

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ЛУГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ВЛАДИМИРА ДАЛЯ

На правах рукописи

Ажиппо Александр Генрихович

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ
СЕКЦИОННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ
СИЛОВЫХ УСТАНОВОК**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы
(по отраслям)

АВТОРЕФЕРАТ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Луганск – 2021

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего образования Луганской Народной Республики «Луганский государственный университет имени Владимира Даля»

Научный руководитель: **Замота Тарас Николаевич**
доктор технических наук, доцент,
государственное образовательное учреждение
высшего образования ЛНР «Луганский государственный университет имени Владимира Даля», доцент кафедры автомобильного транспорта

Официальные оппоненты: **Паламарчук Николай Владимирович**
доктор технических наук, профессор,
государственная образовательная организация
высшего профессионального образования ДНР
«Донецкий институт железнодорожного транспорта», заведующий кафедрой подвижного состава железных дорог

Левченко Эдуард Петрович
кандидат технических наук, профессор, государственное образовательное учреждение высшего образования ЛНР «Донбасский государственный технический институт», профессор кафедры прикладной гидромеханики

Ведущая организация государственное образовательное учреждение высшего образования ЛНР «Луганский государственный аграрный университет»

Защита состоится «25» марта 2022 года в 10⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 001.007.01 на базе ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ» по адресу: г. Алчевск, пр. Ленина, 16 (главный корпус), конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ» в читальном зале по адресу: г. Алчевск, ул. Ленинградская, 45-а, библиотека.

Автореферат разослан «___» _____ 2022 года

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук,
доцент



Евгений Сергеевич Смекалин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Повышение эффективности силовых установок с двигателями внутреннего сгорания целесообразно достигнуть разработкой секционных теплообменных аппаратов. Сокращение непродуктивных потерь при теплоотводе в системы двигателя – один из путей повышения коэффициента полезного действия (КПД) двигателя до 50%. В настоящее время этот показатель достигает в лучшем случае 42%, а средний – не превышает 35%.

Для развитых проходных сечений межтрубных пространств коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает общий коэффициент теплопередачи в аппарате. Для тепловозных охладителей масла коэффициенты теплопередачи k имеют значения от 134 до 720 Вт/м²·К при значительных геометрических размерах (длина аппаратов – 1,8 – 1,9 метра и массе 610 – 915 кг, из них меди 313 – 547 кг). Дальнейшее развитие теплообменных аппаратов требует повышения коэффициента теплопередачи k и снижения их массогабаритных параметров.

Эффективность существующих конструкций теплообменных аппаратов оценивают с помощью комплексных показателей эффективности $k \cdot F/V$, $k \cdot F/G$ (отношение теплоотдачи к массе и объему трубного пучка). Ребристые трубчатые теплообменники наиболее эффективны в условиях, когда коэффициенты теплоотдачи по обеим сторонам различаются, но практически одного порядка, что в наибольшей мере свойственно водомасляным теплообменникам. Существующие значения коэффициентов теплоотдачи α_2 при нагревании и охлаждении масел – 200 – 1500 Вт/м²·К, при нагревании и охлаждении воды α_1 500 – 10000 Вт/м²·К. Диапазоны значений комплексных показателей эффективности конструкций с плотными пучками труб $k \cdot F/V$, $k \cdot F/G$ составляют 100 – 150 кВт/м³·К и 50 – 80 Вт/К·кг, соответственно. Повышение эффективности теплообменных аппаратов возможно интенсификацией процесса теплообмена подбором рациональных параметров оребрения и схемы компоновки ребристых трубных пучков в секцию. Разработка методики расчета позволит определить параметры секции теплообменных аппаратов из оребренных труб. Решение этих задач представляет важную теоретическую и экспериментальную задачу и определяет данную работу как **актуальную**.

Степень разработанности темы. В настоящее время конструкции теплообменных аппаратов вязких жидкостей рассчитываются с учетом двух основных направлений исследований: первого, который базируется на испытаниях натуральных образцов теплообменников (методики Государственного Крыловского научного центра и ВНИКТИ), при этом отсутствуют предварительное теоретическое обоснование протекающих процессов, что снижает точность получаемых результатов; и второго, основанного на зависимостях, полученных для строго поперечного омывания

трубного пучка с введением целого ряда поправок на несовершенство омывания теплопередающей поверхности в натуральных теплообменниках (исследования МИИТа, Невского машиностроительного завода и ученых: П.И. Бажана, А.А. Жукаускаса, А.А. Шланчяускаса, а также зарубежных исследователей: Р.И. Белла, Д.Е. Бриггса из университета г. Делавера), что также приводит к значительным погрешностям. Область применения методик расчета зависит от универсальности исходных формул, достоверности и универсальности поправочных коэффициентов. Поэтому методики расчета и этого направления не всегда дают необходимую точность. Кроме того, ряд из них, даже при условии обеспечения заявленной авторами точности, отличаются неоправданной сложностью, которая усложняют и удорожают выполнение расчета.

Подавляющее большинство опубликованных работ относятся к области течения газов, в то же время количество исследований, посвященных изучению теплоотдачи пучка оребренных труб в поперечном потоке вязкой жидкости, ограничено.

В существующих теплообменных аппаратах силовых установок с гладкими трубами по-настоящему не решена проблема теплоотвода и эти аппараты отличаются значительными размерами при низких значениях показателей эффективности (коэффициента теплопередачи и как следствие тепловой мощности).

Проблемам применения топлив при низких температурах и совершенствования систем питания комплексами топливоподготовки (в частности подогревом топлива), являющихся их важным компонентом, посвящены труды многих ученых: В.А. Андреева, М.И. Браславского, И.В. Володина, В.Ф. Ермакова, В.А. Камаева, А.Н. Кинцака, Б.Ф. Коробова, Ю.А. Куликова, С.В. Никитина, А.Г. Фофанова, Е.Б. Чертока, Б.А. За рубежом вопросом подогрева топлива занимались тепловозостроительные фирмы ALCO, GE, EMD и др., а также ученые М. Дж. Торниайнен, Дж. П. Шоукросс, Р. Деглорар.

Основным недостатком применяемых конструктивных схем является подогрев топлива только на сливной ветви системы питания. Экспериментальные эксплуатационные исследования тепловоза 2ТЭ116 на БАМе Е.Б. Чертоком (ВНИКТИ) показали недостаточную тепловую эффективность серийного топливоподогревателя, что приводит к нестационарному тепловому состоянию топлива в баке и его застыванию. Таким образом, следует констатировать несоответствие серийной системы топливоподогрева существующим требованиям.

Проведенный анализ подтверждает актуальность разработки конструкции теплообменных аппаратов и систем силовых установок позволяющих обеспечить требуемые характеристики систем силовых установок.

Объектом исследования являются процессы течения жидкостей, разделенных стенкой, в каналах сложной формы секционных теплообменных аппаратов силовых установок с рекуперацией тепловой энергии.

Предметом исследования являются закономерности теплообмена при течении теплоносителей в каналах сложной формы и особенности конструкции секционных теплообменных аппаратов силовых установок.

Цель исследования. Целью работы является разработка конструкции секционных теплообменных аппаратов на основе установленных закономерностей теплообмена в пучках оребренных труб.

Для достижения поставленной цели должны быть решены следующие **основные задачи исследования**:

- рассмотреть особенности теплоотдачи в существующих конструкциях теплообменных аппаратов;
- разработать методику численного решения задачи теплообмена, учитывающего особенности течения теплоносителя в трубах и межтрубном пространстве и обосновать точность этого решения;
- экспериментально проверить методику численного решения задачи теплообмена, ее адекватность, на основании чего выбрать рациональные варианты компоновки теплообменного аппарата;
- провести испытания разработанной методики и конструкции теплообменного аппарата, разработать рекомендации для систем силовых установок и передать их в производство;
- оценить технико-экономическую эффективность внедрения.

Научная новизна предложенных конструктивных решений:

- обоснована математическая модель процесса теплообмена в теплопоподогревателе при внутритрубном течении горячего теплоносителя с внутренней винтовой прокаткой, впервые численно учитывающая интенсификацию теплообмена внутренней винтовой поверхностью.
- теоретически доказано и практически подтверждено, что предложенная схема компоновки пучка труб с сегментными перегородками позволяет осуществить переход от ламинарного режима течения к турбулентному, что повышает эффективность теплообмена на 17% по теплоотдаче со стороны воды и на 39% теплосъема со стороны топлива.
- теоретически обоснованы параметры конструкции секционного теплообменного аппарата, обеспечивающие турбулентный режим течения теплоносителей, что способствует повышению тепловой эффективности теплообменных аппаратов на 20 – 39%.

Теоретическая и практическая значимость работы. Разработанная универсальная методика численного моделирования задачи теплообмена для пучков оребренных труб, впервые учитывающая особенности течения теплоносителя в межтрубном пространстве и повышающая точность расчета.

Дано обоснование выбора характерного размера для критериального уравнения в виде диаметра трубы, несущей оребрение $d_{нт}$ и нового безразмерного комплекса в виде отношения величин проходных сечений между сечением в межреберном пространстве f_p и сечения между вершинами ребер соседних труб $f_{ш}$ в критериальных уравнениях теплоотдачи.

Теоретически обосновано преимущество турбулентного режима течения теплоносителей в каналах теплообменного аппарата, что повышает тепловую эффективность и уменьшает массу и габариты. Установлено влияние соотношения геометрических характеристик пучка труб топливopодогpевателя на его энергетическую эффективность.

Предложены и запатентованы новая схема компоновки пучка труб в теплообменном аппарате и системы питания двигателя внутреннего сгорания.

Практическая значимость заключается в том, что разработанная конструкция топливopодогpевателя имеет меньшую массу в 4,8 раза и габаритные размеры в 3 раза при большей на 20 – 39% теплоотдаче.

Предложена секционная схема топливopодогpева транспортных средств для экстремальных погоднo-климатических условий с теплообменником из ребристотрубных пучков, снабженная электромагнитным клапаном для обеспечения «тонкой» регулировки расхода и уровня подогpева топлива.

Разработанная методика расчета является универсальной и применима для проектирования теплообменных аппаратов подобной конструкции.

Годовой экономический эффект от внедрения в производство секционного топливopодогpевателя составляет 20170 рублей на одну секцию тепловоза.

Методология и методы исследования. Обоснованность, достоверность и точность результатов исследований обеспечены методологическим подходом к изучаемому объекту и предмету исследований, достаточной сходимостью результатов экспериментальных и теоретических исследований, применением апробированных методик экспериментальных исследований изысканий, и, косвенным образом, положительным опытом эксплуатации созданных устройств.

Методической основой экспериментальных исследований, проведенных на лабораторных стендах, служила методика испытаний теплообменных аппаратов. При выполнении экспериментальной части исследований использовался метод критериев подобия, планирование экспериментов, при обработке их результатов и в частности, определении их точности использовались известные методы математической статистики. Адекватность полученных зависимостей определялась при помощи критерия Фишера (экспериментальный критерий Фишера $k_{фз}=1,86$ при теоре-

тическом его значении для доверительной вероятности $P=0,95$ и объеме выборки 37 в соответствии с данными – $k_{фм}=2,02$).

При проведении теоретических исследований использовались методы теплового баланса, критериальных и дифференциальных уравнений, метод Рэлея, методы линеаризации уравнений.

Экспериментальные исследования проводились путем стендовых испытаний одиночных труб, моделей теплообменных аппаратов и образцов топливоподогревателей в лаборатории кафедры автомобильного транспорта ГОУ ВО ЛНР «ЛГУ им. В. Даля».

Положения, выносимые на защиту.

1. Турбулентный режим течения теплоносителей внутри труб топливоподогревателя является предпочтительным и обеспечивается соотношением шага и высоты выступов внутренней винтовой поверхности равным 10, что позволяет повысить теплоотдачу на 17%.

2. Конструкция нагревательного элемента с турбулентным режимом течения теплоносителя выполняется из пучка оребренных труб с разбивкой по вершинам равностороннего треугольника с соотношением шага к внутреннему диаметру трубы S/d_1 в диапазоне 2,95 – 3,00, при этом отношения диаметра оребрения, к внутреннему диаметру трубы $d_{ор}/d_{внт}$ находятся в диапазоне 2,3 – 2,4, а диаметра трубы, несущей оребрение к внутреннему диаметру трубы, $d_{нт}/d_1$ соответственно в диапазоне 1,3 – 1,34, что позволяет повысить теплоотдачу на 20 – 39% и уменьшить массу в 4,8 раза и геометрические размеры в 3 раза.

Степень достоверности и апробация результатов. Основные результаты диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на научных конференциях профессорско-преподавательского состава «ЛГУ им. В. Даля», IV международной научно-технической конференции «Проблемы развития локомотивостроения», Крым, 19-24 апреля 1993 г., VII международной научно-технической конференции «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы», Крым, Севастополь, 13-18 сентября 2004 г., XX международной научно-технической конференции «Проблемы развития рельсового транспорта», Крым, Большая Ялта, 27 сентября – 1 октября 2010 г., XXI международной научно-технической конференции «Проблемы развития рельсового транспорта», Крым, Большая Ялта, 26-30 сентября 2011 г., III международной научно-практической конференции "Проблемы развития транспортных систем и логистики", г. Евпатория, 3-8 мая 2012 г., VII международной научно-технической конференции «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств», г. Пенза, 2012 г., IV международной научно-практической конференции «Инновационные технологии на железнодорожном транспорте», г. Париж (Франция) 24-31 марта 2013 г., Одиннадцатой международной научно-практической конференции «Прогрессивные технологии в транспортных системах», г. Оренбург, 24-

26 апреля 2013 г., VIII международной научно-технической конференции «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств», г. Пенза, 21-23 мая 2014 г.

Результаты исследования реализованы на ООО «ЛУГАМАШ» и НПЦ «ТРАНСМАШ» в серийном производстве топливонагревателей и при проектировании маслоохладителей, что подтверждается соответствующими актами.

Отдельные положения диссертации используются в учебном процессе на кафедрах «Автомобильный транспорт», «Двигатели внутреннего сгорания (ДВС)», «Железнодорожный транспорт» ГОУ ВО ЛНР «ЛГУ им. В. Даля».

Публикации. По результатам выполненных исследований опубликовано 3 монографии, 19 статей (одна без соавторов) в рецензируемых научных журналах и изданиях, утвержденных ВАК РФ и ЛНР, получено 2 декларационных патента Украины и 3 патента на полезную модель. Результаты исследований опубликованы в материалах 9 научных конференций, из них 9 международных.

Структура диссертации. Работа состоит из введения, пяти разделов, выводов к разделам, заключения, списка литературы из 142 позиций, 7 приложений, рисунков и таблиц. Общий объем диссертации – 221 страниц (166 страница основной части). В разделах диссертации 17 таблиц, 74 рисунка, в том числе 50 рисунков и таблиц размещены на 18 отдельных страницах.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается выбор темы и постановка проблемы диссертации, ее актуальность. Определены объект, предмет, цель, задачи, методы исследования, научная новизна, теоретическая и практическая значимость результатов исследования и формы их апробации.

Первый раздел «Анализ методов повышения эффективности систем силовых установок совершенствованием теплообменных аппаратов» содержит 3 подраздела. В подразделе **1.1 «Анализ подходов к использованию теплообменных аппаратов»** исследовано влияние типа силовых установок на конструктивные параметры теплообменных аппаратов, а также обосновано применение отдельного типа теплообменных аппаратов и применения управления для систем силовых установок наземных транспортных средств. Подраздел **1.2 «Недостатки в проектировании теплообменных аппаратов»** посвящен изучению методик расчета теплообменных аппаратов. В нем рассмотрены две методики расчета теплообменных аппаратов. Установлено, что указанные методики, отличаются неоправданной сложностью. В подразделе **1.3 «Обзор и анализ результатов исследований тепловых и гидродинамических процессов, происходя-**

щих при вынужденном внутреннем и наружном обтекании жидкостью поверхностей труб» проведен анализ результатов исследований течения теплоносителей с рекуперацией тепловой энергии в каналах теплообменных аппаратов. Установлено, что известные зависимости имеют значительный разброс (40% и выше) по определению тепловой эффективности при одинаковых расходах для течения теплоносителей внутри труб, при высокой сходимости результатов по определению гидравлического сопротивления. Для процессов омыwania пучков зависимости имеют значительный разброс (27%).

Учитывая данные факты, следует получить зависимости теплообмена при турбулентном движении жидкостей внутри круглых труб и при наружном омывании пучков оребренных труб, полученных винтовой прокаткой. Поэтому интенсификация теплопередачи с установлением закономерностей их математического описания является актуальной научно-практической задачей.

Второй раздел «Теоретические исследования теплообменного аппарата», состоит из 3 подразделов. В подразделе «**2.1 Теоретические исследования процесса конвективного теплообмена при течении теплоносителей в теплообменном аппарате»** получены основные закономерности для расчета конвективного теплообмена при течении теплоносителей в каналах теплообменного аппарата.

Влияние геометрии винтовой поверхности на относительное приращение интенсивности теплопередачи в потоке при течении во внутреннем канале, имеющем винтовые скругленные выступы, будет определяться правочным безразмерным комплексом:

$$\varepsilon_k = \left(\left(\frac{d_1}{d_2} \right) \cdot \left(1 + \frac{h}{t} \right) \right)^{m_1 \cdot (0,005t/h)^{-1}}, \quad (1)$$

который получен автором в результате целесообразного комбинирования апробированных безразмерных факторов влияния (d_1/d_2) и (t/h) , здесь d_2 – диаметр впадин внутренней винтовой поверхности, d_1 – внутренний диаметр оребренной трубы, h – высота выступов внутренней винтовой поверхности, t – шаг оребрения.

При проведении энергетического расчета теплообменников систем силовых установок основной трудностью является определение коэффициента теплопередачи k . Это связано со сложной конструкцией поверхности теплообмена, а также с изменением температуры теплоносителей. Выражение для определения коэффициента теплопередачи пучка оребренных труб примет вид:

$$k_l = \left((F_{2p,y\partial} + F_{2n,y\partial}) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_{1y\partial}} + \frac{d_{im}}{2 \cdot \lambda_{cm} \cdot (F_{2p,y\partial} + F_{2n,y\partial})} \cdot \ln \frac{d_{im}}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot (F_{2p,y\partial} + F_{2n,y\partial})} \right) \right)^{-1}, (2)$$

где $F_{2p,y\partial}$ – удельная поверхность оребрения, $F_{2n,y\partial}$ – удельная поверхность неоребренной части, $F_{1y\partial}$ – удельная внутренняя поверхность, α_1 – коэффициент теплоотдачи при течении теплоносителя внутри трубы, λ_{cm} – коэффициент теплопроводности трубы, α_2 – коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве.

Для определения коэффициента теплоотдачи при течении теплоносителя внутри трубы с винтообразным выступом α_1 получена следующая критериальная зависимость:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_1} \cdot 0,021 \cdot Re_1^{0,76} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \left(\left(\frac{d_1}{d_2} \right) \cdot \left(1 + \frac{h}{t} \right) \right)^{3,35 \left(\frac{0,005 \cdot h}{t} \right)^{-1}} \cdot \varepsilon_{Re} \cdot \varepsilon'_{Re}, (3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Re – критерий Рейнольдса, Pr – критерий Прандтля, ε_l – коэффициент, учитывающий влияние начального участка ($\varepsilon_l = 1$ при $l/d > 50$), ε'_{Re} – коэффициент, учитывающий режим течения.

Для определения коэффициента теплоотдачи α_2 в межтрубном пространстве теплообменного аппарата получено следующее критериальное выражение:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_{im}} \cdot C_2 \cdot \left(\frac{f_{2и}}{f_{2p}} \right)^{z_2} \cdot E_p \cdot Re_2^{n_2} \cdot Pr_2^{b_2} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm}} \right)^{\chi_2} \cdot \varepsilon_{np1} \cdot \varepsilon_{np2} \cdot \varepsilon_{нов}, (4)$$

где $f_{и}$ – минимальное удельное сечение для прохода теплоносителя в щели между вершинами ребер соседних труб, f_p – минимальное удельное сечение для прохода теплоносителя в межреберном пространстве, E_p – эффективность ребристой поверхности, характерные расчетные параметры C_2 , z_2 , n_2 , b_2 , χ_2 , ω_1 , ω_2 , u , y , e – определялись экспериментально, ε_{np1} , ε_{np2} и $\varepsilon_{нов}$ – коэффициенты, учитывающие протечки и повороты теплоносителя.

В подраздел 2.2 «Математическая модель теплообменного аппарата системы питания двигателя внутреннего сгорания» приведено математическое описание процесса теплообмена. Теплообменник систем двигателя тепловоза для подогрева топлива от теплоты охлаждающей жидкости (далее воды) ДВС является топливopодогревателем. Поэтому

математическая модель теплообменного аппарата приведена в виде модели топливоподогревателя.

В общем случае математическая модель теплового расчета топливоподогревателя (рис. 1) может быть получена на основе системы дифференциальных уравнений теплопередачи и теплового баланса (по воде и по топливу), традиционных для прямо- и противоточных теплообменников.

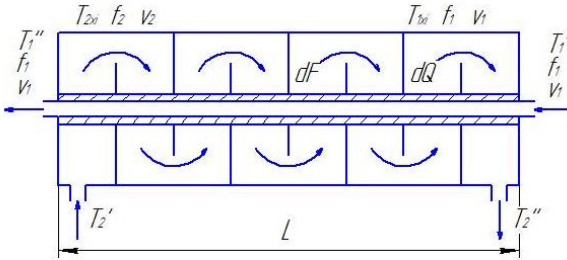


Рисунок 1 – Расчетная схема течения теплоносителей в теплообменнике

Однако, ввиду специфичности течения в топливоподогревателе (перекрестный ток, секционирование конструкции по ходу горячего теплоносителя, изменение последовательности омывания трубного пучка при переходе из

отсека в отсек) представляется целесообразным на начальном этапе расчета (при первой итерации) принять температуру топлива t_2'' постоянной при изменении температуры воды t_1 . Тогда исходная система в дифференциальной форме может быть представлена в виде:

$$\begin{cases} dQ_{li} = k \cdot (t_{li} - t_{2i}'') \cdot \varepsilon_{\Delta t} \cdot dF_{2i} \\ dQ_{li} = \rho_{li} \cdot c_{li} \cdot V_{li} \cdot dt = W_{li} \cdot dt_1, \end{cases} \quad (5)$$

где $W_{li} = \rho_{li} c_{li} V_{li}$ – воздушный эквивалент нагретой воды при данных температурных условиях i -го отсека топливоподогревателя; i_n – порядковый номер текущего отсека теплообменника (начиная с первого по ходу воды); ρ и c – плотность и теплоемкость, соответственно, k – коэффициент теплопередачи топливоподогревателя; t_{li} – температурная переменная воды в пределах i_n -го отсека (при квазипостоянной температуре нагреваемого топлива); t_{2i}'' – заданная (или рассчитанная) известная температура топлива на выходе из i_n -го отсека топливоподогревателя; для первого отсека t_{2i}'' равна температуре топлива на выходе из топливоподогревателя; $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправочный коэффициент для перекрестного тока теплоносителей; dQ_{li} – элементарное количество теплоты, переданное от горячего теплоносителя холодному (изменение энтальпии горячего теплоносителя (во-

ды)); F_{2i} – площадь оребренной наружной поверхности трубного пучка топливонагревателя в пределах i -го отсека.

В результате теплового расчета определяются тепловые показатели топливонагревателя состоящего из $i_n = m_{от}$ отсеков, в т.ч. и те, которые служат исходными данными для проведения последующего гидравлического расчета топливонагревателя: площадь поверхности теплообмена $F_2 = \sum_{i=1}^m F_{2i}$, температура воды на выходе из топливонагревателя t_1 //

количество теплоты в процессе теплообмена между водой и топливом

$Q_{1-2} = \sum_{i=1}^m Q_{1i_n}$, температуры топлива на входе в топливонагреватель

t'_2 . Процесс наращивания количества отсеков топливонагревателя продолжают до выполнения необходимого условия нагрева топлива $t_2 = 16^\circ\text{C}$.

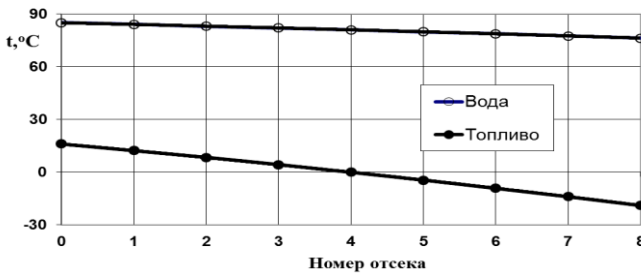


Рисунок 2 – Тепловыпад между теплоносителями по отсекам топливонагревателя

Результаты реализации представленного выше метода расчета в оболочке Microsoft Excel свидетельствуют (рис. 2), что при реальных расходах воды и топлива тепловозом с секционной мощностью 2200 кВт при температурах топлива на входе в топливонагреватель минус 10°C и воды на выходе из рубашки двигателя 85°C необходимое число отсеков топливонагревателя составило $m_{от}=8$.

При этом теплосъем с воды в топливо равен $Q_1=35000 \text{ Вт}$. Эквивалентная полученным результатам масса топливонагревателя составила 13 кг, что дает возможность сократить массу топливонагревателя в сравнении с его серийной конструкцией в 4,8 раза.

По результатам проведенных теоретических исследований получены уточненные выражения для определения тепловых и геометрических показателей топливонагревателя системы питания тепловоза.

В подразделе **2.3 «Исследования гидравлических характеристик теплообменного аппарата»** приведены результаты исследований по описанию энергетического расчета теплообменного аппарата. Представлены зависимости полных гидравлических сопротивлений внутритрубного и межтрубного пространств кожухотрубного теплообменника.

Третий раздел «Экспериментальное определение оптимальных параметров оребрения труб теплообменных аппаратов» содержит 3 подраздела. В подразделе **3.1 «Общая методика исследований»**, приведены схема экспериментального стенда и методика экспериментальных исследований.

Экспериментальные исследования пучков оребренных труб (теплообменных аппаратов) проводились на специализированном стенде в лаборатории кафедры «Автомобильный транспорт» ГОУ ВО ЛНР «ЛГУ им. В. Даля». Принципиальная схема стенда представлена на рис. 3.

Установка состоит из двух замкнутых и одного разомкнутого контуров. Движение теплоносителей в замкнутых контурах – противоточное. В состав стенда входят испытываемый теплообменник (пучки оребренных труб) *ТП*, охладитель вязкого теплоносителя *ТО*, насосы *Н1* и *Н2*, баки *Б1* и *Б2*, вентили *В11 – В17* и *В21 – В27*, расходомеры *P11*, *P12*, *P21* и *P22*, термометры *T11*, *T12* *T21* и *T22*, манометры *M11*, *M12*, *M21* и *M22*. Места измерений температур, давлений и расходов приведены на схеме. Вторичные приборы, а также схемы преобразования их электрических сигналов, сетчатые фильтры теплоносителей не показаны.

В подразделе **3.2 «Методика определения параметров оребрения труб топливоподогревателя методом математического планирования эксперимента»** в результате стендовых испытаний получено влияние геометрических параметров оребрения на эффективность поверхности теплообмена.

При этом первоочередной задачей является определения геометрических параметров (диаметр оребрения, $d_{op} - x_1$, шаг оребрения, $t_p - x_2$, средняя толщина ребра, $\delta_{cp} - x_3$) оребренной поверхности, оказывающих существенное влияние на эффективность данной поверхности E_p .

Таким образом, в число важнейших факторов, оказывающих наиболее существенное влияние на эффективность оребренной поверхности, входят (в скобках указан интервал варьирования): диаметр оребрения, d_{op} , мм (10,20 – 13,80); шаг оребрения, t_p , мм (1,6 – 2,0); средняя толщина ребра, δ_{cp} , мм (0,450 – 0,49).

В подразделе **3.3 «Результаты определения параметров оребрения»** приведены результаты экспериментальных исследований пучков оребренных труб, представленных в виде уравнения регрессии (6)

показали, что при изменении диаметра оребрения в наибольшей степени эффективность оребренной поверхности зависит от шага оребрения.

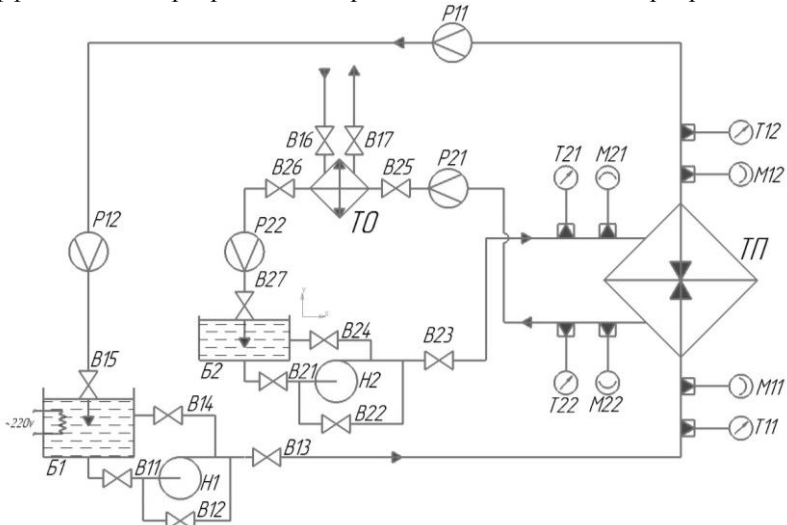


Рисунок 3 – Принципиальная схема стенда для теплотехнических испытаний пучков оребренных труб

$$E_p = 0,96 - 0,02 \cdot x_1 + 0,0027 \cdot x_2 - 0,0013 \cdot x_3 - 0,0038 \cdot x_1^2 + 0,0022 \cdot x_2^2. \quad (6)$$

По комплексным показателям $k \cdot F_2/V$ и $k \cdot F_2/G$ лучшими являются пучки из медных труб с прокатанным ребром (см. рис.4, где 1 – пучок гладких труб; 2 – плотный пучок оребренных труб; 3 – разряженный пучок оребренных труб; 4,5 – пучки низкорребристых труб; 6 – пучок труб с оптимизированными параметрами оребрения). Они составляют 200 – 400 кВт/м³·К и 150 – 300 Вт/К·кг, соответственно.

Причем, по эффективности использования объема и массы лучшим является пучок труб с оптимизированными параметрами оребрения, при равных скоростях движения вязкой жидкости, показатель режима, критерий Рейнольдса значительно выше.

В результате проведенной оптимизации, сравнительного анализа эффективности трубных пучков и оценки влияния высоты внутренней винтовой поверхности для изготовления секционного теплообменного аппарата с высокой тепловой эффективностью рекомендуется использовать пучок оребренных труб, изготовленных прокаткой по технологии ВНИИМЕТМАШа, со следующими параметрами оребрения: диаметр

оребрения $d_{op}=10,2$ мм, шаг оребрения находится в интервале значений $t_p=1,6 - 2,0$ мм и средняя толщина ребра $\delta_{cp}=0,47$ мм.

Четвертый раздел «Исследования натуральных образцов теплообменных аппаратов для вязких жидкостей» содержит 7 подразделов, в которых представлены результаты экспериментальных исследований процессов течения теплоносителей в каналах моделей теплообменного аппарата и результаты сравнительных испытаний топливopодогревателей. В подразделе 4.1 «Цель и задачи экспериментальных исследований» сформулированы задачи экспериментальных исследований по уточнению математической модели и критериальных уравнений. В подразделе 4.2 «Трубы и модели теплообменных аппаратов» приведены геометрические характеристики испытуемых труб и моделей теплообменных аппаратов, а также топливopодогревателей.

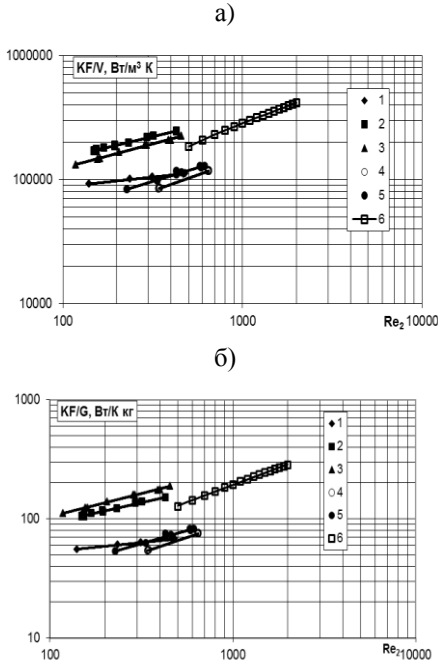


Рисунок 4 – Показатель эффективности использования объема (а) и массы (б) пучков оребренных труб

В подразделе 4.3 «Экспериментальные установки» приведена схема и описание экспериментальной установки для исследования одиночных труб и моделей теплообменных аппаратов.

В подразделе 4.4 «Режимы испытаний» приведены режимы экспериментальных исследований по расходам теплоносителей. В подразделе 4.5 «Измерительная аппаратура» приведены характеристики средств измерения. Подраздел 4.6 «Методика обработки результатов испытаний» посвящен описанию методики обработки результатов экспериментальных исследований. В подразделе 4.7 «Результаты экспериментальных исследований» приведены результаты экспериментальных исследований одиночных труб, моделей теплообменных аппаратов и сравнительных испытаний топливopодогревателей. На рис. 5

приведены результаты испытаний оребренной трубы (1, 2, 3 – номера серий опытов, 4 – труба со сточенным ребром).

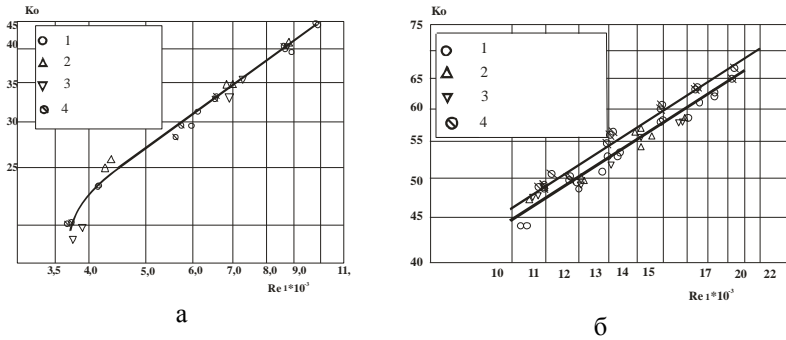


Рисунок 5 – Теплоотдача в оребренной трубе
(а – переходный режим, б – турбулентный режим)

По результатам испытаний было выполнено уточнение критериальной зависимости (3) коэффициентом, учитывающим режим течения теплоносителя:

$$\varepsilon'_{Re} = 0,78 \cdot (Re_1 \cdot 10^{-3} - 2,2)^{0,13} + 0,011. \quad (7)$$

Результаты испытаний моделей теплообменного аппарата позволили получить критериальную зависимость уравнения теплообмена при строго поперечном омывании пучка труб с введением поправочных коэффициентов, учитывающих протечки теплоносителя внутри межтрубного пространства.

Сравнение теоретически рассчитанных и экспериментально определенных значений коэффициента теплопередачи k и теплоотдачи α_2 в зависимости от режима движения топлива Re_2 показало, что относительная ошибка аппроксимации фактически не превышает 5%. Экспериментальный критерий Фишера $k_{\phi_3} = 1,86$ при теоретическом его значении для доверительной вероятности $P = 0,95$ и объеме выборки 37 в соответствии с данными $k_{\phi_m} = 2,02$.

Учитывая значительный диапазон, исследованный в области определения данной функции, результаты аппроксимации следует признать удовлетворительными. По результатам исследований определены параметры уравнения (4) $C_2 = 0,035$, $z_2 = 0,13$, $n_2 = 0,68$, $b_2 = 0,33$, $\chi_2 = 0,14$, $\omega_2 = -0,22$, $\omega_3 = -0,053$, $u = -0,16$, $y = -0,14$, $e = -0,07$. Параметры $\omega_1 = -0,72$, $s_{np} = 0,9$ и $h_{np} = 0,48$ поглощаются параметром C_2 .

$$Nu_2 = 0,035 \cdot \left(\frac{f_{2ц}}{f_{2p}} \right)^{0,13} \cdot Ep \cdot Re_2^{0,68} \cdot Pr_2^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm}} \right)^{0,14} \cdot \left(\frac{f_{np1}}{f_{2n}} \right)^{-0,22} \times \\ \times \left(\frac{l_{mn}}{l_p} \right)^{0,053} \cdot \left(\frac{f_{np2}}{f_{2n}} \right)^{-0,16} \cdot \left(\frac{f_{2o}}{f_{m.o.}} \right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{l_{ок}}{l_{non}} \right)^{-0,07} \quad (8)$$

По результатам испытаний получены зависимости для гидравлического сопротивления по воде и топливу, позволяющие определить энергетические затраты на прокачивание теплоносителей.

Из полученных результатов стендовых испытаний топливонагревателей следует, что на всех режимах течения теплоносителей передается на 20 – 45% больше теплоты в опытном топливонагревателе по сравнению с

серийным У.10.80.001 (рис. 6).

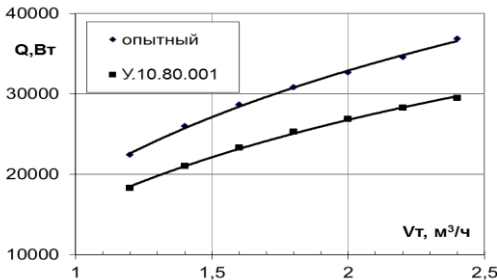


Рисунок 6 – Теплоотдача топливонагревателей

Гидравлическое сопротивление опытного топливонагревателя составило: по топливу 18 кПа (выше серийного на 20 – 50%) и по воде 28 кПа (выше серий-

ного на 20 – 120%), но не превышает значений, рекомендованных ООО «ЛУГАМАШ» для теплообменных аппаратов (30 кПа).

На рисунке 7 приведено сравнение значений гидравлических сопротивлений топливонагревателей от скорости топлива. Из сравнения с известной гидравлической характеристикой серийного топливонагревателя У.10.80.001 видно, что скорость топлива при одинаковом гидравлическом сопротивлении предлагаемого аппарата в сравнении с известным в 6 – 7 раз выше, что свидетельствует о его высокой компактности и, следовательно, о значительно лучшей компоновке на тепловозе.

Пятый раздел «Выбор параметров конструкции и режимов работы топливонагревателя тепловоза» содержит 3 подраздела. В подразделе **5.1. «Методика расчета топливонагревателя»** приведена методика энергетического расчета топливонагревателя. Данная методика является универсальной для расчета подобных теплообменных аппаратов. В подразделе **5.2 «Расчет топливонагревателя для тепловоза»** были определены геометрические размеры топливонагревателя секционной конструкции для двигателей мощностью 2200 кВт.

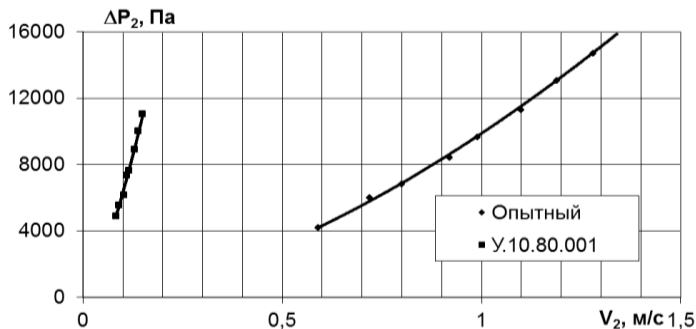


Рисунок 7 – Гидравлическое сопротивление топливонагревателей в зависимости от скорости топлива

В подразделе 5.3 «Системы подогрева топлива тепловоза» приведена схема системы питания с системой регулирования уровня подогрева топлива. Включение в систему параллельно модулям (группам модулей) топливонагревателя байпасных участков, соединенных с основными ветвями системы посредством многопозиционных электромагнитных клапанов позволит автоматически отключать от системы питания поврежденные модули (группы модулей) топливонагревателя в течении аварийной эксплуатации и предотвратить подачу топливо-водяной смеси в камеру сгорания двигателя внутреннего сгорания, организовывать перепуск топлива при работе двигателя внутреннего сгорания на частичных режимах непосредственно в бак, минуя первый модуль (группу модулей) топливонагревателя на сливной ветви системы для обеспечения тонкого регулирования степени подогрева топлива.

Внедрение системы питания топливом двигателя внутреннего сгорания тепловоза обеспечит подогрев топлива секционным топливонагревателем в диапазоне температур окружающего воздуха от 0°C до минус 50°C для тепловозов мощностного ряда 2200 – 4400 кВт. Данная конструкция системы питания защищена декларационными патентами.

Определен экономический эффект от замены рабочего элемента топливонагревателя из труб с коллективным оребрением рабочим элементом из труб с прокатанным ребром. Полученный годовой экономический эффект от внедрения в производство секционного топливонагревателя составляет 20170 рублей на одну секцию тепловоза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения работы решена важная научно-техническая задача, заключающаяся в разработке конструкции и параметров секционных теплообменных аппаратов силовых установок.

Основные результаты работы:

1. Анализ предшествующих исследований показал: имеющиеся полуэмпирические зависимости для определения гидродинамических и тепловых характеристик теплообменных аппаратов дают существенным образом расходящиеся результаты, а математическая модель в известных исследованиях не представлена, что затрудняет расчет данных объектов и существенным образом снижает его точность, которая, в свою очередь, обуславливает ухудшение технико-экономических и эксплуатационных показателей проектируемых систем силовых установок.

2. Исследован процесс теплоотдачи при течении теплоносителя в трубе с внутренней винтовой поверхностью, получено критериальное уравнение, в котором влияние винтовых скругленных выступов, будет определяться поправочным безразмерным комплексом.

3. В результате проведения теоретических исследований получено уравнение для коэффициента теплопередачи кожухотрубного теплообменника с сегментными перегородками с учетом влияния протечек теплоносителей между трубами и перегородкой, между кожухом и перегородкой и поворотов потока топлива. Определены поправочные коэффициенты для учета “холостых” протечек между трубами и перегородками, между перегородками и кожухом и поворотов потока топлива.

4. Разработана методика и программа стендовых экспериментальных исследований моделей топливоподогревателей и получены их энергетические характеристики (коэффициент теплопередачи, коэффициенты теплоотдачи по воде и топливу, гидравлические сопротивления) в критериальной форме для строго поперечного омывания пучка оребренных труб с учетом влияния поправочных коэффициентов учитывающих протечки и повороты потока топлива.

5. В результате проведенного анализа с использованием результатов теоретических и экспериментальных исследований были разработаны следующие рекомендации по повышению эффективности теплообменников для подогрева топлива двигателей:

– применить кожухотрубные жидкость-жидкостные топливоподогреватели, теплопередающая секция которых, сконструирована из оребренных труб, изготовленных по технологии ВНИИМЕТМАШа со следующими параметрами оребрения: диаметр оребрения $d_{op}=10,22$ мм, шаг оребрения находится в интервале значений $t_p=1,6 - 2$ мм и средняя тол-

щина ребра $\delta_{cp}=0,47$ мм. Компоновка пучка труб производится с разбивкой по вершинам равностороннего треугольника с соотношением шага к внутреннему диаметру трубы S/d_1 в диапазоне 2,95 – 3,00, при этом отношения диаметра оребрения, к внутреннему диаметру трубы, d_{op}/d_1 находятся в диапазоне 2,3 – 2,4 и диаметра трубы, несущий оребрение, к внутреннему диаметру трубы, d_{nm}/d_1 соответственно в диапазоне 1,30 – 1,34, с организацией перекрестно-противоточного движения теплоносителей (внутри труб – вода, в межтрубном пространстве – топливо);

– в качестве заготовки для прокатки ребер использовать медную или алюминиевую трубу.

Конструкция топливоподогревателя имеет меньшую в 4,8 раза массу и в 3 раза габаритные размеры при большей на 20 – 39% теплоотдаче.

Годовой экономический эффект от внедрения секционного топливоподогревателя составляет 20170 рублей на одну секцию тепловоза.

Список работ, опубликованных автором по теме диссертации

Монографии

1. Ажиппо, А.Г. Теплоэнергетические системы транспортных машин/ Ю.А. Куликов и [др.]. – Луганск: Елтон-2, 2009. – 365 с.: ил.
2. Ажиппо, А.Г. Компактные теплообменники из пучков труб с винтовым оребрением для транспортных средств/ [под ред. д.т.н., проф. Куликова Ю.А.]. – Луганск: Элтон-2, 2011. – 201 с.
3. Ажиппо, А.Г. Совершенствование теплоэнергетических систем транспортных машин / [под ред. д.т.н., проф. Куликова Ю.А.]. – Воронеж: Издательство филиала РГУПС, 2020. – 355 с.

Статьи, опубликованные в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, рекомендованных ВАК Луганской Народной Республики

4. Ажиппо, А.Г. Особенности теплоотдачи пучка оребренных трубок в топливоподогревателе / Ю.А. Куликов А.Н. Кинщак, А.Г. Ажиппо // Транспортное машиностроение. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. Киев. – 1995. – С. 205-214.
5. Ажиппо, А.Г. Исследование теплоотдачи при течении воды в круглых трубках с накатным ребром / Ю.А. Куликов, А.Г. Ажиппо, А.Н. Кинщак // Вісник Східноукраїнського державного університету. Серія Транспорт. – 1999. – № 1(16). – С. 22-30.

6. Ажиппо, А.Г. Математическая модель системы питания топливом двигателя внутреннего сгорания тепловоза/ А.Г. Ажиппо // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2001. – № 6 (40). – С. 202-207.

7. Ажиппо, А.Г. Повышение эффективности систем питания дизелей магистральных тепловозов / Ю.А. Куликов, А.Г. Ажиппо // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2003. – Ч. 1. – № 10 (68). – С. 113-120.

8. Ажиппо, А.Г. Характеристики топливоподогревателя из пучка трубок с накатанным оребрением / А.Г. Ажиппо, Ю.А. Куликов, А.Н. Киншак // Збірник наукових праць СХУ ім. В. Даля "Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском металів у машинобудуванні", 2003. – Ч.1. – С. 160-166.

9. Ажиппо, А. Г. Обоснование метода повышения эффективности работы систем питания двигателей транспортных средств / А.Г. Ажиппо, Ю.А. Куликов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2004. – Ч. 1. – № 7 (77). – С. 76-78.

10. Ажиппо, А.Г. Исследование теплообмена при внутреннем течении капельной жидкости в трубках с винтовой накаткой / А.Г. Ажиппо, Г.И. Нечаев, Ю.А. Куликов, А.В. Кущенко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2006. – № 7 (101). – С. 32-36.

11. Ажиппо, А.Г. Исследование показателей для расчета локомотивного топливоподогревателя / В.Н. Старченко, А.Г. Ажиппо, А.В. Кущенко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2010. – № 3 (145). – С. 362-370.

12. Ажиппо, А.Г. Исследования гидравлических характеристик тепловозного топливоподогревателя / В.Н. Старченко, А.Г. Ажиппо, А.В. Кущенко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2010. – № 5 (147). – С. 31-38.

13. Ажиппо, А.Г. Математическая модель расчета топливоподогревателя двигателя внутреннего сгорания / Ю.А. Куликов, А.Г. Ажиппо // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2011. – № 6 (160). – С. 153-161.

14. Ажиппо, А.Г. Методика энергетического расчета по выбору рациональных параметров и режимов работы топливоподогревателя из оребренных трубок двигателя внутреннего сгорания / Ю.А. Куликов, А.Г. Ажиппо, А.В. Гончаров // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2011. – Ч. 1. – № 4 (158). – С. 150-155.

15. Ажиппо, А.Г. Выбор рациональных параметров оребренной трубы для теплообменных аппаратов вязких жидкостей ДВС транспортных машины/ Ю.А. Куликов, А.В. Гончаров, А.Г. Ажип-

по, Т.А. Оробцов // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – № 25. – С. 99-102.

16. Ажиппо, А.Г. Метод расчета системы подогрева топлива транспортного средства / А.Г. Ажиппо, Ю.А. Куликов, А.В. Кущенко, Т.А. Оробцов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2012. – Ч. 1. – № 9 (180). – С. 81-88.

17. Ажиппо, А.Г. Тепловой расчет топливонагревателя двигателя внутреннего сгорания тепловоза / А.В. Кущенко, А.Г. Ажиппо // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2013. – № 4 (193). – С. 127-131.

18. Ажиппо А.Г. Математическая модель энергетического расчета работы топливонагревателя дизельных транспортных средств / Ю.А. Куликов, Т.А. Оробцов, А.Г. Ажиппо // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2013. – № 15 (204). – С. 70-75.

19. Ажиппо, А.Г. О методе расчета системы подогрева топлива для транспортных средств / А.Г. Ажиппо, Ю.А. Куликов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2014. – № 4 (211). – С. 46-53.

20. Ажиппо, А.Г. Выбор параметров оребрения труб теплообменных аппаратов для вязких жидкостей // А.Г. Ажиппо, Ю.А. Куликов // Вестник Луганского национального университета им. В. Даля. – 2019. – № 6 (24). – С. 10-14.

21. Ажиппо, А.Г. Исследование влияния элементов охлаждающего устройства на гидравлическое сопротивление тракта / Ажиппо, Ю.А. Куликов, Т.Н. Замота. // Вестник Луганского национального университета им. В. Даля. – 2020. – № 7 (37). – С. 19-23.

Публикации в международных изданиях

22. Azhippo A. Method of increase of operating properties of transport vehicles in the conditions of low temperatures / Y. Kulirov, A. Azhippo, T. Orobcov. // ТЕКА commissions of motorization and energetics in agriculture. – 2013. – Vol. 13, N 3. – P. 128-132.

Доклады на научных конференциях

23. Ажиппо, А.Г. Совершенствование систем питания топливом дизелей тепловозов / Ю.А. Куликов, А.Н. Киншак, А.Г. Ажиппо // IV международная научно-технической конференция «Проблемы развития локомотивостроения», Крым, 19-24 апреля 1993 г. - Луганск: ЛМСИ, 1993. – С.12.

24. Ажиппо, А.Г. Обоснование метода повышения эффективности работы систем питания двигателей транспортных средств / А.Г. Ажиппо, Куликов Ю.А. // VII международная научно-техническая конференция «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы», Крым, Севастополь, 13-18 сентября 2004 г. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2004. – С. 76-78.

25. Ажиппо, А.Г. Исследования гидравлических характеристик тепловозного топливоподогревателя / В.Н. Старченко, А.Г. Ажиппо, А.В. Кущенко // XX международная научно-техническая конференция «Проблемы развития рельсового транспорта», Крым, Большая Ялта, 27 сентября-1 октября 2010 г. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2010. – С. 31-38.

26. Ажиппо, А.Г. Методика энергетического расчета по выбору рациональных параметров и режимов работы топливоподогревателя из оребренных трубок двигателя внутреннего сгорания / Ю.А. Куликов, А.Г. Ажиппо, А.В. Гончаров // XXI международная научно-техническая конференция «Проблемы развития рельсового транспорта», Крым, Большая Ялта, 26-30 сентября 2011 г. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2011. – С. 150-156.

27. Ажиппо, А.Г. Повышение эффективности систем топливоподготовки силовых установок транспортных средств применением топливоподогревателя из оребренных труб / Ю.А. Куликов, А.Г. Ажиппо, Т.А. Оробцов // III міжнародна науково-практична конференція «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики», м. Євпаторія, 3-8 травня 2012 р. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2012. – С. 184-185.

28. Ажиппо, А.Г. Обеспечение надежной эксплуатации двигателей автомобилей в условиях низких температур окружающего воздуха / Ю.А. Куликов, А.Г. Ажиппо, Т.А. Оробцов, С.Н. Овдиенко // VII международная научно-техническая конференция «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств», г. Пенза, 16-18 мая 2012 г. – Пенза, 2012. – С. 192-199.

29. Ажиппо, А.Г. Тепловой расчет топливоподогревателя двигателя внутреннего сгорания тепловоза/ А.В. Кущенко, А.Г. Ажиппо // IV міжнародна науково-практична конференція «Інноваційні технології на залізничному транспорті», м. Париж (Франція), 24-31 березня 2013 р. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2013. – С. 93-95.

30. Ажиппо, А.Г. К вопросу обеспечения надежной эксплуатации дизельных двигателей транспортных средств в условиях низких температур окружающего воздуха / Ю.А. Куликов, Т.А. Оробцов, А.Г. Ажиппо // Одиннадцатая международная научно-практическая конференция «Прогрессивные технологии в транспортных системах», г. Оренбург, 24-26 апреля 2013 г. – Оренбург, 2013. – С. 311-316.

31. Ажиппо, А.Г. Стенд для испытания автомобильных топливоподогревателей рекуперативной конструкции/ Ю.А. Куликов, А.Г.

Ажиппо, Т.А. Оробцов // VIII международная научно-техническая конференция «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств», г. Пенза, 21-23 мая 2014 г. – Пенза, 2014. – С. 332-338.

Патенты

32. Декл. пат. на винахід. и 2001 042487 Україна, МКИ F02M55/00. Система живлення паливом двигуна внутрішнього згорання тепловоза / О.Г. Ажиппо, О.Н. Кіншак, Ю.А. Куліков, В.О. Пихтя; заявник та патентовласник СНУ ім. В. Даля. – № 43221 А, Заявл. 13.04.01; Опубл. 15.11.01, Бюл. № 10. – 4 с.

33. Декл. пат. на винахід. и 2003 087537 Україна, МКИ F02M55/00, F02M55/04. Система живлення паливом двигуна внутрішнього згорання тепловоза / О.Г. Ажиппо, С.О. Сметана, Ю.А. Куліков, О.Н. Кіншак, К.О. Стручкова; заявник та патентовласник СНУ ім. В. Даля. – № 68594 А, Заявл. 11.08.03; Опубл. 16.08.04, Бюл. № 8. – 4 с.

34. Патент на корисну модель и 2011 14792 Україна, МПК F28F1/34, F28F 9/22. Теплообмінник для охолодження (нагрівання) в'язких рідин енергетичних систем транспортних засобів / Заявники і власники О.Г. Ажиппо, О.Б. Рейзін, Ю.А. Куліков, К.П. Міщенко, Н.М. Найш, А.В. Гончаров, В.В. Бикадоров, Т.А. Оробцов - № 72065, Заявл. 13.12.2011; Опубл. 10.08.12, Бюл. № 15. – 5 с.

35. Патент на корисну модель и 2013 07776 Україна, МПК F04D 29/54 (2006.01). Паливopідігрівач для автомобілів / Ю.А. Куліков, Т.А. Оробцов, О.Г. Ажиппо, заявник та патентовласник СНУ ім. В. Даля. - № 85290, Заявл. 19.06.2013; Опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21. – 5 с.

36. Патент на корисну модель и 2013 07777 Україна, МПК F04D 29/54 (2006.01). Секційний теплообмінник/ О.Г. Ажиппо, Ю.А. Куліков, Т.А. Оробцов, заявник та патентовласник СНУ ім. В. Даля. - № 85291, Заявл. 19.06.2013; Опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21. – 8 с.

АННОТАЦИЯ

Ажиппо А.Г. Разработка конструкции и параметров секционных теплообменных аппаратов силовых установок. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (по отраслям) – ГОУ ВО ЛНР «Донбасский государственный технический институт». – Алчевск, 2021.

В диссертационной работе изложены результаты исследований по обоснованию конструктивных параметров и режимов течения теплоносителей в секционных теплообменных аппаратах. Разработана мето-

дика расчета процессов теплообмена при течении теплоносителей в каналах теплообменного аппарата. Предложена конструкция теплообменного аппарата, которая позволяет уменьшить массогабаритные показатели с сохранением величины теплоотдачи. Результаты исследования изложены в 31 научной работе, получено 5 патентов.

Ключевые слова: силовая установка, теплообменный аппарат, теплоноситель, трубный пучок, критерий, коэффициент теплоотдачи, коэффициент теплопередачи.

SUMMARY

Azhippo A.G. Development of design and technological parameters of heat exchangers in order to increase the efficiency of power plant systems. - Manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical Sciences in specialty 05.02.13 - Machines, aggregates and processes (by industry) - SEI HE LPR «Donbass State Technical Institute». – Alchevsk, 2021.

The dissertation work presents the results of research on the substantiation of design parameters and modes of flow of heat carriers in sectional heat exchangers. A technique has been developed for calculating heat transfer processes during the flow of heat carriers in the channels of a heat exchanger. The design of the heat exchanger is proposed, which makes it possible to reduce the weight and size parameters while maintaining the heat transfer value. The results of the study are presented in 31 scientific papers, 5 patents have been received.

Key words: power plant, heat exchanger, coolant, tube bundle, criterion, heat transfer coefficient, heat transfer coefficient.

«Подписано в печать 32.14.2222 г.
Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times.
Печать офсетная. Усл. печ. Лист 1,0.
Тираж 100 экз. Зак. № 9999.
Цена договорная.

Отпечатано в
ООО «НПЦ Фолиант» на цифровых издательских комплексах Rank
Хегох DocuTech 135 и DocuColor 2060.
346032, г. Луганск, ул. Щаденко, 18. тел. 99-99-99, <http://ci.edu.>»

