические оценки параметров угона. Установлено, что аварии, вызванные угоном кранов ветром, описываются катастрофами типа Аз (сборки). Предложены технические решения и организационно-технические мероприятия, обеспечивающие необходимый уровень безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, работающих в условиях интенсивного ветра, существенно повышающие их живучесть.

7. Оценку эффективности эксплуатации промышленного транспорта целесообразно проводить на основе сравнения величин фактических и нормируемых параметров, определяющих действие машин, производением фактических показателей грузоподъемности, длины транспортирования и времени их работы. Установлены связь предлагаемого критерия с группами классификации, характеризующими режимы работы машин и ограничением по сроку эксплуатации для общепринятых соответствий существующих режимных классификаций.

8. Причинами низкой надежности и неэффективности крановой защитной системы "конечный выключатель-тормоз-буфер-туликовый упор" являются заниженные нормативные расчетные параметры энергоемкости буферов, нагрузки туликовых упоров, а также несоответствие этим параметрам мест установки конечных выключателей и учет времени срабатывания защитной системы.

Для обеспечения необходимого уровня надежности защиты грузоподъемных кранов от горизонтальных ударов предложен способ преобразования кинетической энергии движущихся кранов с помощью режима гравитационного торможения, на основе которого разработаны устройства для защиты кранов от ударов в туликовых участках пути и при взаимных столкновениях.

9. Разработана методология исследования динамики процессов преобразования энергии при гравитационном торможении, в основу которой положено исследование базового дифференциального нелинейного уравнения 2-го порядка с последующим учетом влияния основных факторов, определяющих процесс преобразования энергии с помощью интегральных показателей.

В результате выполненного исследования динамики процесса преоб-

разования энергии при гравитационном торможении кранов выявлены основные закономерности процесса и определены оптимальные профили направляющих гравитационных устройств, определены величины основных параметров, характеризующих процесс (горизонтальные и вертикальные составляющие отрицательных ускорений, реакции в крановых опорах), впервые получено решение нелинейного дифференциального уравнения, выраженного через функцию, обратную функции ошибок, получены оценки влияния основных факторов (сопротивлений передвиганию, включенного привода движения, положение центра тяжести крана, наличия груза на гибком и жестком подвесе и др.), на процесс торможения, а также поведение тележки в условиях эксплуатации.

10. На основе современных энергетических представлений теории разрушения показана возможность повышения несущей способности металлических конструкций, путем предварительного напряжения на примере предлагаемых технических решений.

11. Экспериментальные исследования, выполненные в лабораторных и производственных условиях, показали работоспособность и высокую надежность новых, защищенных авторскими свидетельствами, устройств по повышению живучести подъемно-транспортных машин, а также подтвердили корректность теоретического анализа. Величина расхождений экспериментальных и теоретических данных не превышает 10...15%.

12. Основные теоретические и прикладные результаты диссертационной работы использованы при разработке методов и устройств по эффективному управлению энергетическими процессами и внедрены на предприятиях Украины и в учебном процессе Восточноукраинского государственного университета.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В РАБОТАХ:

1. Мартынов А.В. Основы энергоэнтропии машин и процессов на промышленном транспорте. - Луганск: ВУТУ, 1997. - 211 с.

2. Мартынов А.В., Араика Сулейман. Сравнение эффективности работы транспортных систем на основе метода подобия // Вестник Восточноукраинского государственного университета. Изд-во ВУТУ. Сер. транспорт, 1996. - с. 62-66.

3. Мартынов А.В., Ибаненко О.И.: Исследование структурной устойчивости грузоподъемных кранов // Вестник Восточноукраинского государственного университета. Изд-во ВУТУ. Сер. транспорт, 1996. - с. 67-70.

4. Мартынов А.В. и др. Применение статистического подхода при оценке влияния изменения параметров внешних факторов на расход топлива автотранспортного средства // Вестник Восточноукраинского государственного университета. Изд-во ВУТУ. Сер. транспорт, 1996. - с. 95-101.

5. Мартынов А.В. Синтез профиля гравитационных тупиковых устройств грузоподъемных кранов // Конструирование и производство транспортных машин. Киев, 1994, N24. - с. 113-116.

6. Мартынов А.В. Столкновение кранов, оборудованных гравитационными буферами // Конструирование и производство транспортных машин. Харьков, "Основа", 1993, N22. - с. 80-84.

7. Иваненко О.И., Мартынов А.В. Определение параметров угла грузоподъемных кранов ветром // Конструирование и производство транспортных машин. Харьков, 1989, N21. - с. 47-52.

8. Никишкин Ю.А., Шисман В.Е., Мартынов А.В. Исследование работы позиционирующих модулей транспортных роботов // Известия ВУЗов, Машиностроение. - 1989. - N4. с. 84-89.

9. Мартынов А.В., Луковский В.Н., Бутенко Е.Я. Необходимость определения показателя фактической нагруженности крановых металлоконструкций // Безопасность труда в промышленности. - 1991, N2. - с. 40-42.

10. Мартынов А.В., Ксюнин Г.П., Черкасов В.Г., Дейнега В.И. Экспериментальное исследование динамики гравитационного торможения мостовых кранов и крановых тележек в тупиковых участках пути // Вестник машиностроения. - 1973, N3. - с. 16-18.

11. Мартынов А.В., Ксюнин Г.П., Дейнега В.И. Торможение механизмов передвижения кранов // Безопасность труда в промышленности. - 1978, N2. - с. 18-19.

12. Мартынов А.В., Черкасов В.Г., Ксюнин Г.П. О необходимости выбора рационально профиля уклонов для гравитационного торможения кранов // Подъемно-транспортные машины. Тула, 1976, с. 47-50.

13. Мартынов А.В., Ксюнин Г.П., Черкасов В.Г. Влияние груза с гибким подвесом при гравитационном торможении мостовых кранов и тележек // Грузоподъемные краны. Свердловск, Изд. УПИ, 1976, - с. 95-102.

14. Мартынов А.В. Методика экспериментального исследования торможения кранов и тележек с помощью профилированных уклонов // Грузоподъемные и транспортные установки. Новочеркасск. - 1975, Том 334. - с.112-116.

15. Ксюнин Г.П., Мартынов А.В., Черкасов В.Г. Торможение мосто-

вых кранов и тележек гравитационным способом // Известия Сев.-Кав. научн. центра высш. шк. сер. техн. наук. 1975, №4. - с. 67-69.

16. Черкасов В.Г., Мартынов А.В. Применение уклонов для гравитационного торможения кранов // Грузоподъемные и транспортные установки. Вып. II. Новочеркасск. - 1975, т. 313. - с.3-5.

17. Черкасов В.Г., Мартынов А.В. Выбор профиля уклонов для гравитационного торможения кранов в тупиковых участках пути // Грузоподъемные и транспортные установки. Вып. II. Новочеркасск. - 1975, т. 313. - с.6-10.

18. Мартынов А.В. Динамика гравитационного торможения мостовых кранов и тележек // Грузоподъемные и транспортные установки. Вып. II. Новочеркасск. - 1975, т. 313. - с.10-16.

19. Авт. свид. 893812 (СССР). Тупиковое устройство для остановки крановой установки // Мартынов А.В., Хальфин М.Н., Катаев Г.Н. Оpubл. в Б.И. N48, 1981.

20. Авт. свид. 977361 (СССР). Тупиковое устройство для остановки крановых тележек // Мартынов А.В., Дейнега В.И., Ксюнин Г.П., Кириллов Г.П. Оpubл. в Б.И. N44, 1982.

21. Авт. свид. 1041491 (СССР). Устройство для торможения кранов при их столкновении // Дейнега В.И., Мартынов А.В., Ксюнин Г.П., Острешко В.И. Оpubл. в Б.И. N34, 1983.

22. Авт. свид. 1129176 (СССР). Устройство для разгрузки пролетного строения крана мостового типа // Мартынов А.В., Ксюнин Г.П., Хальфин М.Н., Дейнега В.И. Оpubл. в Б.И. N46, 1984.

23. Авт. свид. 1444113 (СССР). Способ изготовления шнеков // Мартынов А.В., Балашов В.Б., Симилюцкий Г.М., Курочка А.К. Оpubл. в Б.И. N46, 1988.

24. Авт. свид. 1445919 (СССР). Транспортная система // Никишкин Ю.А., Мартынов А.В., Шисман В.Е., Владыкин В.П. Оpubл. в Б.И. N47, 1988.

25. Авт. свид. 1666821 (СССР). Промежуточная опора трубчатой детали // Мартынов А.В., Карсокий О.В., Шисман В.Е., Никишкин Ю.А. Оpubл. в Б.И. N28, 1991.

26. Брагин Б.Ф., Арзика Сулейман, Мартынов А.В., Никишкин Ю.А., Смирный М.Ф. Устройство для обеспечения топливной экономичности автомобиля. Заявка N 96041273/386 от 02.04.96.

27. Мартынов А.В., Иваненко О.И., Никишкин Ю.А., Дейнега В.И., Иванов В.Н. Противоугольное устройство грузоподъемного крана. Заявка N 95083840/144 от 18.08.95.

28. Брагин Б.Ф., Мартынов А.В., Энергоэнтропийный анализ систем промышленного транспорта // Материалы международной научно-технической конференции "Проблемы автомобильного транспорта на современном этапе". - Киев, 1996. - с. 7-8.

29. Дейнега В.И., Мартынов А.В., Ксюнин Г.П. Защита мостовых кранов от ударов в тупиковых участках пути при взаимных столкновениях // Материалы Всесоюзной научно-технической конференции "Повышение безопасности оборудования и технологических процессов на основе применения средств автоматической защиты и промышленных роботов". - М., 1982. - с. 96-104.

30. Мартынов А.В., Половнев А.К. Как обеспечить безаварийную работу мостовых кранов // Охрана труда. - Киев, 1995, №2 - с. 15-16.

АНОТАЦІЯ

Мартынов А.В. Основи енергоентропії машин та процесів на промисловому транспорті.

Дисертація на здобуття наукового ступеню доктора технічних наук за фахом 05.22.12 - Промисловий транспорт, Східноукраїнський державний університет, Луганськ, 1997.

Захидаються результати теоретичного узагальнювання у вигляді комплексу методів наукових досліджень, об'єднаних спільною аксіоматикою, забезпечуючих можливість управління енергетичними процесами на промисловому транспорті, за метою найбільш ефективного її використання.

ABSTRACT

Martynov A.V. Bases energyentropy of machines and processes on a industrial transport.

Dissertation on competition of a scientific degree doctor of technical sciences on a speciality 05.22.12 - industrial transport, The East Ukrainian State University, Lugansk, 1997.

Results of theoretical generalization a kind of a complex of methods of scientific researches, incorporated by uniform axiomatic and ensuring opportunities of management by power processes on a industrial transport, with the purpose the most effective of its use are protected.

Ключові слова: промисловий транспорт, термодинаміка, енергія, ентропія, рівновага, стійкість, подібність, діяння.

436440

Ав 37.819

Подписано к печати 30.04.97. Формат 60×84/16, 2 п.л.
Тираж 100 экз. Заказ № 250

248034, г. Луганск, кв. Молодежный, 20а, изд. отдел ВУГУ.