

На правах рукописи

БАЛАЛАЕВ АНАТОЛИИ НИКОЛАЕВИЧ



**МЕТОД НЕПРЯМОЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ АНАЛОГИИ  
ПРИ РАСЧЕТЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА**

Специальность 05.14.04 - «Промышленная теплоэнергетика»

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Москва 2004

Работа выполнена в Самарской государственной академии путей сообщения на кафедре «Вагоны» и Московском государственном университете путей сообщения (МИИТ) на кафедре «Теплоэнергетика железнодорожного транспорта».

Научный консультант: доктор технических наук, профессор  
МИНАЕВ Борис Николаевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
ХЛЕСТКИЙ Дмитрий Алексеевич,  
доктор технических наук, профессор  
БИРЮК Владимир Васильевич  
доктор технических наук, доцент  
ПОЛИВОДА Федор Анатольевич

Ведущая организация - Институт энергетических исследований РАН

Защита диссертации состоится «17» ноября 2004 г. в 13— часов на заседании диссертационного совета Д 218.005.08 в Московском государственном университете путей сообщения (МИИТ) по адресу: 127994, г. Москва, ул. Образцова, 15, МИИТ, в аудитории 2516, корпус 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2004 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 218.005.08  
доктор технических наук, профессор



Ю.П. Сидоров

2005-4  
12575

864430

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы диссертации.** При техническом обслуживании, ремонте и эксплуатации подвижного состава нашли применение различные газодинамические аппараты, такие как эжектор, сепарационный циклон, вихревая труба, и различные теплообменники (испарители, конденсаторы), в которых протекают сложные процессы тепломассопереноса. На этапе проектирования этих аппаратов необходимо многократно просчитывать их характеристики с целью оптимизации режимных параметров.

Для оценки их эффективности используются либо сложные математические модели, либо эмпирические формулы ограниченной области применения. Использование существующих математических моделей в инженерных расчетах часто оказывается неприемлемо либо по времени составления и отладки программы, либо по точности расчетов при выходе за границы области применения.

Наиболее сложной проблемой при анализе эффективности газодинамических аппаратов является расчет протекающих в них процессов тепломассопереноса с учетом фазовых переходов. Для таких процессов используются, как правило, эмпирические соотношения, справедливые для узкой области режимных и конструктивных параметров.

Процессы тепломассопереноса протекают в элементах конструкции железнодорожного подвижного состава, например, в автоматических пневмотормозах при движении влажного сжатого воздуха по тормозной системе, а также при пропарке цистерн.

Актуальность исследования процессов тепломассопереноса в тормозной системе подвижного состава с учетом фазовых переходов объясняется увеличением браков по автотормозам в зимние месяцы на 7 - 13 % по сравнению с летними месяцами. Одной из причин увеличения браков по авто-

тормозам в зимние месяцы является отсутствие системы осушения сжатого воздуха на большинстве типов локомотивов, и, как следствие этого, замерзание конденсата в пневмомагистрали и воздухораспределителях тормозной системы вагонов. Расчет процессов тепломассопереноса в тормозной системе подвижного состава с учетом фазовых переходов позволяет установить требования к сжатому воздуху, подаваемому в тормозную магистраль, обосновать необходимость его осушения и контроля влажности, выявить места возможного замерзания конденсата по длине подвижного состава.

Наиболее энергоемкими технологическими процессами при техническом обслуживании грузовых вагонов являются процессы пропарки цистерн в зимнее время на промыочно-пропарочных станциях. Расчет эффективности существующих технологических процессов и вновь разрабатываемых, способных экономить энергоресурсы, также является актуальной задачей.

Создание простых инженерных методик расчета процессов тепломассопереноса позволит выявлять опасные режимы работы элементов конструкции подвижного состава, оптимизировать режимы теплообменных и газодинамических аппаратов, оперативно оценивать эффективность различных теплотехнических схем на этапе разработки новых устройств или технологий.

Таким образом, актуальность создания инженерных методик расчета процессов тепломассопереноса диктуется задачами ресурсо- и энергосбережения.

**Цель работы.** Целью диссертационной работы является разработка и создание по единой методологии инженерных моделей различных теплообменных и газодинамических аппаратов, учитывающих сложные процессы тепломассопереноса и фазовых переходов, способных проводить оценку эффективности сложных теплотехнических схем на этапе проектирования. Единая методология должна обеспечиваться комплексом визуального про-

граммирования и автоматизированного моделирования тепломассообменных процессов.

#### **Задачи диссертационной работы.**

Разработать формализацию метода аналогового моделирования процессов тепломассопереноса в газодинамических и теплообменных аппаратах при наличии фазовых переходов на основе качественной аналогии между турбулентными пульсациями и цепочками идеальных газовых турбокомпрессоров.

Разработать комплекс визуального программирования для автоматизированного моделирования теплообменных и газодинамических аппаратов с использованием в качестве инструментов идеальных термодинамических элементов, таких, как идеальный турбокомпрессор, идеальный прямоточный теплообменник, изотермический дроссель и других.

Составить аналоговые модели различных теплотехнических устройств и процессов, а также набор программ для проведения оценки эффективности сложных теплотехнических схем на этапе проектирования.

Экспериментально исследовать различные теплотехнические устройства при протекании в них процессов теплопереноса с фазовыми переходами. Выявить влияние акустических колебаний на эти процессы. Использовать эмпирические данные для настройки аналоговых моделей устройств и процессов.

Провести апробацию метода непрямой термодинамической аналогии в задачах сравнения экономической эффективности различных вариантов теплотехнических устройств, используемых при техническом обслуживании и эксплуатации подвижного состава.

**Объектом исследований** являются процессы тепломассопереноса, сопровождающиеся фазовыми переходами.

**Предметом исследований** являются аналоговые термодинамические модели газодинамических и теплообменник аппаратов, а также теплотехнических процессов, используемых при техническом обслуживании и эксплуатации подвижного состава.

Методы исследований. Методом аналогового моделирования, разработанного на основе качественной аналогии между турбулентными пульсациями и цепочками идеальных турбокомпрессоров, описаны теплотехнические процессы, в которых турбулентные пульсации играют существенную роль. С помощью методов объектно-ориентированного программирования создан комплекс визуального программирования для автоматизированного моделирования теплотехнических процессов и устройств. Методами вычислительной математики с использованием процедурного языка программирования проведена проверка правильности функционирования вычислительного алгоритма комплекса визуального программирования. Методом теплотехнического эксперимента проведено исследование ряда теплотехнических устройств с целью настройки аналоговых моделей по опытным данным и выявления влияния акустических колебаний на процессы теплопереноса с фазовыми переходами.

### **Научная новизна диссертации.**

Впервые предложен метод моделирования процессов теплопереноса при фазовых переходах в теплообменных и газодинамических аппаратах, основанный на качественной аналогии между турбулентными пульсациями и цепочками идеальных турбокомпрессоров. Показана возможность описания процесса теплопереноса в турбулентном потоке с помощью цепочек идеальных турбокомпрессоров, идеальных прямоточных теплообменников и изотермических дросселей.

Разработан комплекс визуального программирования для автоматизированного моделирования теплообменных и газодинамических аппаратов

с помощью идеальных термодинамических элементов, таких, как адиабатная турбина, адиабатный компрессор, изотермический дроссель, прямоточный теплообменник и др.

Предложены аналоговые модели ряда теплотехнических устройств, а именно, различных типов вихревых труб, вихревого циклона, газового эжектора, барботажного аппарата, позволившие рассчитывать их характеристики с учетом фазовых переходов рабочего тела. Получены теоретические характеристики вихревой трубы, работающей на влажном сжатом воздухе, и вихревого циклона, используемого для осушения сжатого воздуха.

На основе разработанной аналоговой модели газового эжектора уточнено выражение для адиабатного КПД эжектора, исключаяющее обращение в ноль на режимах без сжатия пассивной среды (степень сжатия равна 1) и без расхода пассивной среды (коэффициент эжекции равен 0). Предложена методика экспериментального исследования газового эжектора и математической обработки результатов на указанных реперных режимах.

Экспериментально определено влияние акустических колебаний на эффективность осушения сжатого воздуха вихревым циклоном, а также коэффициенты критериального уравнения теплообмена в барботажном аппарате при акустическом воздействии.

Доказана возможность применения метода непрямой термодинамической аналогии к расчетам теплотехнических процессов и устройств, в которых протекает теплообмен с фазовыми переходами, для проведения оценки экономической эффективности различных вариантов конструкций на этапе проектирования.

Научно-техническая новизна подтверждена двумя действующими патентами на изобретения, а также двумя свидетельствами и одним патентом на полезные модели, в которых изложены технические решения проблем осушения сжатого воздуха, контроля влажности сжатого воздуха, разогрева

и удаления остатков загустевшего нефтепродукта из железнодорожной цистерны без обводнения.

**Практическая значимость работы** состоит в создании нового метода аналогового моделирования процессов тепломассопереноса с фазовыми переходами в теплообменных и газодинамических аппаратах, а также в разработке комплекса визуального программирования для создания полуэмпирических моделей с целью оптимизации режимов этих аппаратов. Исследования этих моделей позволили установить требования к сжатому воздуху, подаваемому в тормозную магистраль подвижного состава, предложить устройства подготовки и контроля влажности этого воздуха, выявить места возможного замерзания конденсата по длине подвижного состава, предложить устройства для сбережения остатков нефтепродуктов при сливе последних из цистерн, а также дать рекомендации по охлаждению электронных шкафов станков с ЧПУ.

**Достоверность результатов работы** определяется применением двух различных методов программирования для одних и тех же математических моделей - это метод визуального программирования с помощью комплекса, разработанного на основе объектно-ориентированного языка C++, и метод программирования на процедурном языке qbasic. Разработанные математические модели являются полуэмпирическими, так как настраиваются по экспериментальным данным. Экспериментальные результаты исследований теплотехнических устройств и процессов выполнены на современном оборудовании и подтверждены аналогичными опубликованными данными, независимо полученными другими авторами.

#### **Основные положения, выносимые на защиту.**

Метод аналогового моделирования процессов тепломассопереноса при фазовых переходах в сжимаемых средах с помощью идеальных термодинамических элементов.



Комплекс визуального программирования для автоматизированного моделирования теплообменных и газодинамических аппаратов с помощью идеальных термодинамических элементов.

Аналоговые термодинамические модели различных теплотехнических устройств (барботажного аппарата, вихревой трубы, вихревого циклона, газового эжектора) и процессов: процесса охлаждения электронных шкафов станков с ЧПУ при помощи комбинированной вихревой трубы; процесса выпадения конденсата в воздухораспределителях тормозной системы подвижного состава в зимнее время; процессов разогрева остатков загустевшего нефтепродукта в железнодорожной цистерне при помощи различных способов.

Результаты экспериментальных исследований влияния акустических колебаний на эффективность работы вихревого циклона и барботажного аппарата.

Технические решения проблем осушения сжатого воздуха, контроля влажности сжатого воздуха, разогрева и удаления остатков загустевшего нефтепродукта из железнодорожной цистерны.

Внедрение результатов работы. Разработанные в диссертационной работе модели газодинамических и теплообменных аппаратов использовались в ходоговорных НИР и ОКР. Научные и практические результаты диссертации внедрены на ОАО «Волгабурмаш» при проектировании устройства очистки и осушения сжатого воздуха и устройства кондиционирования электронных шкафов станков с ЧПУ. Устройства осушения и контроля влажности сжатого воздуха внедрены в грузовых вагонных депо станций Кинель, Сызрань, Тольятти, Пенза, Рузаевка, Дема, Бензин, Абдулино, а также в пассажирских вагонных депо станций Самара и Уфа Куйбышевской железной дороги - филиале ОАО «РЖД». Устройство для разогрева и удаления остатков загустевшего нефтепродукта из железнодорожной цистерны

внедрено на промывочно-пропарочной станции Аллагуват. Научные и практические результаты, полученные в ходе работы над диссертацией, представлены в госбюджетных научно-технических отчетах и используются в учебном процессе Самарской государственной академии путей сообщения.

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы докладывались:

- на IV и V Всесоюзных научно-технических конференциях «Вихревой эффект и его применение в технике» (Куйбышев - Самара, 1984, 1988);
- на межвузовской научно-практической конференции, посвященной 25-летию института «Опыт взаимодействия вузов и железных дорог в научно-техническом прогрессе и подготовке специалистов» (Самара, СамИИТ, 1998);
- на первой международной научно-практической конференции «Безопасность транспортных систем» (Самара, 1998);
- на научно-практической конференции «Вклад ученых вузов в научно-технический прогресс на железнодорожном транспорте» (Самара, СамГАПС, 2003);
- на международной научно-практической конференции «Безопасность и логистика транспортных систем» (Самара, 2004).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 50 научных работ, в том числе 1 монография, 29 статей, тезисы 2 докладов, 16 изобретений и полезных моделей, 2 программы для ЭВМ. Кроме того, автор принимал участие в выполнении ряда научно-исследовательских работ по теме диссертации, зарегистрированных в ВНИЦентр и ЦНИИ ТЭИ МПС.

**Личный вклад автора.** Все исследования, представленные в диссертации, выполнены автором в основном самостоятельно. Аналоговые модели вихревых труб различного типа разработаны автором совместно с к.т.н. Князевым А.Е., аналоговая модель эжектора разработана совместно с д.т.н.,

проф. Воловым В.Т., методика экспериментальных исследований вихревых труб и вихревого циклона при различной влажности сжатого воздуха разработана совместно с д.т.н., проф. Минаевым Б.Н.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка, включающего 323 наименования, пяти приложений. Работа содержит 275 страниц основного текста, в том числе 83 рисунка и 3 таблицы; 41 страницу списка литературы и 55 страниц приложений. Общий объем работы - 371 страница.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы исследований, сформулирована цель диссертационной работы, определены задачи исследований, кратко изложено содержание глав диссертации и основные положения, выносимые на защиту.

**В первой** главе содержится обзор методов расчета турбулентных течений в теплообменных и газодинамических аппаратах при смешении потоков, теплообмене и фазовых переходах, описываются модели таких аппаратов, как вихревая труба, сепарационный циклон, газовый эжектор, барботажный аппарат.

На основе проведенного анализа методов расчета процессов тепло-массопереноса, сопровождающихся фазовыми переходами, сделаны выводы об основных тенденциях построения моделей теплообменных и газодинамических аппаратов. Выделены следующие способы построения моделей: на основе различных гипотез турбулентности, на основе дифференциальных уравнений 2-го порядка, на основе решения системы уравнений идеального газа, с использованием приближения пограничного слоя, с использованием различных эмпирических зависимостей, с применением гидравлической и электрической аналогий.

На основе требований к инженерным моделям поставлена задача моделирования теплообменных и газодинамических аппаратов, а также теплотехнических процессов железнодорожного транспорта с учетом фазовых переходов рабочего тела.

Во второй главе предложен метод моделирования тепломассообменных процессов с помощью идеальных термодинамических элементов, таких, как идеальный компрессор, идеальная турбина, прямоточный теплообменник, изотермический дроссель и др. Данный метод назван методом непрямой термодинамической аналогии, так как основан на качественном сходстве термодинамических процессов в турбулентном потоке и в цепочке идеальных турбокомпрессоров.

На основе такой аналогии предложена модель турбулентного потока сжимаемой среды с переносом тепла поперек движения и диссипацией энергии, выполненная в виде цепочки разомкнутых термодинамических циклов. Модель турбулентного потока (рис. 1) позволяет вести расчет переноса тепла от граничной элементарной струйки с помощью системы алгебраических уравнений, описывающих термодинамические процессы в идеальных элементах.

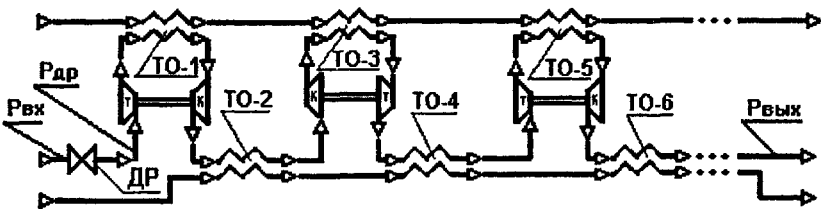


Рис. 1 Модель турбулентного потока:  
 К - компрессор, Т - турбина, ДР - изотермический дроссель,  
 ТО-1 - ТО-6 - идеальные прямоточные теплообменники

Изотермический дроссель моделирует диссипацию энергии турбулентного потока, адиабатные компрессор и турбина моделируют процессы

расширения и сжатия в элементарном объеме турбулентного потока, передача механической работы с вала турбины на вал компрессора моделирует самоподдержание турбулентных пульсаций, прямоточный теплообменник моделирует процесс выравнивания температур в двух элементарных объемах турбулентного потока за счет мелкомасштабной турбулентности.

Настройка модели (рис.1) осуществляется путем подбора величины коэффициента дросселирования изотермического дросселя

$$\eta_{др} = \frac{P_{др} - P_{вых}}{P_{вх} - P_{вых}} \quad (1)$$

Для нахождения значений температур в характерных точках модели используются следующие уравнения идеальных термодинамических процессов:

- уравнение изоэнтропического сжатия в компрессоре или изоэнтропического расширения на турбине (уравнение Пуассона)

$$T_{вых} = T_{вх} \left( \frac{P_{вых}}{P_{вх}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}; \quad (2)$$

- уравнение баланса теплоты двух потоков с различными полными теплоемкостями (водяными эквивалентами) в идеальном прямоточном теплообменнике

$$T_{1\text{ вых}} = T_{2\text{ вых}} = \frac{T_{1\text{ вх}} W_1 + T_{2\text{ вх}} W_2}{W_1 + W_2}, \quad (3)$$

- равенство адиабатной работы компрессора адиабатной работе турбины

$$T_{\text{квх}} \left[ \left( \frac{P_{\text{к вых}}}{P_{\text{к вх}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = T_{\text{твх}} \left[ 1 - \left( \frac{P_{\text{т вых}}}{P_{\text{т вх}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]. \quad (4)$$

Отношения давления входа к давлению выхода на каждом идеальном турбокомпрессоре принимаются одинаковыми.

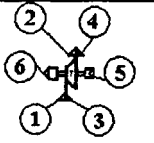
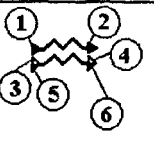
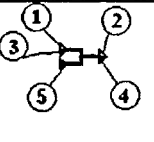
Для применения метода не прямой термодинамической аналогии к моделированию газодинамических и теплообменных аппаратов, в которых турбулентные пульсации играют определяющую роль, предложен программный комплекс СААМ, позволяющий выбирать оптимальный вариант модели и проводить ее настройку. Комплекс визуального программирования СААМ снабжен панелями инструментов, каждый элемент которых представляет собой набор процедур для определения выходных параметров какого-либо идеального термодинамического объекта (идеальная турбина, идеальный компрессор, изотермический дроссель, прямоточный теплообменник и другие). Данные с выхода одного элемента передаются на вход другого. Для расчета взаимозависимых параметров применяется метод итераций с корреляцией текущих и предыдущих значений входных параметров.

Для учета фазовых переходов в комплексе СААМ предусмотрены идеальные элементы, в которых рабочим телом является смесь газа и пара, причем, доля пара является небольшой, для того, чтобы считать эту смесь идеальным газом. Перечень подобных элементов с расчетными формулами приведен в таблице.

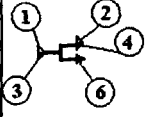
Из приведенной таблицы видно, что фазовые переходы предусмотрены лишь в двух элементах: идеальном конденсаторе и идеальном испарителе. В остальных элементах может происходить либо переохлаждение насыщенной парогазовой смеси, либо перегрев выделившегося конденсата.

Таблица - Классификатор идеальных элементов для учета фазовых переходов

№	Эскиз элемента	Название элемента. Расчетные формулы.	Описание входов и выходов элемента
1	2	3	4
1		<p>Смеситель для парогазовых смесей</p> $G_2 = (G_1 + G_5) \cdot \mu_2$ $G_6 = G_1 + G_5 - G_2$ $G_4 = (G_3 + G_7) \cdot \mu_2$ $G_8 = G_3 + G_7 - G_4$ $T_2 = \frac{T_1 \cdot (c_{p1} + c_{p3} \cdot d_1) \cdot G_1 + T_5 \cdot (c_{p5} + c_{p7} \cdot d_5) \cdot G_5}{(c_{p1} + c_{p3} \cdot d_1) \cdot G_1 + (c_{p5} + c_{p7} \cdot d_5) \cdot G_5}$ $d_4 = \frac{G_4}{G_2}$ $d_8 = d_4 \quad T_4 = T_6 = T_8 = T_2$	<p>1 – вход 1-го потока газа; 2 – выход потока газа; 3 – вход 1-го потока пара; 4 – выход потока пара; 5 – вход 2-го потока газа; 6 – выход потока газа; 7 – вход 2-го потока пара; 8 – выход потока пара.</p>
2		<p>Теплообменник для парогазовых смесей</p> $P_4 = P_1 = P_2 = P_1$ $P_8 = P_7 = P_6 = P_5$ $T_2 = \frac{T_1 \cdot (c_{p1} + c_{p3} \cdot d_1) \cdot G_1 + T_5 \cdot (c_{p5} + c_{p7} \cdot d_5) \cdot G_5}{(c_{p1} + c_{p3} \cdot d_1) \cdot G_1 + (c_{p5} + c_{p7} \cdot d_5) \cdot G_5}$ $T_2 = T_4 = T_6 = T_8$	<p>1 – вход 1-го потока газа; 2 – выход 1-го потока газа; 3 – вход 1-го потока пара; 4 – выход 1-го потока пара; 5 – вход 2-го потока газа; 6 – выход 2-го потока газа; 7 – вход 2-го потока пара; 8 – выход 2-го потока пара.</p>
3		<p>Компрессор для парогазовой смеси</p> $N_6 = N_5 \cdot \mu_6 \quad G_3 = G_1 \cdot d_3$ $c_{p\Sigma} = \frac{c_{p1} + c_{p3} \cdot d_3}{1 + d_3} \quad R_\Sigma = \frac{R_1 + R_3 \cdot d_3}{1 + d_3}$ $T_2 = T_1 + \frac{N_6 - N_5}{c_{p\Sigma} \cdot G_1 \cdot (1 + d_3)} \quad P_2 = P_1 \cdot \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{c_{p1}}{R_\Sigma}}$	<p>1 – вход потока газа; 2 – выход потока газа; 3 – вход потока пара; 4 – выход потока пара; 5 – вход мощности на валу; 6 – выход мощности на валу.</p>

1	2	3	4
4		<p>Турбина для парогазовой смеси</p> $P_2 = P_4 = P_1 \cdot \left( \frac{P_{\text{сток}}}{P_{\text{ист}}} \right)^{\frac{1}{n_4}} \quad G_3 = G_1 \cdot d_3$ $c_{p\Sigma} = \frac{c_{p1} + c_{p3} \cdot d_3}{1 + d_3} \quad R_{\Sigma} = \frac{R_1 + R_3 \cdot d_3}{1 + d_3}$ $T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{R_{\Sigma}}{c_{p\Sigma}}}$ $N_6 = N_5 + c_{p\Sigma} \cdot G_1 \cdot (1 + d_3) \cdot (T_1 - T_2)$	<p>1 – вход потока газа; 2 – выход потока газа; 3 – вход потока пара; 4 – выход потока пара; 5 – вход мощности на валу; 6 – выход мощности на валу.</p>
5		<p>Теплообменник парожидкостный с переохлаждением пара (перегревом жидкости)</p> $P_4 = P_3 = P_6 = P_5 \quad T_2 = T_4 = T_6$ $T_2 = \frac{T_1 \cdot c_{ж1} \cdot G_1 + T_3 \cdot (c_{p3} \cdot G_3 + c_{p5} \cdot G_5 \cdot d_5)}{c_{ж1} \cdot G_1 + c_{p3} \cdot G_3 + c_{p5} \cdot G_5 \cdot d_5}$ <p>проверка условий <math>T_2 &lt; T_{\text{кип}}</math> и <math>T_6 &gt; T_{\text{н6}}</math>, где из уравнения Антуана:</p> $T_{\text{н6}} = \frac{B}{A - Lg \left( \frac{d_6}{d_6 + \frac{R_3}{R_5}} \right)} - C$	<p>1 – вход потока жидкой фазы; 2 – выход потока жидкой фазы; 3 – вход потока газа; 4 – выход потока газа; 5 – вход потока пара; 6 – выход потока пара.</p>
6		<p>Испаритель перегретой жидкости</p> $G_2 = G_1, \quad G_4 = G_3 + G_5, \quad d_4 = \frac{G_4}{G_2}$ $T_2 = T_4 = \frac{T_1 (c_{p1} + c_{p3} \cdot d_3) + (d_4 - d_3) \cdot (c_{ж5} \cdot T_5 - r)}{c_{p1} + c_{p3} \cdot d_4}$ <p>проверка условия: <math>T_4 &gt; T_{\text{н4}}</math>, где</p> $T_{\text{н4}} = \frac{B}{A - Lg \left( \frac{d_4}{d_4 + \frac{R_1}{R_3}} \right)} - C$	<p>1 – вход потока газа; 2 – выход потока газа; 3 – вход потока пара; 4 – выход потока пара; 5 – вход потока жидкости.</p>



1	2	3	4
7		<p>Конденсатор для парогазового потока</p> $T_{нз} = \frac{B}{A - Lg \left( \frac{d_3}{d_3 + \frac{R_1}{R_3}} \right)} - C$ <p>Если <math>T_1 &lt; T_{нз}</math>, то</p> $\begin{cases} T_4 = T_2 = \frac{T_1 [c_{p1} + (c_{p3} - c_{p1})d_3] + r(d_3 - d_4)}{c_{p1} + (c_{p3} - c_{p1})d_4} \\ d_4 = \frac{R_1}{R_3} \cdot \frac{P_{н4}}{P_4 - P_{н4}} \\ Lg \left( \frac{P_{н4}}{P_4} \right) = A - \frac{B}{C + T_4} \\ G_5 = G_1 \cdot (d_3 - d_4) \end{cases}$ <p>Иначе</p> $\begin{cases} T_2 = T_1 \\ G_4 = G_3 = G_1 \cdot d_3 = G_2 \cdot d_4 \\ G_6 = 0 \end{cases}$	<p>1 – вход потока газа;                  2 – выход потока газа;                  3 – вход потока пара;                  4 – выход потока пара;                  6 – выход потока жидкой фазы.</p>

Для моделирования температурных характеристик противоточной вихревой трубы Ранка предложена аналоговая модель (рис. 2), позволившая описать процесс передачи тепла в турбулентном вращающемся потоке газа от менее нагретых приосевых слоев газа к более нагретым периферийным слоям. Данная модель отражает физическую сущность эффекта Ранка, заключающуюся в переносе тепла крупномасштабными турбулентными пульсациями при выравнивании градиента температуры мелкомасштабной турбулентностью. Турбины и компрессоры на одном валу моделируют крупномасштабные пульсации, теплообменники - мелкомасштабные.

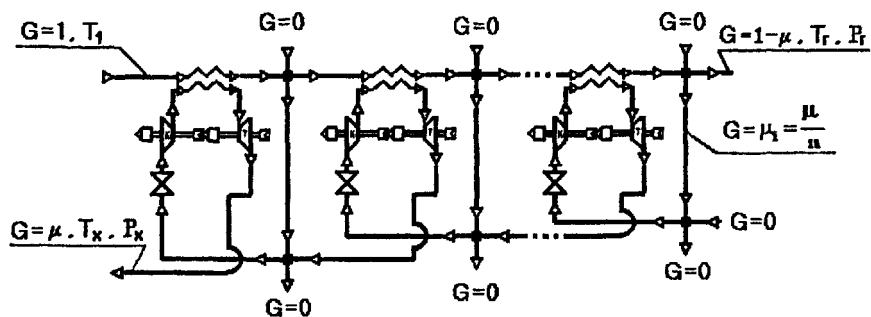


Рис. 2 Модель противоточной вихревой трубы

В подразделе 2.3 приведены рекомендации по выбору в модели противоточной вихревой трубы числа турбокомпрессоров и подбору характеристики изотермического дросселя из условия наилучшей сходимости результатов расчета и эксперимента для конструкции вихревой трубы А.П. Меркулова (длина трубы - 9 калибров) и вихревой трубы В.И. Метенина (длина трубы - 3 калибра).

С помощью предложенного метода построены аналоговые модели прямоточной вихревой трубы, вихревой трубы с дополнительным потоком, противоточной вихревой трубы в режиме реверса. Учет переохлаждения влажного сжатого воздуха после идеальных турбин в модели противоточной вихревой трубы позволил вести расчет выпадения конденсата в осевом потоке и рассчитывать перераспределение влагосодержания в холодном и горячем потоках на выходе из вихревой трубы.

Сопоставление расчетных характеристик различных вихревых труб с опытными данными Мартынова А.В. и Бродянского В.М. (прямоточная вихревая труба), Меркулова А.П. («длинная» противоточная вихревая труба), Метенина В.И. («короткая» противоточная вихревая труба), Михайлова В.Г. и Пиралишвили Ш.А. (труба с дополнительным потоком) представлено на рис. 3. Среднеквадратичное отклонение расчетных значений температуры

холодного потока газа от опытных значений для различных вихревых труб составляет 2,5%.



Рис. 3 Зависимости адиабатного КПД от относительной доли холодного потока для различных типов вихревых труб: 1 - прямоточной вихревой трубы; 2 - вихревой трубы В.И. Метенина; 3 - вихревой трубы А.П. Меркулова; 4 - вихревой трубы с дополнительным потоком

Возможность расчета выпадения конденсата из парогазового потока при его переохлаждении после турбин позволила разработать модель вихревого циклона (рис. 4), объясняющую механизм осушения сжатого воздуха в сепарационном циклоне вихревого типа при незначительных перепадах давления на циклоне ( $\Delta P = 0,01 \dots 0,02$  Мпа).

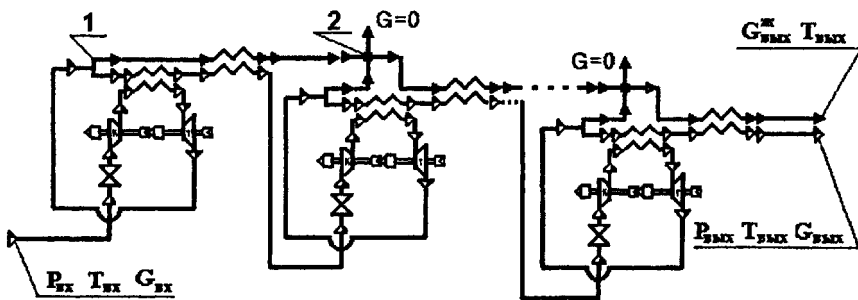


Рис. 4 Аналоговая модель вихревого циклона:  
1 - идеальный конденсатор, 2 - смеситель

Процессы в идеальном конденсаторе 1 (рис. 4) описываются для воздуха и водяного пара следующими уравнениями:

- выражением для энтальпии переохлажденного влажного воздуха при температуре  $t_{\min}$

$$i_{\text{кр}} = 1,004 \cdot t_{\min} + 4,184 \cdot 10^{-3} \cdot (597,4 + 0,43 \cdot t_{\min}) \cdot d_{\text{вх}} \text{ кДж/кг}; \quad (5)$$

где температура  $t_{\min}$  подставляется в градусах Цельсия, а влагосодержание  $d_{\text{вх}}$  в граммах на килограмм сухого воздуха;

- уравнением связи влагосодержания и парциального давления

$$d_{\text{вых}} = \frac{622 \cdot P_{\text{н}} \cdot \varphi_{\text{н}}}{P_{\min} - P_{\text{н}} \cdot \varphi_{\text{н}}} \text{ г/кг}; \quad (6)$$

где  $P_{\text{н}}$  - давление насыщенных паров при температуре  $t_{\text{вых}}^{\text{н}}$ , Па;

$\varphi_{\text{н}}=1$  - относительное влагосодержание в состоянии насыщения;

- эмпирическим уравнением связи между давлением и температурой насыщенных водяных паров

$$P_{\text{н}} = P_{\min} \cdot \text{EXP} \left( 12,08 - \frac{4054}{236 + t_{\text{вых}}^{\text{н}}} \right), \text{ Па}; \quad (7)$$

- выражением для энтальпии воздуха после конденсации пара

$$i_{\text{кон}} = 1,004 \cdot t_{\text{вых}}^{\text{х}} + 4,184 \cdot 10^{-3} \cdot (597,4 + 0,43 \cdot t_{\text{вых}}^{\text{х}}) \cdot d_{\text{вых}} \text{ кДж/кг}. \quad (8)$$

- равенством энтальпий воздуха до и после конденсации пара  $i_{\text{кр}}=i_{\text{кон}}$ .

Настройка модели вихревого циклона по опытным данным позволила рассчитывать степень конденсации водяного пара из сжатого воздуха в циклоне со среднеквадратичной погрешностью 4,2% во всем испытанном диапазоне перепадов давления.

Метод непрямой термодинамической аналогии в приложении к процессам смешения потоков в эжекторе позволил предложить новое выражение КПД газового эжектора, которое в отличие от существующих выражений не обращается в 0 на двух важных режимах работы эжектора: режиме вакуумирования герметичного объема  $p=0$  (степень сжатия пассивного газа - максимальна) и режиме без сжатия пассивного газа  $\pi_c=1$  (коэффициент эжекции - максимален):

$$\eta_a = \frac{\left[ 1 - \left( \frac{P_{см}}{P_H} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \cdot \left[ T_a \left( \frac{P_H}{P_{др}^a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \pi T_\pi \left( \frac{P_H}{P_{др}^\pi} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}{T_a + \pi T_\pi - \left( \frac{P_{см}}{P_H} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left[ T_a \left( \frac{P_H}{P_{др}^a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \pi T_\pi \left( \frac{P_H}{P_{др}^\pi} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (Ю)$$

где  $P_{см}$  - величина давления в камере смешения эжектора, численно равная минимальному давлению пассивного газа на режиме  $p=0$ ;  $P_{др}^a$ ,  $P_{др}^\pi$  - величины давления после изотермических дросселей модели газового эжектора.

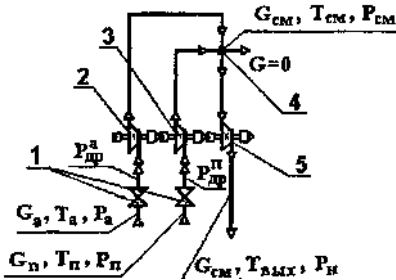


Рис. 5 Аналоговая модель газового эжектора: 1 - изотермические дроссели; 2 - активная адиабатная турбина; 3 - пассивная адиабатная турбина; 4 - смеситель; 5 - адиабатный компрессор

Предложенная модель газового эжектора (рис. 5) учитывает потери давления в активном и пассивном соплах и тот факт, что активный и пассивный потоки газа сначала расширяются до давления в камере смешения, а потом восстанавливают давление до значения давления выхода в диффузоре.

Передача механической ра-

боты с валов турбин на вал компрессора в модели эжектора моделирует переход скоростного напора в потенциальную энергию давления, происходящий в камере смешения и диффузоре эжектора.

Новое выражение для КПД эжектора (10) позволяет сравнивать различные типы эжекторов на всех режимах работы, в том числе на режимах  $\pi=0$  ( $\eta_{\min}$ ) и  $\pi_c=1$  ( $\eta_{\max}$ ). Указанные режимы являются реперными при исследовании эжекторов: по данным на этих режимах строятся обобщенные зависимости, позволяющие получить универсальную зависимость адиабатного КПД от коэффициента эжекции.

Для процесса тепломассообмена между водяным паром и водой в барботажном аппарате предложена аналоговая модель (рис. 6), учитывающая фазовые переходы и пульсационный характер движения парового пузыря.

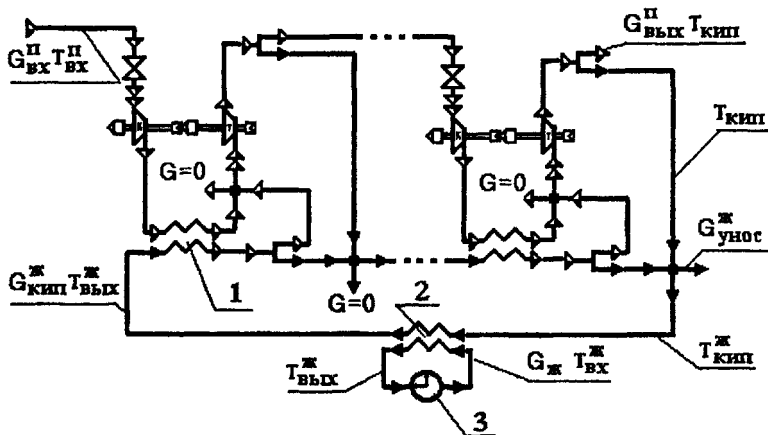


Рис. 6 Аналоговая модель барботажного аппарата:  
 1 - парожидкостной теплообменник, 2 - жидкостной теплообменник,  
 3 - замедлитель передачи данных «часы»

Для моделирования нестационарного теплообмена в барботажном аппарате (рис. 6) использован элемент - замедлитель передачи данных («ча-

сы»), имитирующий тепловую емкость приемника теплоты и передающий значения параметров с входа элемента на его выход с заданной задержкой времени  $\Delta t$ .

Результаты второй главы позволяют использовать модели газодинамических и теплообменных аппаратов, как составляющие части более сложных теплотехнических схем и исследовать их с целью оптимизации режимных параметров.

В третьей главе приводятся результаты экспериментальных исследований газодинамических и теплообменных аппаратов, выполненных для настройки аналоговых моделей.

В результате испытаний циклонов (подраздел 3.1) выявлено снижение влагосодержания выходящего сжатого воздуха на 30 ... 55%, уменьшение температуры точки росы этого воздуха на 5...12 °С при перепаде давления на циклоне  $\Delta P=0,02$  МПа. Этот эффект нельзя объяснить снижением термодинамической (статической) температуры газового потока, так как его скорость оставалась значительно меньше звуковой. Предложено объяснение этого эффекта наличием в циклоне турбулентных пульсаций давления большой амплитуды.

Причина выпадения конденсата за счет пульсации давления состоит в том, что локальное понижение давления в сжимаемой среде сопровождается локальным снижением температуры. За полупериод пульсации влажный воздух успевает переохладиться (его температура становится меньше температуры насыщенных водяных паров), в результате выпадает конденсат. При локальном повышении давления в сжимаемой среде происходит локальное повышение температуры, но за полупериод пульсации выделившийся конденсат не успевает нагреться и испариться, так как теплоемкость воды больше теплоемкости воздуха и водяного пара.

Для установления факта наличия акустических колебаний внутри вихревого циклона и выявления влияния на эффект осушения сжатого воздуха в циклоне внешнего акустического поля были проведены экспериментальные исследования вихревого циклона с озвучиванием его внутренней полости звуковыми колебаниями. Схема экспериментальной установки показана на рис. 7.

Для экспериментальной проверки влияния акустических колебаний на степень осушения сжатого воздуха вихревым циклоном [27] в резонаторной полости циклона были установлены два громкоговорителя типа 0,5ГДШ, а также микрофон М-101 в нижней камере-сборнике циклона. На вход громкоговорителей подавались электрические колебания постоянной частоты с помощью низкочастотного генератора ГНЧШ-20. Выход микрофона соединялся через усилитель с частотомером 43-34 и ваттметром. Относительная влажность сжатого воздуха на входе и на выходе из вихревого циклона измерялась с помощью конденсаторного термогигрометра Center-311. Абсолютная влажность определялась по психрометрическим таблицам.

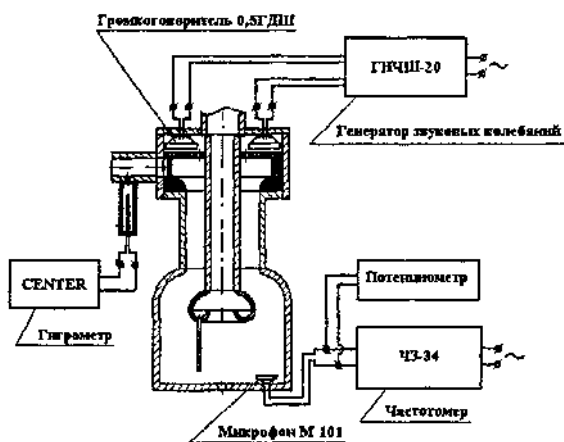


Рис. 7 Схема экспериментальной установки для проверки влияния акустических колебаний на работу вихревого циклона



При отключенном низкочастотном генераторе микрофон улавливал акустические колебания, создаваемые струей сжатого воздуха. Их частота  $f_{\text{вых}}$  составляла от 300 до 800 Гц. Электрическая мощность сигнала с микрофона после усилителя равнялась при этом  $P_{30}=15$  мВт. Замеренный с помощью гигрометра Center-311 эффект осушения сжатого воздуха составлял  $\Delta d_0=1,1$  г/кг.

При подаче на вход громкоговорителей электрических колебаний с частотой  $f_{\text{вх}}$  от 20 Гц до 1600 Гц замеряемая частота сигнала с микрофона  $f_{\text{вых}}$  находилась в пределах от 1200 Гц до 1800 Гц, причем электрическая мощность сигнала с микрофона понизилась до  $P_3=10,5$  мВт. Данный факт можно объяснить разрушением внешним акустическим полем механизма создания акустических колебаний воздушной струей, изменением этого механизма и интерференцией внешних акустических волн с волнами, создаваемыми воздушной струей.

При изменении частоты на входе  $f_{\text{вх}}$  от 1800 Гц до 2100 Гц происходило скачкообразное удвоение частоты на выходе ( $f_{\text{вых}}=3600\dots4200$  Гц) с резким увеличением мощности электрического сигнала до  $P_3=31,5$  мВт, что говорит о наличии акустического резонанса. В диапазоне изменения частоты на входе  $f_{\text{вх}}$  от 2100 Гц до 2200 Гц происходило резкое падение частоты на выходе  $f_{\text{вых}}$  от 4200 Гц до 1800 Гц при уменьшении мощности электрического сигнала до  $P_3=15,1$  мВт. В диапазоне изменения частоты на входе  $f_{\text{вх}}$  от 2200 Гц до 4000 Гц происходил постепенный рост частоты на выходе  $f_{\text{вых}}$  от 1800 Гц до 3000 Гц при постоянной величине мощности электрического сигнала. В диапазоне изменения частоты на входе  $f_{\text{вх}}$  от 5000 Гц до 20000 Гц значения частоты на выходе  $f_{\text{вых}}$  соответствовали значениям частоты на входе, что говорит об отсутствии влияния колебаний, создаваемых воздушной струей, на внешнее акустическое поле.

В каждой из перечисленных характерных областей изменения частоты колебаний внешнего акустического поля замерялся эффект осушения сжатого воздуха Ad. Результаты экспериментов представлены на рис. 8.

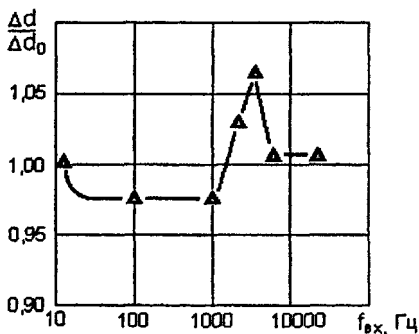


Рис. 8 Влияние внешнего акустического поля на эффект осушения в вихревом циклоне

Экспериментальные исследования показали, что при частоте внешнего акустического поля  $f_{ax} = 2000$  Гц наблюдается явление резонанса, при котором эффект осушения сжатого воздуха возрастает на 7%, что больше относительной погрешности применяемого метода замера влажности сжатого воздуха, находящейся в пределах 2,5...5%.

Испытания эжекторов различного типа (подраздел 3.2) показали, что описать рабочие характеристики газового эжектора можно при использовании нового выражения КПД (10), и опытных данных, полученных для каждого эжектора на реперных режимах  $p=0$  (степень сжатия пассивного газа - максимальна  $\pi_c = \pi_c^{max}$ ) и  $\pi_c=1$  (максимальный коэффициент эжекции  $n = n_{max}$ ).

Анализ результатов испытаний эжекторов с различным подводом активного газа (осевым, внешним, тангенциальным) показал, что на режиме  $\pi_c=1$  наблюдается максимум КПД (10), на режиме  $p=0$  - минимум, значения максимума и минимума КПД отличаются на 20...30%, а обработка опытных данных в обобщенных координатах (рис. 9) позволяет описать их единой

зависимостью, справедливой для значений степени расширения активного газа  $\pi=2...4$

$$\frac{\eta_a - \eta_{\min}}{\eta_{\max} - \eta_{\min}} = 1,71 \cdot \left( \frac{n}{\pi_{\max}} \right) - 0,71 \cdot \left( \frac{n}{\pi_{\max}} \right)^2. \quad (И)$$

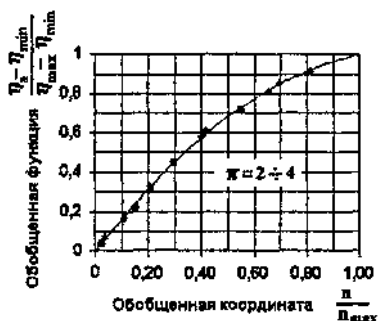


Рис. 9 Данные испытаний эжекторов различных типов  
имеют следующий вид:

Анализ выражений (10) и (11) позволил выявить эмпирические характеристики эжекторов, которые можно получить в ходе испытаний эжекторов на реперных режимах - это максимальная степень сжатия  $\pi_c^{\max}$  и максимальный коэффициент эжекции  $\pi_{\max}$ . Эти же характеристики используются в расчетах выражений  $\eta_{\min}$  и  $\eta_{\max}$ . Выражения последних величин

$$\eta_{\min} = \frac{\left( \frac{1}{\pi_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_c^{\max}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{1 - \left( \frac{1}{\pi_a \cdot \pi_c^{\max}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (12)$$

$$\eta_{\max} = \frac{\left[ \pi_{\max} + \left( \frac{1}{\pi_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_c^{\max}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{1 + \pi_{\max} - \left( \frac{1}{\pi_a \cdot \pi_c^{\max}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \pi_{\max} \cdot \left( \frac{1}{\pi_c^{\max}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (13)$$

где  $\pi_a = \frac{P_t}{P} - \eta_{\text{адр}} \cdot \left( \frac{P_t}{P} - 1 \right) = \pi - 0,75 \cdot (\pi - 1)$  - безразмерное давление активного

газа;  $\pi_c^{\text{max}} = \left( \frac{P_H}{P_n} \right)_{n=0} = \pi_c \Big|_{n=0}$  - степень сжатия пассивного газа на режиме  $n=0$ ;

$\pi_{\text{max}}$  - коэффициент эжекции на режиме  $\pi_c=1$ .

Таким образом, для использования в расчетах характеристик эжекторов исследованных типов выражений (10) - (13) достаточно иметь экспериментальные данные по величинам  $\pi_c^{\text{max}}$  на режиме  $n=0$  и  $\pi_{\text{max}}$  на режиме  $\pi_c=1$ . Данные по этим величинам для различных типов эжекторов представлены на рис. 10.

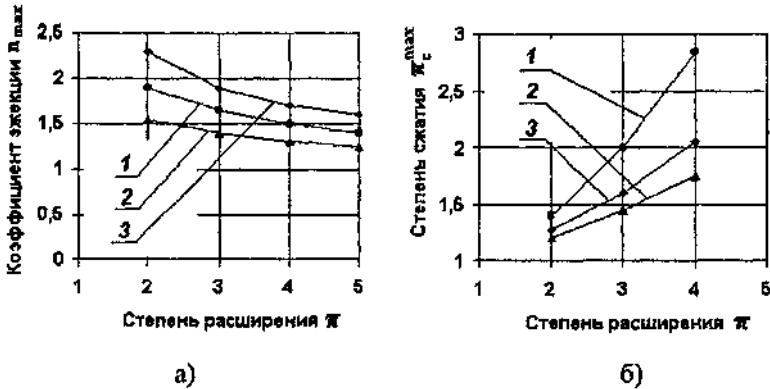


Рис. 10 Результаты испытаний эжекторов на реперных режимах: а) режим  $\pi_c=1$ ;  
 б) режим  $n=0$ ; 1 - эжектор с осевым подводом активного газа; 2-с внешним подводом активного газа; 3-е тангенциальным подводом

Проведенные экспериментальные исследования по определению влияния влагосодержания сжатого воздуха на содержание влаги в выходящих потоках вихревых труб различных конструкций, а также на их температурные характеристики показали: влагосодержание горячего потока описывается единой функциональной

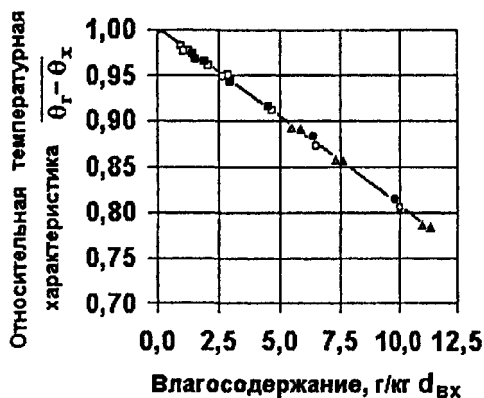


Рис. 11 Зависимость относительной температурной характеристики от влагосодержания входного сжатого воздуха для различных вихревых труб

для разных типов труб функциональной зависимостью от влагосодержания входного воздуха (рис. 11); возможно использование вихревых труб различной конструкции для определения влагосодержания сжатого воздуха.

Экспериментальные исследования теплоотдачи в барботажном аппарате позволили установить для процесса теплообмена между воздухом и водой критериальную зависимость

$$Nu = 0,354 \cdot Re^{0,837} \cdot Pr^{0,43}, \quad (15)$$

где за характерный размер в критериях Рейнольдса и Нуссельта принят средний диаметр газового пузыря, а за характерную скорость в критерии Рейнольдса - скорость всплытия газовых пузырей.

Для процесса теплообмена между жидкостью и стенкой установлена критериальная зависимость

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,667} \cdot Pr^{0,43}, \quad (16)$$

зависимостью, нечувствительной к величине температуры входного сжатого воздуха в диапазоне значений  $T_{вх} = 265 \dots 330$  К и к конструктивным особенностям вихревых труб; относительная температурная характеристика

$$\overline{\theta_r - \theta_x} = \frac{T_r - T_x}{(T_r - T_x)_{d_{вх}=0}} \quad (14)$$

также описывается единой

где за характерный размер в критериях Рейнольдса и Нуссельта принята высота газожидкостной смеси в барботажном аппарате, а за характерную скорость в критерии Рейнольдса - скорость всплытия газовых пузырей.

Для исследования влияния акустических колебаний на процесс теплоотдачи в барботажном аппарате в жидкость помещалась головка динамическая 0,5ГД с мембраной из алюминиевой фольги. Создание звуковых колебаний осуществлялось с помощью генератора ГНЧШ-20. Замер частоты колебаний жидкости производился пьезоэлектрическим датчиком ЗП-1-9010 и регистрировался частотомером 43-52.

Озвучивание газожидкостной смеси в барботажном аппарате с удельной мощностью акустических колебаний  $0,06 \text{ Вт/м}^2$  с частотой колебаний 300 Гц повышало коэффициенты теплоотдачи между газом и жидкостью, а также между жидкостью и стенкой на 6...20%.

Результаты исследований третьей главы позволили, во-первых, собрать необходимые опытные данные по протеканию теплообменных процессов с фазовыми переходами, необходимые для настройки и апробации аналоговых моделей газодинамических и теплообменных аппаратов и, во-вторых, определить степень влияния на некоторые из этих процессов акустических колебаний.

**В четвертой главе** рассмотрено применение метода непрямой термодинамической аналогии для моделирования сложных теплотехнических процессов, сопровождающихся фазовыми переходами, а также теплотехнических устройств, состоящих из нескольких газодинамических и теплообменных аппаратов.

Аналоговая модель вихревой трубы, работающей на влажном сжатом воздухе, а также экспериментальные исследования работы вихревых труб различной конструкции на влажном воздухе позволили создать изобретение - способ измерения влажности сжатого воздуха и устройство для его осуше-

ствления, в котором применены три соединенные каскадами вихревые трубы и две термопары, включенные в мостовую схему (пат. РФ №2169362).

Аналоговые модели измерителя влажности и вихревого циклона позволили определить положительный эффект, возникающий от их совместной работы, когда охлажденный газ после каскада вихревых труб измерителя влажности подается в трубчатый теплообменник, расположенный внутри вихревого циклона (свид. на полезную модель № 24401). В результате исследования их совместной аналоговой модели найден эффект осушения сжатого воздуха с помощью усовершенствованного вихревого циклона. Согласно расчетам, увеличение доли сжатого воздуха, отбираемого в измеритель влажности, с 1% до 10% дополнительно снижает влагосодержание сжатого воздуха на выходе из циклона от 0,25 до 0,5 г/кг в зависимости от величины исходного влагосодержания осушаемого сжатого воздуха.

Метод непрямой термодинамической аналогии применен для моделирования сложных теплотехнических процессов с фазовыми переходами теплоносителей, таких, как пропарка цистерны со сверхнормативными остатками загустевшей жидкости.

Для настройки аналоговой модели процесса пропарки цистерны (рис. 12) использовалась конечно-разностная модель нестационарного теплообмена между слоями различных веществ в цистерне (пар, водяной конденсат, жидкий нефтепродукт, загустевший нефтепродукт), Среднемассовая температура  $j$ -го слоя в  $i$ -тый момент времени находилась из уравнения теплового баланса

$$M_{ij} c_{ij} \frac{\Delta T_{ij}}{\Delta \tau} = Q_{ij} - Q_{j+1} \quad (17)$$

Аналоговая модель процесса пропарки цистерны (рис. 12) давала идентичные результаты расчета зависимости средней температуры остатков груза от времени. Среднеквадратические отклонения средней температуры

груза, вычисленной с помощью аналоговой и конечно-разностной моделями, составили менее 1%.

Аналоговая модель процесса пропарки была изменена средствами программного комплекса СААМ и дополнена моделями циклона, эжектора и барботажного аппарата. В результате исследования аналоговой модели было предложено новое устройство (пат. РФ на полезную модель № 32766) для разогрева и слива загустевших жидкостей из цистерн.

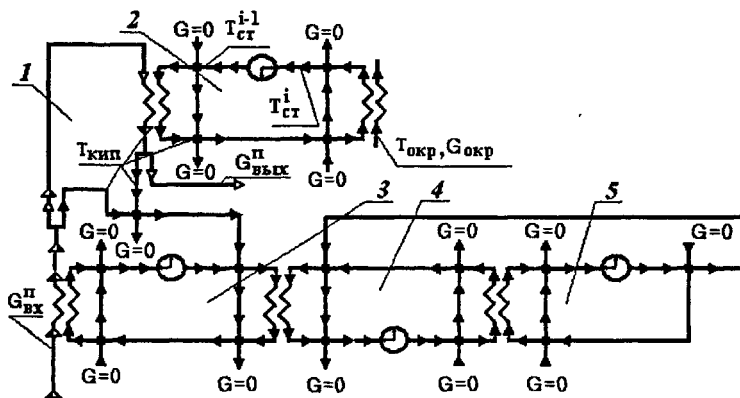


Рис. 12 Аналоговая модель нестационарного процесса пропарки цистерны: 1 - контур, моделирующий процесс конденсации водяного пара; 2 - контур, моделирующий процесс прогрева стенки цистерны; 3 - контур, моделирующий процессы теплообмена водяного конденсата с паром и жидким нефтепродуктом; 4 - контур, моделирующий процессы теплообмена жидкого нефтепродукта; 5 - контур, моделирующий процессы теплообмена застывшего нефтепродукта

Особенностью предложенного устройства является использование потенциальной энергии водяного пара, направляемого в цистерну, находящуюся на пропарке, в струйном эжекторе, отсасывающем жидкий нефтепродукт из другой цистерны через вихревой циклон с теплообменным аппаратом внутри. Жидкий нефтепродукт из циклона с помощью шнекового на-



соса подается в трубчатый теплообменник барботажного типа, где разогревается водяным паром, и затем направляется обратно в цистерну для разогрева загустевших остатков нефтепродукта. Аналоговая модель предложенного устройства показана на рис. 13.

Аналоговые модели, показанные на рис. 12 и 13, позволили подобрать оптимальные режимы процессов разогрева загустевшего нефтепродукта в цистерне из условия максимума эксергетического КПД и сравнить два способа разогрева загустевшего нефтепродукта между собой.

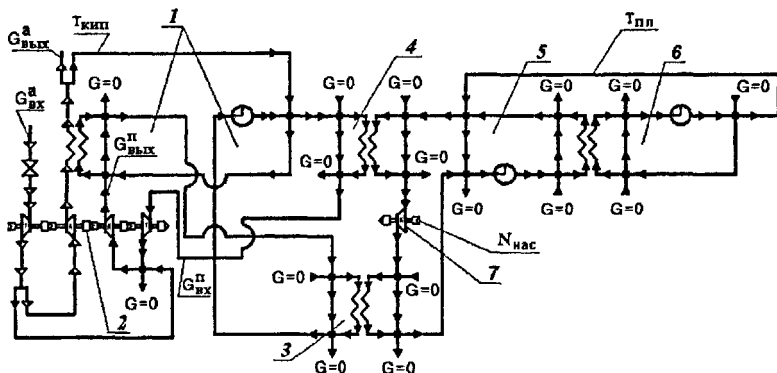


Рис. 13 Аналоговая модель процесса разогрева загустевшего нефтепродукта без обводнения: 1 - модель барботажного аппарата; 2 - модель эжектора; 3 - модель теплообменника в барботажном аппарате; 4 - модель теплообменника в циклоне; 5 - контур, моделирующий процессы теплообмена жидкого нефтепродукта; 6 - контур, моделирующий процессы теплообмена застывшего нефтепродукта; 7 - модель шнекового насоса

Другим приложением метода непрямой термодинамической аналогии к теплотехническим процессам железнодорожного транспорта стало моделирование процесса прохождения влажного сжатого воздуха по тормозной магистрали грузового состава в зимнее время.

Для настройки аналоговой модели процесса прохождения влажного

сжатого воздуха по тормозной системе грузового состава была составлена инженерная методика расчета этого процесса с помощью конечно-разностного метода решения задачи нестационарного теплообмена с фазовым переходом, которая позволяла определять количество выделившегося конденсата по длине состава в зависимости от значений дневной и ночной температур атмосферного воздуха. Влагосодержание сжатого воздуха в главных резервуарах локомотива определялось по дневной температуре атмосферного воздуха, а начальная температура стенок приборов пневмотормозов принималась равной ночной температуре.

Конечно-разностная модель процесса выпадения конденсата из сжатого воздуха в воздухораспределителях грузового состава основывалась на следующих уравнениях.

Уравнение 1-го начала термодинамики для процесса наполнения одного (/,-)того присоединенного объема, представляющего собой тормозные приборы грузового вагона:

$$kRT_{Bx}^i G_{Bx}^i d\tau - kRT_B^i G_i d\tau - (k-1) \cdot \alpha_{cr} \cdot F_{cr} (T_B^i - T_{cr}^i) d\tau = V_i dP_i \quad (18)$$

Уравнение состояния воздуха внутри объема тормозных приборов:

$$P_i V_i = R \left[ m_0 + \int_0^{\tau} (G_{Bx}^i - G_i) d\tau \right] \cdot T_B^i, \quad (19)$$

где  $m_0$  - начальная масса воздуха в тормозных приборах, кг.

Уравнение теплового баланса для тормозных приборов /,-)того вагона:

$$M_{cr} c_{cr} \frac{dT_{cr}^i}{d\tau} = \alpha_{cr} F_{cr} (T_B^i - T_{cr}^i). \quad (20)$$

Уравнение расхода воздуха на входе в присоединенный объем для адиабатического процесса втекания:

$$G_{Bx}^I = F_B \frac{P_{M_i}}{R \cdot T_{Bx}^I} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} R \cdot T_{Bx}^I \left( \sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \quad (21)$$

где  $F_B$  - площадь отверстия, через которое осуществляется зарядка тормозной системы вагона,  $m^2$ ;  $\sigma = \frac{P_i}{P_M}$  - отношение давлений, ограниченное

величиной критического перепада  $\sigma \geq \sigma_{кр} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ .

Зависимость давления от длины состава, предложенная В.Г. Иноземцевым:

$$P_M = P_0 \cdot \text{EXP}(-0,045 \cdot L^3), \quad (22)$$

где  $L$  - длина состава от локомотива до  $i$ -того вагона, км.

Уравнение баланса теплоты для пневмомагистрали состава от локомотива до  $i$ -того вагона:

$$C_p \cdot T_0 \cdot G_0 = C_p \cdot T_{Bx}^I \left( G_0 - \sum_{j=0}^{j=i-1} G_{Bx}^I \right) + C_p \cdot \sum_{j=0}^{j=i-1} T_{Bx}^I \cdot G_{Bx}^I + \alpha_{ст} \cdot \pi D_M \cdot 1000 \cdot \sum_{j=0}^{j=i-1} \ell_j \cdot (T_{Bx}^I - T_M^I). \quad (23)$$

Аналоговая модель этого процесса (рис. 14), настраиваемая по конечно-разностной модели, допускает дополнение ее аналоговой моделью устройства осушения сжатого воздуха и определение эффективности данного осушения.

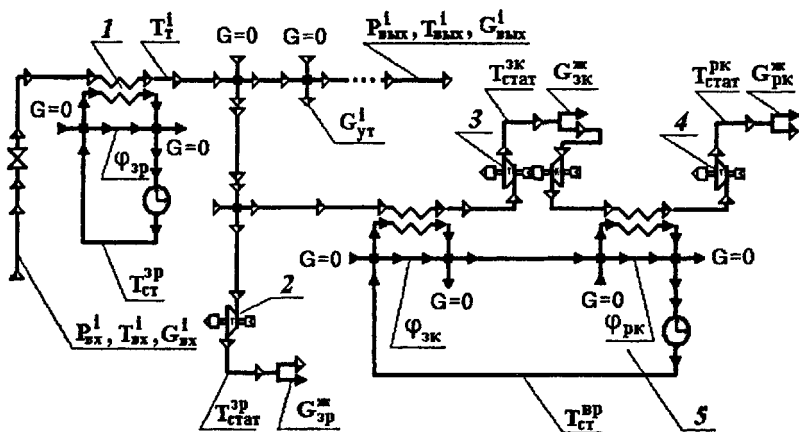


Рис. 14 Модель прохождения сжатого воздуха по тормозной системе грузового состава: 1 - контур, учитывающий теплообмен в тормозной магистрали; 2 - модель втекания воздуха в запасной резервуар; 3 - модель втекания воздуха в золотниковую камеру; 4 - модель втекания воздуха в рабочую камеру; 5 - контур, учитывающий теплообмен в воздухораспределителе

**В пятой главе** представлены приложения метода не прямой термодинамической аналогии в экономических расчетах при обосновании эффективности внедряемой новой техники.

Для задачи охлаждения электронных шкафов станков с ЧПУ выполнено сравнение аналоговой модели компрессора и комбинированной вихревой трубы, состоящей из активной и пассивной вихревых труб и двух эжекторов, с бытовым кондиционером. Данная модель позволила подобрать геометрические размеры устройств и их оптимальные режимы работы, а также сравнить различные способы охлаждения электронных шкафов станков с ЧПУ по затрачиваемой электрической мощности. Выявлено снижение расходов на кондиционирование с помощью комбинированной вихревой трубы на 16% по сравнению с использованием бытового кондиционера.

С помощью метода непрямой термодинамической аналогии обоснована необходимость осушения сжатого воздуха на локомотиве и возможность использования для этой цели вихревых циклонов.

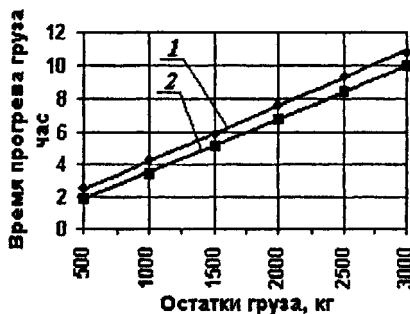
Аналоговая модель процесса прохождения влажного сжатого воздуха по тормозной системе грузового состава (рис. 14) позволила выявить атмосферные условия (значения дневной и ночной температур атмосферного воздуха), приводящие к опасности образования ледяных пробок в воздухораспределителях усл. №270-005-1 и усл. №483М.

Совмещение аналоговой модели циклона и модели прохождения сжатым воздухом тормозной системы грузового состава позволяет определить необходимый перепад давления на циклоне и вызванные этим дополнительные затраты энергии на локомотиве.

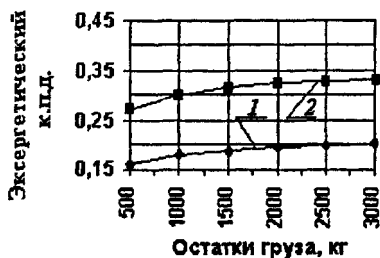
Используя данные аналоговые модели, проведено сравнение экономической эффективности следующих способов осушения сжатого воздуха на локомотиве: с помощью трех различных модификаций вихревого циклона, с помощью пеноникелевого фильтра и с помощью двухсорбционной силикагелевой системы. Определены затраты этих способов в виде увеличения времени работы компрессора, а также в энергетическом и денежном выражении. Показано, что применение на локомотиве для осушения сжатого воздуха вихревого циклона экономичнее в 4,7 раза двухсорбционной силикагелевой системы.

С помощью метода непрямой термодинамической аналогии определен экономический эффект от внедрения установки для разогрева и слива остатков загустевающих грузов из цистерн, образующийся за счет повышения теплотворной способности разогретых без обводнения и слитых остатков нефтепродуктов, а также за счет уменьшения потребного количества теплоты на разогрев застывших нефтепродуктов. Сравнение результатов расчета модели данной установки (рис. 13) и аналоговой модели процесса

пропарки цистерны (рис. 12) выявляет экономию времени (рис. 15 а) и эксергии (рис. 15 б) при разогреве застывших нефтепродуктов.



а)



б)

Рис. 15 Зависимости а) времени прогрева мазута и б) эксергетического КПД от массы остатков груза в цистерне: 1 - процесс пропарки; 2 - процесс разогрева с помощью установки без обводнения

За счет уменьшения расхода пара в предложенной установке на 26,7%, а также снижения времени разогрева остатков нефтепродукта в цистерне на 10,7% потребное количество тепла при применении установки уменьшается на 34,5% по сравнению с пропаркой.

Результаты пятой главы показывают применимость метода непрямой термодинамической аналогии для целей сравнения различных теплотехнических процессов и устройств по затратам эксергии и экономической эффективности.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Предложен новый метод (непрямой термодинамической аналогии) моделирования процессов теплопереноса с помощью идеальных термодинамических элементов, основанный на качественной аналогии процессов в турбулентных пульсациях и в цепочках из адиабатных турбокомпрес-

соров, идеальных прямоточных теплообменников, изотермических дросселей и других идеальных термодинамических элементов. Качественная аналогия реальных процессов тепломассопереноса и идеальных процессов в ограниченном наборе термодинамических элементов позволяет описывать широкий круг процессов тепломассопереноса, в том числе с фазовыми переходами рабочего тела.

2. Разработан программный комплекс автоматизированного моделирования теплообменных и газодинамических устройств, а также теплотехнических процессов по методу непрямой аналогии, использующий возможности визуального программирования. Панель инструментов данного комплекса представляет собой набор идеальных термодинамических элементов, каждый из которых вызывает подпрограмму расчета выходных параметров элемента по входным параметрам. При соединении нескольких элементов между собой создается программа, предусматривающая передачу данных с выхода первого элемента на вход последнего.

3. Предложены аналоговые модели различных газодинамических и теплообменных аппаратов: модели вихревых труб (противоточной, прямоточной, с дополнительным потоком), позволяющие рассчитывать их температурные характеристики, в том числе на режиме реверса, а также с учетом влажности сжатого газа со среднеквадратичной погрешностью 2,5%; модель вихревого циклона, позволяющая рассчитывать эффект осушения сжатого газа, вызванного акустическими колебаниями, со среднеквадратичной погрешностью 4,2%; модель газового эжектора, позволившая уточнить выражение адиабатного КПД для режима с нулевым коэффициентом эжекции; модель барботажного аппарата, позволяющая учитывать нестационарный процесс теплообмена между паром (газом) и жидкостью.

4. Получены экспериментальные данные, показывающие влияние внешних акустических колебаний на тепломассообменные процессы в газо-

динамических и теплообменных аппаратах: на процесс выпадения конденсата из влажного сжатого воздуха в вихревом циклоне (на режиме акустического резонанса степень осушения сжатого воздуха повышалась на 7%); на процессы теплообмена в барботажном аппарате между газом и жидкостью, а также между жидкостью и стенкой (озвучивание газожидкостной смеси с удельной мощностью акустических колебаний  $0,06 \text{ Вт/м}^2$  с частотой колебаний 300 Гц повышало коэффициенты теплоотдачи на 6...20%).

5. С помощью аналоговой модели оптимизированы режимы работы газодинамических аппаратов (вихревая труба, эжектор), применяемых для охлаждения электронных шкафов станков с ЧПУ. Показана экономическая эффективность данного способа охлаждения по сравнению с парокompрессионным кондиционером. Кондиционирование одного электронного шкафа ПМФ4 станка ИР-500 с помощью комбинированной вихревой трубы требует денежных затрат на 16% меньше, чем при использовании парокompрессионной холодильной машины.

6. Разработана аналоговая модель прохождения влажного сжатого воздуха по тормозной системе грузового состава. Исследование модели позволило установить величину исходной влажности сжатого воздуха, приводящую к забиванию воздухораспределителей усл. №270-005-01 и №483М ледяными пробками и установить обоснованные требования к системе осушения сжатого воздуха на локомотиве. Предложены новые конструктивные решения устройств осушения и контроля влажности сжатого воздуха, подаваемого в тормозную магистраль подвижного состава. Показана экономическая эффективность предложенных технических решений по сравнению с двухсорбционной силикагелевой системой, заключающаяся в уменьшении затрат мощности компрессора на 2,18 кВт на одной локомотивной секции.

7. Разработаны аналоговые модели процесса пропарки цистерны и процесса разогрева загустевшей жидкости в цистерне без обводнения. Пред-



ложено устройство разогрева и слива из железнодорожной цистерны затвердевающих нефтепродуктов без обводнения. Показана экономическая эффективность предложенного устройства, заключающаяся в уменьшении расхода пара на 26,7%, в снижении времени разогрева остатков нефтепродукта в цистерне на 10,7%, в уменьшении потребного количества тепла по сравнению с пропаркой на 34,5%.

## СПИСОК РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Балалаев А.Н., Волов В.Т. Приближенный расчет вихревого вакуум-насоса / Вопросы прикладной механики в авиационной технике. Куйбышевский авиац. ин-т. - Куйбышев, 1981. - С. 226-236. - Деп. в ВИНТИ 12.03.82 №1210-81.
2. Балалаев А.Н. Применение вариационных принципов при расчете расходных характеристик вихревой трубы / Куйбышевский авиац. ин-т. - Куйбышев, 1982. - 12 с. - Деп. в ВИНТИ 28.12.82 №6382-82.
3. А. с. СССР 1019114, МКИ<sup>3</sup> F 04 F 5/42. Вихревой эжектор / А.Н. Балалаев, А.П. Меркулов, А.Ю. Цыбров. - № 3393676/25-06; Заявлено 01.02.82; Опубл. 23.05.83, Бюл. № 19 // Открытия. Изобретения. - 1983. - № 19. - С. 95.
4. А. с. СССР 1041768, МКИ<sup>3</sup> F 04 F 5/42. Вихревой эжектор / А.Н. Балалаев, А.Б. Бобков, Г.С. Изаксон. - № 3402278/25-06; Заявлено 03.03.82; Опубл. 15.09.83, Бюл. № 34 // Открытия. Изобретения. - 1983. - № 34. - С. 128.
5. Балалаев А.Н., Цыбров А.Ю. Турбулентный пограничный слой вращающегося сжимаемого газа на неподвижном основании / Труды 2-ой научно-технической конференции молодых ученых и специалистов Куйбышевского авиационного ин-та в 5-ти частях. Ч. 2 // Куйбышев, 1983. - С. 96-106. - Деп. в ВИНТИ 2.01.84, №6-84.
6. А. с. СССР 1101633, МКИ<sup>3</sup> F 25 В 9/02. Вихревая труба / А.Н. Балалаев, А.Б.

- Бобков, А.П. Меркулов. - № 3590684/23-06; Заявлено 12.05.83; Опубл. 07.07.84, Бюл. № 25 // Открытия. Изобретения. - 1984. - № 25. - С. 96.
7. Балалаев А.Н. Расчет вращающегося потока невязкого сжимаемого газа на начальном участке радиально-щелевого диффузора / Куйбышевский авиац. ин-т. - Куйбышев, 1983. - 10 с. - Деп. в ВИНТИ 09.01.84 №287-84.
  8. Балалаев А.Н., Вилякин В.Е. Полуэмпирический метод расчета самовакумирующейся вихревой трубы / Куйбышевский авиац. ин-т. - Куйбышев, 1984. - 19 с. - Деп. в ВИНТИ 05.09.84 №6079-84.
  9. Балалаев А.Н., Цыбров А.Ю. Влияние торцевого пограничного слоя на эффективность работы вихревой трубы / Материалы 4 Всесоюзн. научн.-техн. конф. // Вихревой эффект и его применение в технике. - Куйбышев: КуАИ, 1984. - С. 33-38.
  10. Балалаев А.Н. Экспериментальное определение расходных характеристик вихревых устройств / Куйбышевский авиац. ин-т. - Куйбышев, 1984. - 9 с. - Деп. в ВИНТИ 04.02.85 №954-85.
  11. Балалаев А.Н., Цыбров А.Ю. Расчет турбулентного сжимаемого пограничного слоя на диафрагме вихревой трубы / Труды 3-ей научно-технической конференции молодых ученых и специалистов Куйбышевского авиационного ин-та // Куйбышев, 1985. - С.31-38. - Деп. в ВИНТИ 25.03.85, №2077-85.
  12. А. с. СССР 1138618, МКИ<sup>4</sup> F 25 В 9/02. Вихревая труба / А.Н. Балалаев, А.Л. Меркулов, Е.В. Лаврова, А.Ю. Цыбров. - № 3665949/28-06; Заявлено 24.11.83; Опубл. 07.02.85, Бюл. № 5 // Открытия. Изобретения. - 1985. - № 5. - С. 122.
  13. А. с. СССР 1139903, МКИ<sup>4</sup> F 04 F 5/42. Вихревой эжектор / А.Н. Балалаев, В.Г. Шуреков. - № 3666032/25-06; Заявлено 24.11.83; Опубл. 15.02.85, Бюл. № 6 // Открытия. Изобретения. - 1985. - № 6. - С. 109-110.
  14. А. с. СССР 1177613, МКИ<sup>4</sup> F 25 В 9/02. Вихревой энергоразделитель /

- А.Н. Балалаев, АЛ. Меркулов, А.Ю. Цыбров. - № 3761237/23-06; Заявлено 25.06.84; Опубл. 07.09.85, Бюл. № 33 // Открытия. Изобретения. - 1985.-№33.-С. 142.
15. Балалаев А.Н., Меркулов А.П., Цыбров А.Ю. Влияние отсоса пограничного слоя на эффективность работы вихревой трубы. - Изв. вузов. Сер. Авиационная техника. -1985. - №1. - С. 9-12.
16. Балалаев А.Н. Расходные характеристики вихревых труб / Труды 4-й научно-технической конференции молодых ученых и специалистов Куйбышевского авиационного ин-та. - Куйбышев, 1986. - С.30-37. - Деп. в ВИНТИ 23.01.86 №4820-В86.
17. Балалаев А.Н. Влияние режимов работы вихревых устройств на их расходные характеристики / Материалы 5 Всесоюзн. научн.-техн. конф. // Вихревой эффект и его применение в технике. - Куйбышев: КуАИ, 1988. - С. 38-42.
18. А. с. СССР 1384838, МКИ<sup>4</sup> F04 F 5/42. Вихревой эжектор / А.Н. Балалаев, А.Б. Бобков, Т.С. Изаксон. - № 4166035/25-06; Заявлено 03.11.86; Опубл. 30.03.88, Бюл. № 12 // Открытия. Изобретения. - 1988. - № 12. - С. 133.
19. Балалаев А.Н., Князев А.Е. Моделирование вихревого эффекта с помощью идеальных элементов / Самарский политехи, ин-т. Самара, 1989.- 13 с. - Деп. в ВИНТИ 22.12.89, №7593-В89.
20. Балалаев А.Н., Князев А.Е. Расчет комбинированной вихревой трубы с помощью идеальных элементов / Самарский политехи, ин-т. - Самара, 1991. -13 с. - Деп. в ВИНТИ 22.12.89, №1747-В91.
21. Балалаев А.Н., Князев А.Е. Сравнение моделей различных вихревых труб в идеальных элементах / Самарский политехи, ин-т. - Самара, 1991.-12 с. - Деп. в ВИНТИ 14.11.91, №4475-В91.
22. А. с. СССР 1728597, МКИ<sup>5</sup> F 25 В 9/02. Вихревая труба / А.Н. Балалаев, А.Б. Бобков, А.Е. Князев. - № 4824844/06; Заявлено 14.05.90; Опубл. 23.04.92, Бюл. № 15 // Изобретения. - 1992. - № 15. - С. 154.

23. Балалаев А.Н., Князев А.Е. Вихревой циклон повышенной эффективности / Межвузовский сборник научных трудов // Исследование математических моделей технологических систем железнодорожного транспорта. - Самара: СамИИТ, 1992. - Вып.6.-С.78-82.
24. Балалаев А.Н., Волов В.Т. Математическая модель газового эжектора / Межвузовский сборник научных трудов // Разработка и исследование математических моделей технологических систем железнодорожного транспорта. - Самара: СамИИТ, 1993. - Вып. 8. - С. 14 - 18.
25. А. с. СССР 1766526, МКИ<sup>5</sup> В 04 С 5/103. Циклонный сепаратор / В.А. Баннов, А.Н. Балалаев, А.Е. Князев, М.М. Левинсон. - № 4872090/06; Заявлено 16.08.90; Оpubл. 07.10.92, Бюл. № 37 // Изобретения. - 1992. - № 37. - С. 34.
26. Пат. РФ 2019776, МКИ<sup>5</sup> F 25 В 9/02. Вихревая труба / А.Н. Балалаев, А.Е. Князев, В.Д. Нуяндин. - № 5061583/06; Заявлено 07.09.92. Оpubл. 15.09.94; Приоритет 07.09.92 // Изобретения. - 1994. - № 17. - С. 128.
27. Пат. РФ 2071839, МКИ<sup>6</sup> В 04 С 5/103. Циклон / А.Н. Балалаев. - № 93053671/26; Заявлено 23.11.93; Оpubл. 20.01.97; Приоритет 23.11.93 // Изобретения. - 1997. - № 2. - С. 138-139.
28. Пат. РФ 2116120, МКИ<sup>6</sup> В 01 D 51/08, В 04 С 5/00. Циклон / А.Н. Балалаев, А.Г. Тюрин. - № 97113572/25; Заявлено 22.07.97; Оpubл. 27.07.98; Приоритет 22.07.97 // Изобретения. - 1998. - № 21 (II ч.). - С. 198.
29. Балалаев А.Н., Волов В.Т., Карташов Н.И., Князев А.Е. Очистка сжатого воздуха для тормозной системы грузовых вагонов / Труды 1-ой междунар. научно-практ. конф. // Безопасность транспортных систем - Самара: Региональное Волжское отд. МАНЭБ, 1998. - С.47-50.
30. Карташов Н.И., Лисевич Т.В., Балалаев А.Н. Влияние системы подготовки сжатого воздуха на надежность тормозной системы вагонов / Труды 1-ой междунар. научно-практ. конф. // Безопасность транспортных систем - Самара: Региональное Волжское отд. МАНЭБ, 1998. - С. 114 - 115.

31. Балалаев А.Н., Карташов Н.И., Тюрин А.Г. Очистка сжатого воздуха на автоконтрольных пунктах депо / Межвузовский сборник научных трудов // Вопросы научно-технического прогресса на железнодорожном транспорте. Самара: СамИИТ, 1998. -Выпуск 14. -С. 99-102.
32. Балалаев А.Н. Испытания вихревого циклона, предложенного для очистки и осушки сжатого воздуха / Межвузовский сборник научных трудов // Экономика, эксплуатация и содержание железных дорог в современных условиях.- Самара: СамИИТ, 1999.- Вып. 17.- С. 166-169.
33. Пат. РФ 2169362, МКИ<sup>7</sup> G 01 N 25/66. Способ измерения влажности газов / А.Н. Балалаев, Н.И. Карташов. - № 99115816/28; Заявлено 19.07.99; Опубл. 20.06.01; Приоритет 19.07.99 // Изобретения. Полезные модели. - 2001. -№17(Пч.).-С.291.
34. Балалаев А.Н., Больнов Д.А., Карташов Н.И., Ковалкин Ю.П. Влияние влажности сжатого воздуха на вероятность отказа пневмотормозов в зимнее время / Межвузовский сборник научных трудов // Повышение эффективности работы железнодорожного транспорта. - Самара: СамИИТ, 2000.- Вып.20. Часть 1.- С. 169-173.
35. Балалаев А.Н. Моделирование вихревого циклона с помощью идеальных элементов // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. - 2000. - № 3.- С. 36-40.
36. Балалаев А.Н. Моделирование работы вихревой трубы на влажном воздухе // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. - 2001. - № 6.- С. 25-31.
37. Свид. РФ на полезную модель № 24401, МКИ<sup>7</sup> В 04 С 5/103. Циклон / А.Н. Балалаев, М.А. Паренюк. - № 2002100854/20; Заявлено 08.01.02; Опубл. 10.08.02; Приоритет 08.01.02 // Изобретения. Полезные модели. - 2002. -№22(Шч.).-С.617.
38. Свид. РФ на полезную модель №29917, МКИ<sup>7</sup> В65D90/30. Установка для сокращения потерь легкоиспаряющейся жидкостей при сливе ее из емкости / Балалаев А.Н., Паренюк М.А. - № 2002132140/20; Заявлено

- 04.12.02; Опубл. 10.06.03; Приоритет 04.12.02 // Изобретения. Полезные модели. - 2003. - №16 (III ч.). - С. 607.
39. Пат. РФ на полезную модель № 32766, МКИ<sup>7</sup> В 65 D 88/74. Установка для разогрева и слива загустевающих жидкостей из железнодорожных цистерн / А.Н. Балалаев, М.А. Паренюк. - № 2003117155/20; Заявлено 09.06.03; Опубл. 27.09.03; Приоритет 09.06.03 // Изобретения. Полезные модели. - 2003. - № 27 (IV ч.). - С. 670-671.
40. Балалаев А.Н., Паренюк М.А. Повышение эффективности слива остатков загустевающих грузов из цистерн в зимнее время / Тезисы докл. науч.-практ. конф. СамГАПС 5-6 марта 2003 г. // Вклад ученых вузов в научно-технический прогресс на железнодорожном транспорте. - Самара: СамГАПС, 2003.-С. 30-31.
41. Балалаев А.Н. Выбор оптимальной схемы установки для конденсации и утилизации паров нефтепродуктов после слива их из цистерн // Известия Самарского научного центра РАН, 2003, специальный выпуск «Проблемы транспорта».- Самара, 2003. - С. 100-105.
42. Балалаев А.Н. Математическая модель газового эжектора на основе идеальных элементов // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. - 2003. - № 9.- С. 21-28.
43. Балалаев А.Н., Волошко Г.Л., Минаев Б.Н. Экспериментальное исследование сепарационного циклона / Самарская гос. акад. путей сообщ. - Самара, 2003. - 8 с. - Деп. в ВИНТИ 15.10.2003, №1809-В2003.
44. Балалаев А.Н., Волошко Г.П., Минаев Б.Н. Исследование работы вихревых труб при различной влажности сжатого воздуха / Самарская гос. акад. путей сообщ. - Самара, 2003. - 10 с. - Деп. в ВИНТИ 15.10.2003, №1810-В2003.
45. Балалаев А.Н., Варганов Д.П., Паренюк М.А. Экспериментальное исследование теплоотдачи в барботажном аппарате / Самарская гос. акад. путей сообщ. - Самара, 2003. -11 с. - Деп. в ВИНТИ 12.11.2003, №1945-В2003.

46. Балалаев А.Н., Лисевич Т.В., Паренюк М.А. Эксергетический анализ различных методов слива загустевающих жидкостей из цистерн / Самарская гос. акад. путей сообщ. - Самара, 2003. - 13 с. - Деп. в ВИНТИ 17.12.2003, N% 2195-B2003.
47. Балалаев А.Н. Моделирование газодинамических аппаратов и теплотехнических процессов железнодорожного транспорта: Научное издание. - Самара: Изд-во СамГАПС, 2004. - 193 с.
48. Балалаев А.Н., Лисевич Т.В., Паренюк М.А. Пути повышения экологической безопасности на промывочно-пропарочных станциях / Труды Международ. научно-практ. конф. // Безопасность и логистика транспортных систем. - Самара: СамГАПС, 2004. - Часть 1. - С. 178 - 180.
49. Свид. об официальной регистрации программы для ЭВМ №2004610876. Расчет эффекта конденсации в вихревом циклоне / А.Н. Балалаев, М.А. Паренюк. - № 2004610332; Заявлено 17.02.04; Зарег. 12.04.04 в Реестре программ для ЭВМ.
50. Свид. об официальной регистрации программы для ЭВМ №2004610877. Расчет характеристик различных вихревых труб / А.Н. Балалаев, М.А. Паренюк. - № 2004610333; Заявлено 17.02.04; Зарег. 12.04.04 в Реестре программ для ЭВМ.

№ 18248

РНБ Русский фонд

2005-4  
12575

**Балалаев Анатолий Николаевич**

МЕТОД НЕПРЯМОЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ АНАЛОГИИ  
ПРИ РАСЧЕТЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА

Специальность 05.14.04. - «Промышленная теплоэнергетика»

---

Подписано в печать - *07.09.04.*

Формат 60x84/16

Объем *3,0* п.л.

Заказ № *529*

Тираж 100 экз.

---

127994, Москва, ул. Образцова, 15

Типография МИИТа