

На правах рукописи



Желонкин Николай Владимирович

**СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНО ПРОФИЛИРОВАННЫХ ТРУБОК
В МАСЛООХЛАДИТЕЛЯХ ТУРБОУСТАНОВОК**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Екатеринбург – 2014

Работа выполнена на кафедре «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

Научный руководитель – доктор технических наук, старший научный сотрудник **Рябчиков Александр Юрьевич**

Официальные оппоненты: **Мильман Олег Ошеревич**, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Калужский государственный педагогический университет им. К.Э. Циолковского», заведующий кафедрой общей физики;
Языков Анатолий Евгеньевич, кандидат технических наук, ОАО «Инженерный центр энергетики Урала», филиал «УралВТИ» (г. Челябинск) заместитель директора по научной работе

Ведущая организация – ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»

Защита состоится «21» ноября 2014 г. в 12⁰⁰ ч на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Софьи Ковалевской, 5, аудитория Т-703.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», <http://dissovet.science.urfu.ru/news2/>

Автореферат разослан «15» сентября 2014 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Аронсон Константин Эрленович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Система маслоснабжения паротурбинной установки (ПТУ) является сложной системой, обеспечивающей нормальную работу подшипников турбины, уплотнений вала, системы регулирования. Одной из функций маслосистемы является отвод теплоты от подшипников паротурбинной установки. Функцию отвода теплоты от масла выполняют теплообменные аппараты системы маслоснабжения паротурбинной установки — маслоохладители.

Конструкции установленных на ТЭС в схемах ПТУ маслоохладителей, которые были спроектированы в середине двадцатого века, не соответствуют современным требованиям по надежности, экономичности и экологической безопасности. Поэтому именно в настоящее время, когда срок эксплуатации теплообменных аппаратов устаревших конструкций подходит к концу, их совершенствование и создание новых теплообменных аппаратов для систем маслоснабжения ПТУ является актуальным и перспективным.

При совершенствовании маслоохладителей современных ПТУ в последнее время применяются профильные витые трубки (ПВТ). На тепловых электростанциях Российской Федерации, в системах маслоснабжения ПТУ установлены и функционируют свыше 400 маслоохладителей с ПВТ. Применение ПВТ компенсирует потери тепловой эффективности теплообменного аппарата, связанные с переходом на более надежный материал теплообменных трубок — нержавеющей сталь (08Х18Н10Т) вместо ранее применявшейся латуни (Л68 или ЛО70).

Интенсификация теплообмена в маслоохладителях с профилированными трубками определяется, прежде всего, турбулизацией потока вязкого теплоносителя — турбинного масла. Помимо интенсификации применение профилированных трубок приводит к увеличению гидравлического сопротивления теплообменного аппарата по водяной стороне.

В развитие работ, связанных с повышением эффективности и надежности маслоохладителей турбоустановок за счет применения ПВТ и ряда современных технических решений, в данной работе рассматривается применение запатентованных автором трубок со встречной накаткой (ТВН), более эффективных, чем ПВТ, и обладающих теми же преимуществами, что и ПВТ, в части конструктивного исполнения аппаратов и условий их эксплуатационного обслуживания.

В большинстве известных методик расчета маслоохладителей паротурбинных установок крайне сложно учесть наличие накатки (профилирования) на трубках. Среди методик, в которых такой учет реализован, можно выделить методику УрФУ. В данной методике учет эффекта применения профилированных трубок реализован с помощью мультипликативных поправок для критериальных зависимостей по рас-

чёту коэффициентов теплоотдачи со стороны обоих теплоносителей и гидродинамического сопротивления аппарата.

Таким образом, актуальность применения профилированных трубок в маслоохладителях турбоустановок определяется возрастающими требованиями к повышению эффективности и надежности аппаратов при выполнении ими своих функций в любых условиях (например, при повышенной температуре охлаждающей воды). При этом особенностью функционирования маслоохладителей турбоустановок является то, что данные аппараты должны обеспечивать поддержание заданной температуры масла на выходе из маслоохладителя, как правило $t_{2м} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$, при допустимой величине гидравлического сопротивления по водяной стороне. В связи с этим, для конкретной схемы турбоустановки и конкретных условий эксплуатации оборудования (температуры охлаждающей циркуляционной воды) необходимо подбирать маслоохладители, обеспечивающие выполнение вышеуказанных противоречивых требований в части поддержания температуры масла на выходе из маслоохладителя на одном уровне при различных температурах охлаждающей воды на входе в аппарат и высокой его (аппарата) экологической безопасности.

В связи с необходимостью повышения эффективности и надежности маслоохладителей ПТУ и широким, вследствие этого, распространением маслоохладителей с профилированными трубками, представляют большой научный и практический интерес сравнительные исследования эффективности применения в маслоохладителях турбоустановок различно профилированных трубок, таких как ТВН и трубок с поперечной (кольцевой) накаткой (ПКТ). Данные исследования позволят обоснованно выбирать и применять в маслоохладителях ПТУ конкретный тип профилированных трубок.

Работа выполнена в соответствии с утвержденными на Федеральном уровне Приоритетными направлениями развития науки, технологий и техники РФ (пункт 08 - Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика) и Перечнем критических технологий РФ (пункт 27 - Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе).

Цель работы: исследование, анализ и обобщение данных по гидродинамике и теплообмену вязких теплоносителей в пучках профилированных трубок для повышения эффективности и совершенствования маслоохладителей турбоустановок.

Для реализации цели исследования поставлены и решены следующие *задачи*.

1. Выполнить наладку стенда для проведения исследований процессов гидродинамики и теплообмена вязких теплоносителей при поперечном обтекании пучков гладких и различно профилированных трубок; разработать экспериментальный стенд, позволяющий моделировать процессы гидродинамики внутри гладких и различно профилированных трубок при течении в них воды; разработать стенд для определения изгибной жёсткости трубок (вибрационных характеристик).

2. Провести сравнительные экспериментальные исследования теплоотдачи и гидродинамического сопротивления при поперечном обтекании пучков гладких трубок, трубок с кольцевой (ПКТ) и встречной (ТВН) накаткой с близкими параметрами профилирования (характерными для реальных маслоохладителей в системах маслоснабжения ПТУ) при поперечном обтекании их турбинным маслом.

3. Провести сравнительные экспериментальные исследования гидравлического сопротивления гладких трубок и ТВН при течении внутри них воды.

4. Уточнить методику расчета маслоохладителей ПТУ с пучками ТВН для расчета эффективности маслоохладителей при разработке новых, более совершенных конструкций.

5. Провести сравнительные промышленные испытания маслоохладителей с трубными пучками из ПКТ и ТВН.

Научная новизна проведенного исследования определяется тем, что для получения обобщенных критериальных зависимостей эффективно использован комплекс существующих методов исследования, в т.ч. экспериментальные методики исследования гидродинамики и теплообмена вязкого теплоносителя в пучках трубок и численные методы расчета протечек теплоносителя в технологических зазорах маслоохладителей ПТУ. Основные новые научные положения заключаются в нижеследующем.

1. Экспериментально изучены теплообмен и гидродинамическое сопротивление в пучках различно профилированных трубок при поперечном обтекании их турбинным маслом. Установлено, что интенсивность теплоотдачи от турбинного масла в пучке ТВН в диапазоне чисел $Re_m = 100 \dots 700$ до 33 % выше, чем в гладкотрубном пучке и зависит от режима течения турбинного масла в пучке трубок. С увеличением значения числа Re_m интенсивность теплоотдачи в пучках возрастает.

2. Показано, что в диапазоне чисел $Re_m = 100 \dots 700$ относительный (в сравнении с гладкой трубкой) коэффициент гидродинамического сопротивления пучков профилированных трубок при поперечном обтекании турбинным маслом зависит от числа Re_m . Относительное гидродинамическое сопротивление пучка ТВН до величин чисел $Re_m \leq 350$ ниже, чем пучка с гладкими трубками на величину до 15 %, что объясняется лучшей обтекаемостью профилированных трубок; при возрастании значений числа Re_m относительное гидродинамическое сопротивление пучка ТВН до 8 % выше — влияние образования вихрей от элементов искусственной шероховатости ТВН на сопротивление движению турбинного масла в пучке возрастает.

3. Показано, что коэффициент гидравлического сопротивления при течении воды в профилированных трубках по сравнению с гладкой трубкой выше для ТВН2 в 1,9...2,2 раза, для ТВН1 в 2,4...3,2 раза в зависимости от параметров профилирования и числа Re_v .

4. Изучены особенности течения вязкого теплоносителя в технологических зазорах узла «ТВН – перегородка». Установлено, что величина протечек турбинного масла для ТВН выше, чем для гладких трубок и ПВТ.

5. С целью определения возможности изготовления опытно-промышленного маслоохладителя с ТВН экспериментально определена изгибная жесткость профилированных трубок с близкими параметрами профилирования; показано, что значения изгибной жесткости ТВН и ПВТ близки и они меньше значения для гладкой трубки на 20 %. Изгибная жесткость ПКТ на 32 % меньше значения для гладкой трубки.

Достоверность и обоснованность результатов определяется тем, что экспериментальные результаты получены с помощью стандартных, протарированных датчиков; методика проведения эксперимента соответствует классическим представлениям; обеспечивается хорошей точностью применяемых схем измерений и удовлетворительной воспроизводимостью экспериментальных результатов; проведением тарировочных опытов на пучках с гладкими трубками и хорошим совпадением этих результатов с известными зависимостями.

Практическая значимость заключается в том, что предложена и реализована новая теплообменная поверхность (ТВН) для маслоохладителей турбоустановок, определены параметры профилирования трубок со встречной накаткой, рекомендуемые к реализации в маслоохладителях турбоустановок с учетом диапазонов характерных параметров технологических процессов в них; представлены рекомендации для инженерной практики в части уточнения позонной методики расчета маслоохладителя. Обобщенные зависимости уже использованы для расчета теплогидравлических характеристик промышленного образца маслоохладителя МБ-50М-75 с трубным пучком из ТВН турбоустановки К-160-130 ХТЗ.

Реализация результатов работы. Результаты, представленные в работе, использованы при разработке серии новых маслоохладителей турбоустановок. Опытный образец маслоохладителя МБ-50М-75 изготовлен на заводе «Нестандартмаш» и успешно эксплуатируется на блоке ст.№9 Невинномысской ГРЭС в составе системы маслоснабжения турбины К-160-130 ХТЗ. Ряд полученных результатов используются в ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина» на лекциях по дисциплинам «Теплообменные аппараты турбоустановок» и «ТЭС и АЭС». Материалы диссертационной работы включены в монографию и в учебное пособие.

Автор защищает:

- результаты сравнительных экспериментальных исследований теплоотдачи и гидродинамического сопротивления пучков ТВН, ПКТ, ПВТ и гладких трубок при поперечном обтекании их маслом;

- результаты сравнительных экспериментальных исследований гидравлического сопротивления при течении воды внутри различно профилированных трубок;
- результаты сравнительных экспериментальных исследований изгибной жесткости ТВН, ПКТ с ПВТ и с гладкими трубками;
- уточненную позонную методику теплогидравлического расчета маслоохладителей ПТУ с трубными пучками из ТВН с учетом протечек масла;
- результаты испытаний нового маслоохладителя с ТВН на блоке ст.№9 Невинномысской ГРЭС в составе системы маслоснабжения турбины К-160-130 ХТЗ.

Апробация работы

Результаты исследований обсуждались на XV отчетной научной конференции молодых ученых ГОУ ВПО УГТУ-УПИ (Екатеринбург 2008 г.), шестой международной научно-практической конференции Российская энергетика — 2009 (Екатеринбург 2009 г.), Российской национальной конференции по теплообмену «РНКТ-5» (Москва 2010 г.), VI Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2011» (Казань 2011 г.), XIV Минском международном форуме по тепло- и массообмену» (Минск 2012 г.), XIV Международной научно-технической конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (Харьков 2012 г.), XXXXII Всероссийском симпозиуме по механике и процессам управления (Миасс 2012 г.), 14-й Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и специалистов (Магнитогорск 2013 г.), VIII Всероссийском семинаре ВУЗов по теплофизике и энергетике (Екатеринбург 2013 г.), научно-практической конференции с международным участием и выставке работ студентов, аспирантов и молодых ученых (Екатеринбург 2013 г.).

Публикации. Основные положения и выводы изложены в 22 печатных работах, в том числе в пяти публикациях в научных журналах, включенных в перечень рецензируемых научных изданий, определенного ВАК, в четырех патентах на полезную модель, в монографии и в учебном пособии для студентов.

Личный вклад автора заключается в постановке задач исследований, разработке ряда экспериментальных стендов, планировании и выполнении экспериментальных исследований, получении исходных данных, обработке и интерпретации экспериментальных данных, непосредственном участии в апробации результатов исследований и испытании головного образца маслоохладителя, разработке рекомендаций для инженерной практики по совершенствованию маслоохладителей с профилированными трубками, подготовке публикаций по выполненной работе.

Структура и объем диссертации. Квалификационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы из 111 наименований и приложения. Весь материал изложен на 132 страницах машинописного текста, содержит 55 рисунков, 20 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во *введении* обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цели и задачи исследования, отражены научная новизна и практическая значимость полученных результатов, приведены основные защищаемые положения.

В *первой главе* представлен критический обзор литературы по теме исследования, выполнен анализ технических характеристик серийных маслоохладителей турбоустановок, рассмотрены современные разработки по совершенствованию маслоохладителей, а также зависимости для расчета происходящих в них теплофизических процессов, представленные в работах А.А. Жукаускаса, С.С. Бермана, В.А. Пермякова, В.Н. Казанского, Е.Ф. Кузнецова, Ф.В. Зинявичюса и др.; выполнен анализ показателей эффективности и методик теплогидравлического расчета маслоохладителей турбоустановок, представлен аналитический обзор литературных данных по теплогидравлическим характеристикам различных поверхностей теплообмена с искусственной шероховатостью при обтекании их маслом.

Обобщены параметры и режимы функционирования серийных маслоохладителей различных конструкций в системах маслоснабжения ПТУ мощностью от 50 до 800 МВт. В заключение главы сформулированы задачи, решаемые в диссертационной работе.

Во *второй главе* приведено описание экспериментальных стендов, методик проведения экспериментальных исследований и расчет погрешностей исследований. Для увеличения эффективности и надежности аппаратов при сохранении конструктивного исполнения в кожухотрубных теплообменниках могут быть использованы трубки, полученные из гладких путем различных деформаций их стенок. Определим такие трубки как профилированные (рисунок 1). На рисунке 1 представлены профилированные трубки, исследованные в рамках диссертационной работы.

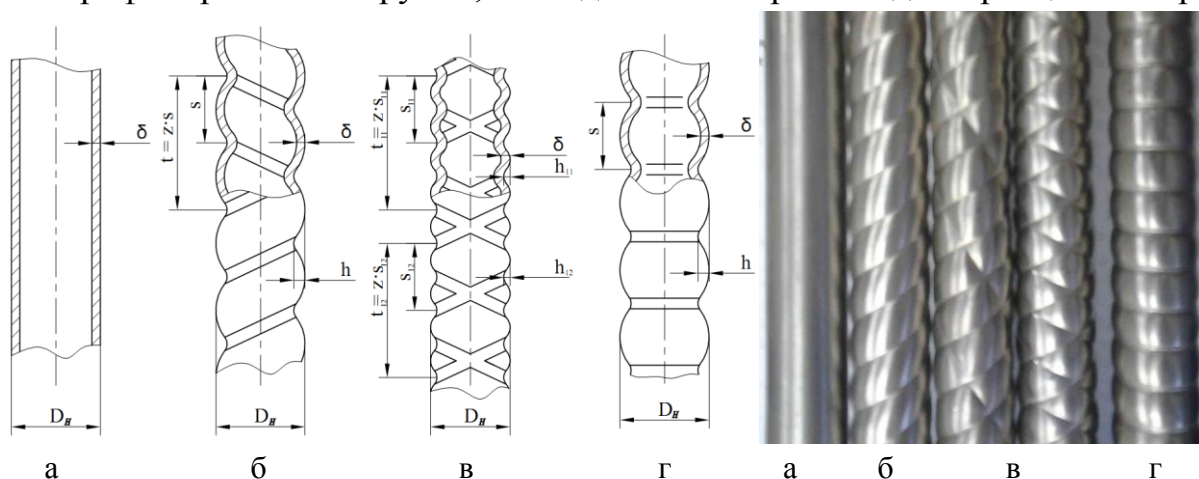


Рисунок 1. Экспериментальные трубки: а — гладкая трубка; различно профилированные трубки: б — профильная витая трубка (ПВТ), в — трубка со встречной накаткой (ТВН), г — профильная кольцевая трубка (ПКТ): h, h_{11}, h_{12} — глубина накатки, мм; s, s_{11}, s_{12} — расстояние между соседними накатками, мм; z — число заходов профилирования; δ — толщина стенки трубки; D_n — наружный диаметр трубки

Теплоотдача и гидродинамическое сопротивление пучков гладких и различно профилированных трубок в поперечном потоке турбинного масла исследовались на экспериментальном стенде, состоящем из трёх контуров (рисунок 2).

Первый контур предназначен для создания нужного расхода масла через экспериментальный модуль, второй – для нагрева и поддержания температуры масла, третий – контур охлаждающей воды.

Масло из масляного бака (1) насосом (2) подавалось в теплообменник (3), запатентованный автором, в нем масло нагревалось и поступало либо обратно в бак через линию (4) либо в расширительный бак (5), где поток масла стабилизировался и через участок стабилизации (6) подавался в экспериментальный модуль (7). Пройдя через исследуемый трубный пучок масло попадало в выходной участок (8) и затем в расходомерный бак (9), либо обратно в бак (1). В верхней части расширительного бака (5) воздушник для выпуска скопившегося воздуха, в нижней части предусмотрена задвижка для слива масла. Для уменьшения тепловых потерь элементы (6), (7) и (8) снаружи теплоизолированы.

Во втором контуре вода нагревалась в термостате (10). При помощи насоса (11) вода прокачивалась через теплообменник типа «труба в трубе» (3), где протекала внутри оребренной трубки, нагревая масло.

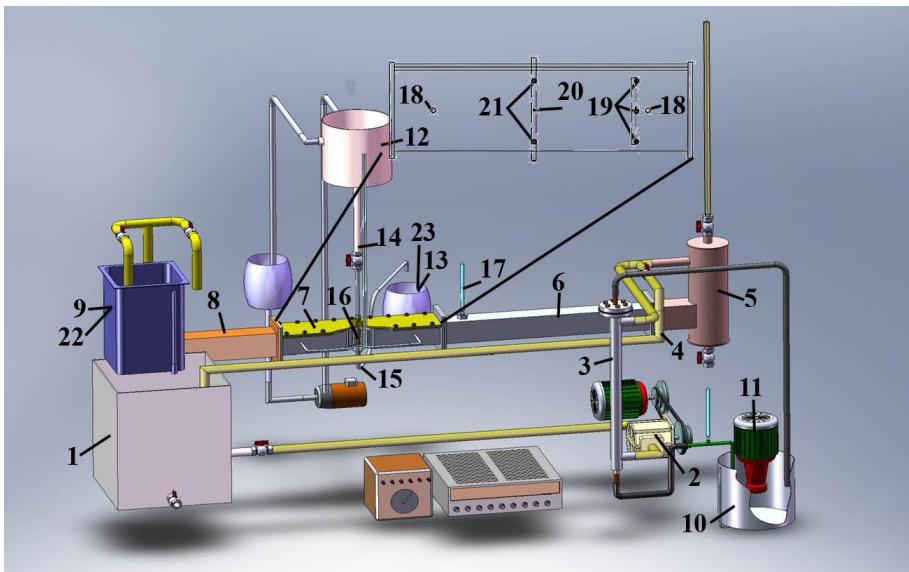


Рисунок 2. Экспериментальный стенд:

Первый контур: 1 – масляный бак; 2 – масляный насос; 3 – теплообменник труба в трубе; 4 – линия рециркуляции; 5 – расширительный бак; 6 – участок стабилизации потока; 7 – экспериментальный модуль; 8 – выходной участок стабилизации потока; 9 – расходомерный бак;

Второй контур: 10 – термо-

стат; 11 – водяной насос;

Третий контур: 12 – уравнительный бак охлаждающей воды; 13 – расходомерный бак охлаждающей воды; 14 – подвод охлаждающей воды; 15 – отвод охлаждающей воды; 16 – рабочая (калориметрическая) трубка

Схема измерений экспериментального стенда:

17 – температура масла на входе в исследуемый пучок t_m ; 18 – перепад давления масла до и после исследуемого пучка трубок Δh_m ; 19 – температура масла по входе в пучок; 20 – температура стенки калориметра (5 точек); 21 – температура воды на входе $t_{1в}$ и выходе $t_{1в}$ из калориметра и дифференциальная термопара $\Delta t_{1в}$; 22 – расход масла через исследуемый трубный пучок; 23 – расход охлаждающей воды через калориметрическую трубку

Третий контур состоит из уравнительного бака (12), в который подавалась охлаждающая вода, уровень воды поддерживался постоянным. Через линию (14) вода подавалась в рабочую трубку (16), установленную в экспериментальном модуле, и через отвод (15) попадала в расходомерный бак (13).

Температура масла на входе в исследуемый пучок (17) контролировалась термометром ТЛ-4.

Измерение гидродинамического сопротивления пучка производилось П-образным манометром, через отверстия (18) в экспериментальном модуле (рисунок 2).

Для определения температуры масла по высоте исследуемого пучка на входе устанавливались 3 термопары (19).

Рабочая трубка устанавливалась, так чтобы термопары, по которым определялись температуры стенки трубки (20), располагались по периметру трубки в направлении потока масла под углами 0° , 45° , 90° , 135° и 180° .

Нагрев воды в рабочей (калориметрической) трубке фиксировался с помощью дифференциальной термопары (21) (см. рисунок 2) и проверялся двумя термопарами, с помощью которых измерялись температуры воды на входе и на выходе из рабочей трубки. Постоянный расход охлаждающей воды через рабочую трубку поддерживался уравнительным баком. Расход воды через калориметрическую трубку определялся объемным способом (23) (см. рисунок 2).

Экспериментальный модуль выполнен в виде канала прямоугольного сечения шириной 84 мм, высотой 87 мм и длиной 700 мм (7 на рисунке 2), где устанавливались исследуемые пучки трубок (рисунок 3). Внутренние поверхности (1) экспериментального модуля выполнялись из оргстекла для уменьшения тепловых потерь. Известно, что в пучках трубок теплоотдача устанавливается примерно с 4 ряда, поэтому в середине шестого ряда пучка была установлена калориметрическая трубка (2). Трубки (3) образуют 11 рядов. По боковым стенкам модуля устанавливались половинки трубок (4). В средней части модуля по высоте имелись калиброванные отверстия для подключения П-

образного манометра (5) до и после исследуемого трубного пучка.

Опыты проводились при 6-ти конфигурациях трубного пучка — 6 серий (табл.1).

Проведенные экспериментальные исследования в режимах 5-ой и 6-ой серий с ТВН позволило выделить влияние профилирования рабочей трубки и трубок пучка на теплообмен при попереч-

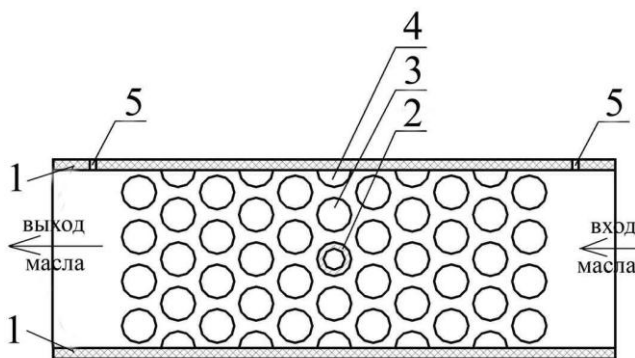


Рисунок 3. Исследуемый трубный пучок (вид сверху): 1 – стенки модуля, 2 – рабочая (калориметрическая) трубка, 3 – трубки, 4 – половинки трубок, 5 – места подключения П-образного манометра

ном обтекании трубного пучка. Эксперимент проводился в более широком диапазоне изменения величин скоростей и температур масла в сравнении со значениями этих параметров в серийных маслоохладителях турбоустановок. Для минимизации количества опытов эксперименты для каждого варианта установки (конфигурации) трубок в трубном пучке проводились при характерных величинах числа Re_m , реализуемых различными сочетаниями скоростей и температур масла в пределах выбранных диапазонов их изменения. Скорость масла в узком сечении изменялась от 0,26 до 0,77 м/с, температура — от 35 до 60 °С, что соответствовало изменению числа $Re_m = 100 \dots 700$.

Таблица 1

Варианты установки профилированных и гладких трубок в исследуемом пучке

№ серии	Трубки пучка	Калориметрическая трубка
1	гладкие	гладкая
2	ПКТ	ПКТ
3	ТВН1	ТВН1
4	ТВН2	ТВН2
5	ТВН1	гладкая
6	ТВН2	гладкая

Параметры профилирования приняты: для ПКТ на основе реализованных ВНИИметмаш для серийного производства ($s = 7$ мм, $h = 0,5$ мм); ПВТ — на основании оптимизационных расчетов, экспериментов и опыта эксплуатации ($s = 8$ мм, $h = 0,5$ мм); ТВН — на основе опыта использования ПВТ (ТВН1 — $s_{11} = 8$ мм, $h_{11} = 0,5$ мм, $s_{12} = 8$ мм, $h_{12} = 0,5$ мм; ТВН2 — $s_{11} = 8$ мм, $h_{11} = 0,5$ мм, $s_{12} = 24$ мм, $h_{12} = 0,5$ мм).

Нагрев масла до необходимой температуры проводился с использованием контура подогрева масла (см. рисунок 2). Далее путем изменения расхода устанавливалась необходимая скорость потока масла в узком сечении трубного пучка, и экспериментальный стенд выводился на стационарный режим. Измерения проводились на нескольких режимах при различных расходах (скоростях) масла. Стабилизация режима и снятие показаний для каждого режима проводилось в течение 1 часа. Аналогичным образом проводились измерения при других температурах набегающего потока. На каждом режиме измерения повторялись по 5 — 6 раз. После этого проводилась обработка полученных экспериментальных данных.

Максимальная относительная среднеквадратичная погрешность определения коэффициента теплоотдачи со стороны масла не превышала $\pm 6,1$ % при доверительной вероятности 0,95. Максимальная относительная среднеквадратичная погрешность определения перепада давления в пучке не превышала $\pm 4,4$ %.

Стенд для экспериментального определения гидравлического сопротивления различно профилированных трубок (рисунок 4) представляет из себя водяной кон-

тур, в котором устанавливалась экспериментальная трубка (1) длиной 1 метр. Перед исследуемой трубкой организован участок гидродинамической стабилизации (2) длиной $50D_{\text{вн}}$, после экспериментальной трубки выполнен выходной участок (3) гидродинамической стабилизации длиной $20D_{\text{вн}}$. Перепад давления (гидравлического сопротивления экспериментального участка) измерялся дифференциальным П-образным манометром (4) с воздушником (5).

При проведении экспериментов вода из основного бака (6) подавалась насосом (8) в экспериментальный участок (1); для возможности регулирования расхода через рабочий участок предусмотрены контур рециркуляции помимо экспериментального контура и регулировка расхода воды задвижкой (9). Измерение расхода воды осуществлялось объемным способом в баке (7).

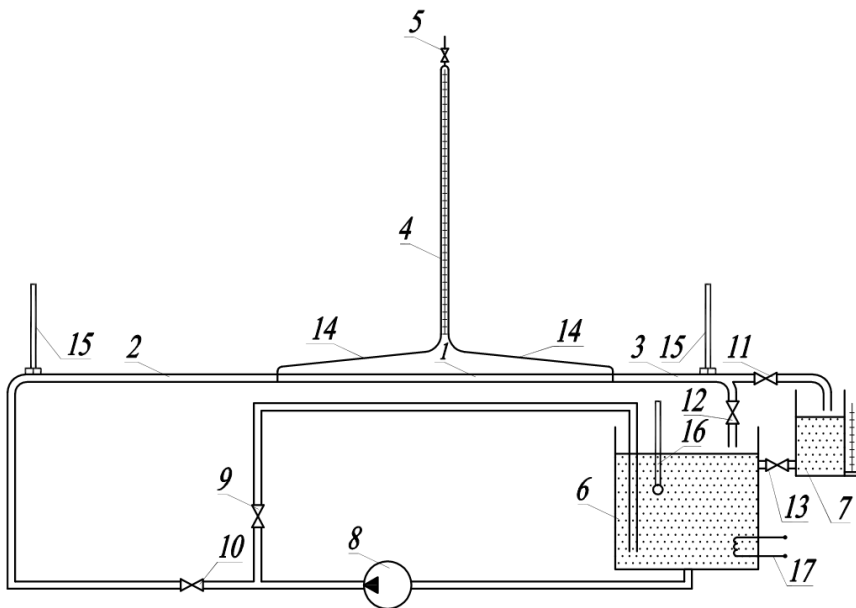


Рисунок 4. Принципиальная схема экспериментального стенда: 1 – экспериментальная трубка; 2 – входной участок гидродинамической стабилизации потока; 3 – выходной участок гидродинамической стабилизации потока; 4 – дифференциальный П-образный манометр; 5 – воздушник; 6 – основной бак; 7 – расходомерный бак; 8 – насос; 9 – задвижка контура рециркуляции; 10 – задвижка экспериментального контура; 11 – задвижка расходомерного бака; 12 – задвижка слива в основной бак; 13 – задвижка слива воды из расходомерного бака в основной бак; 14 – импульсные линии; 15, 16 – термометры; 17 – нагревательный элемент (ТЭН).

двигка слива воды из расходомерного бака в основной бак; 14 – импульсные линии; 15, 16 – термометры; 17 – нагревательный элемент (ТЭН).

Измерение температуры воды производилось в основном баке и контролировалось двумя термометрами с ценой деления $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Нагрев воды производился также в основном баке (6) нагревательными элементами (ТЭН).

Максимальная относительная среднеквадратичная погрешность определения перепада давления при течении воды внутри трубки (Δp) не превышала $\pm 2,6\%$.

Так как одной из задач сравнительного исследования являлась разработка и изготовление головного образца маслоохладителя с ТВН, для проведения прочностных расчетов элементов этого аппарата необходимы данные о механических характеристиках таких трубок. Для этого был разработан экспериментальный стенд (рисунок 5) по определению изгибной жёсткости вновь предложенных профилированных трубок. Основанием этого стенда служит массивная плита, на которой на расстоянии 1 м закреплены две шарнирные опоры. Шарнирные опоры (рисунок 6) с двумя парами опор (каждая опора типа «иголка» опирается на плоскость снизу и сверху) выполнены с двухсторонним опиранием иголок в одной плоскости.

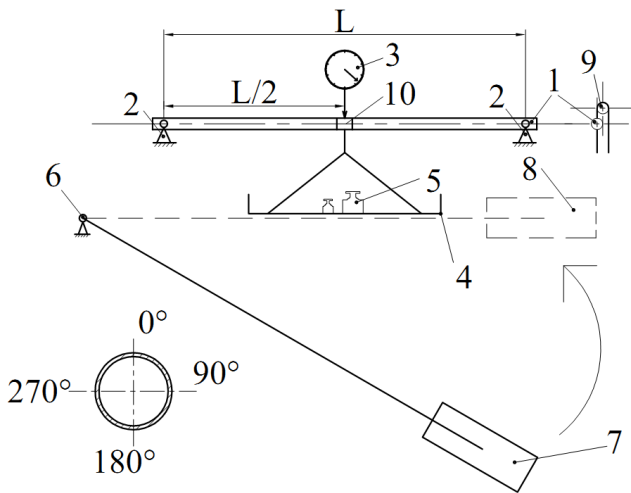


Рисунок 5. Экспериментальная станция для исследования изгибной жесткости трубок: 1 – исследуемая трубка; 2 – шарнирные опоры; 3 – часовой индикатор; 4 – платформа для установки грузов; 5 – грузы; 6 – шарнир; 7 – пластинка с рукояткой (для плавного подъема и плавного опускания платформы); 8 – второе положение пластинки с рукояткой (в поднятом положении); 9 – блок; 10 – скоба

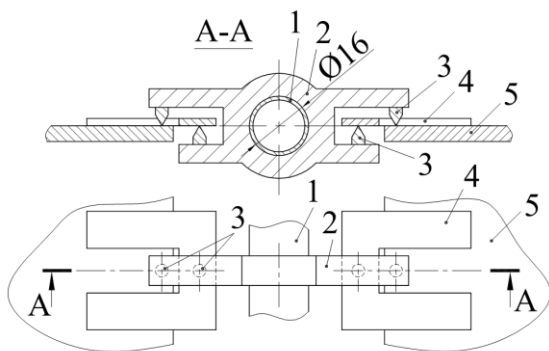
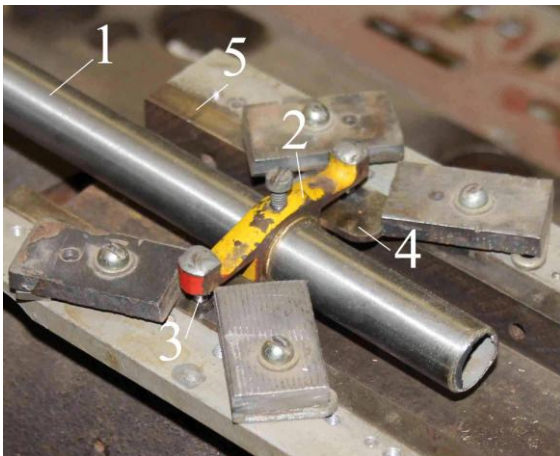


Рисунок 6. Конструкция шарнирной опоры типа «иголка»: 1 – исследуемая трубка; 2 – корпус опоры; 3 – «иголка»; 4 – пластина; 5 – плита

Механизм нагружения позволял прилагать силу к трубке от 50 г до 1000 г, с шагом в 50 г. Конструкция механизма позволяет плавно, без рывков, с помощью грузов менять нагрузку (см. поз. 7, поз. 8 на рисунке 5). Испытания трубок проводились (при повороте исследуемой трубки) в двух взаимно перпендикулярных положениях.

Максимальная относительная среднеквадратичная погрешность определения изгибной жесткости различных профилированных трубок составляла $\pm 3,0\%$.

В *третьей главе* представлены результаты экспериментальных исследований теплоотдачи и гидродинамического сопротивления пучков гладких и профилированных трубок при поперечном обтекании маслом, гидравлического сопротивления трубок при течении внутри воды и изгибной жесткости трубок.

Экспериментальные данные для коэффициента теплоотдачи в пучках гладких и различных профилированных трубок при поперечном обтекании их турбинным маслом представлены в безразмерном виде, позволяющем обобщить и сравнить данные по теплоотдаче при различных скоростях и температурах набегающего потока масла:

$$Nu_m^* = \frac{Nu_m}{Pr_m^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}}\right)_m^{0,25}} = f(Re_m),$$

здесь Nu_m — число Нуссельта, Pr_m — число Прандтля, $\left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}}\right)_m$ — отношение чисел Прандтля при температуре

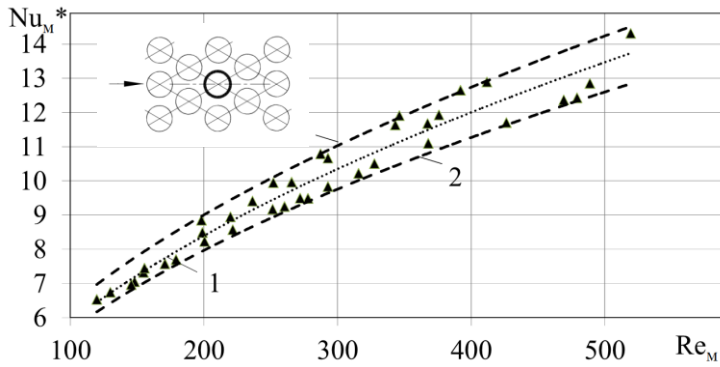


Рисунок 7. Теплоотдача в пучке гладких трубок (модифицированное число Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса масла): \blacktriangle - экспериментальные точки, 1 – данные Жукаускаса¹, 2 – область погрешности эксперимента

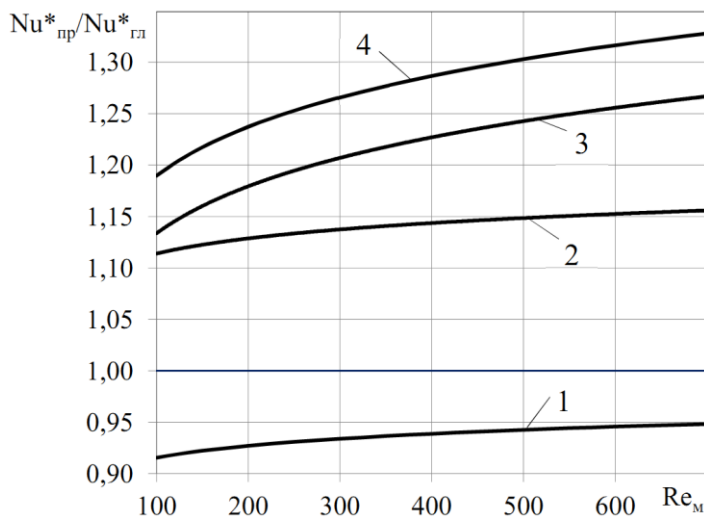


Рисунок 8. Изменение интенсивности теплообмена в пучках различно профилированных трубок в сравнении с гладкотрубным пучком при поперечном обтекании их маслом: 1 – ПКТ; 2 – ПВТ; 3 – ТВН2; 4 – ТВН1

коэффициенты теплоотдачи при поперечном обтекании турбинным маслом пучка ПВТ до 15 % выше, чем в пучке гладких трубок, что определяется турбулизацией потока, как от воздействия трубок пучка, так и от возмущений, вносимых профилированием рабочей трубки в пограничный слой масла около этой трубки. Увеличение коэффициента теплоотдачи в пучке ТВН1 в сравнении с пучком из гладких трубок достигает 33 %, для пучка ТВН2 – до 27 %.

Влияние профилирования рабочей трубки на теплообмен при поперечном обтекании турбинным маслом пучка ТВН представлено на рисунке 9 (серии 5,6 в таблице 1). Установка гладкой рабочей (калориметрической) трубки в пучок ТВН в за-

набегающего потока масла и температуре стенки трубки, Re_M — число Рейнольдса, взятое по характерной скорости в узком сечении трубного пучка. С учетом изменения проходного сечения по маслу для каждого варианта профилированной трубки в качестве характерного размера для чисел Nu_M и Re_M принят наружный диаметр гладкой рабочей трубки.

Наладка экспериментального стенда и проверка методики измерений проводилась при поперечном обтекании маслом гладкотрубного пучка (рисунок 7).

На рисунке 8 представлены результаты сравнительных, по отношению к пучку гладких трубок, исследований для коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании турбинным маслом пучков ПКТ, ТВН и ПКТ в диапазоне числа $Re_M = 100 \dots 700$. Коэффициенты теплоотдачи при поперечном обтекании турбинным маслом пучка ПКТ до 7 % ниже, чем пучка гладких трубок, что объясняется, по мнению автора, упорядочиванием потока масла канавками ПКТ. Коэффици-

¹ Жукаускас, А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас М.: Наука, 1982. — 427 с.

висимости от числа Re_m приводит к увеличению теплоотдачи в сравнении с обтеканием гладкотрубного пучка на 5...18 %, что существенно ниже, чем величина интенсификации теплообмена в пучке, состоящем только из ТВН.

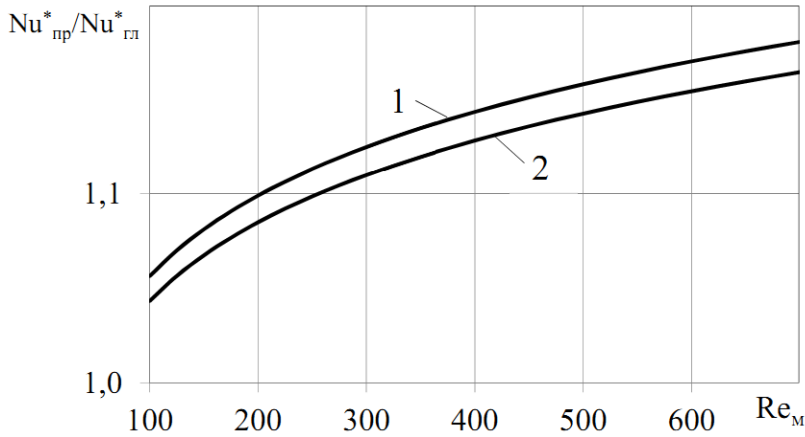


Рисунок 9. Изменение интенсивности теплообмена в пучках ТВН с рабочей гладкой трубкой в сравнении с гладкотрубным пучком при поперечном обтекании их маслом: 1 – ТВН1; 2 – ТВН2

Сопротивления пучков различно профилированных трубок, обтекаемых поперечным потоком турбинного масла.

Относительный коэффициент гидродинамического сопротивления пучков (число Eu) возрастает с увеличением числа Рейнольдса для всех типов профилированных трубок. Меньшее (до 7%) гидродинамическое сопротивление пучка ПКТ по сравнению с пучком гладких трубок можно объяснить упорядочиванием набегающего на трубки потока масла,

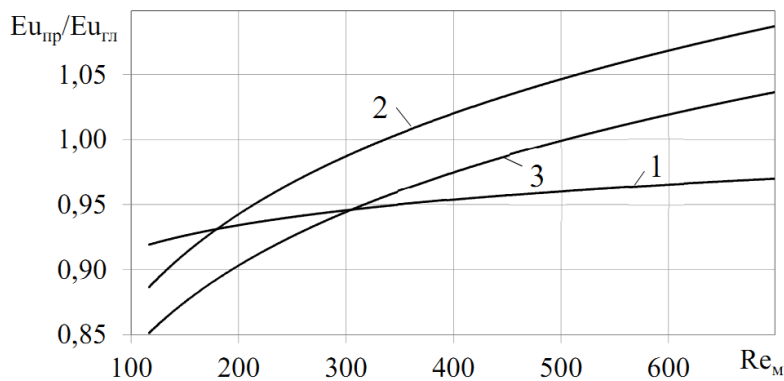


Рисунок 10. Изменение гидродинамического сопротивления пучков профилированных трубок в сравнении с гладкотрубным пучком: 1 – ПКТ (серия 2), 2 – ТВН1 (серия 3), 3 – ТВН2 (серия 4)

Гидродинамическое сопротивление пучков ТВН до величин чисел $Re_m \leq 350$ (для ТВН1) и $Re_m \leq 500$ (для ТВН2) ниже, чем пучка гладких трубок. При возраста-

Экспериментальные данные по относительному коэффициенту теплоотдачи в пучках с ТВН с погрешностью до 4 % обобщены следующими зависимостями:

-для пучка ТВН1:

$$a_1 = Nu_{np}/Nu_{гл} = 0,93 \cdot Re_m^{0,056}; \quad (2)$$

-для пучка ТВН2:

$$a_2 = Nu_{np}/Nu_{гл} = 0,88 \cdot Re_m^{0,056}; \quad (3)$$

На рисунке 10 представлены результаты сравнительных экспериментальных исследований гидродинамического сопротивления

пучков ПКТ, обтекаемых поперечным потоком турбинного масла, так как кольцевая накатка создаёт в межтрубном пространстве более организованные проходы для масла.

На основе ранее проведенных исследований² установлено, что гидродинамическое сопротивление при поперечном обтекании маслом пучков ПКТ в пределах погрешности эксперимента не отличается от гладких трубок.

² Работы, выполненные совместно с Г.А. Локаловым.

нии значений числа Re_m гидродинамическое сопротивление пучков с ТВН от 4 до 8% выше, чем гладкотрубного пучка (см. рисунок 10). Если при малых числах Re_m канавки на поверхности ТВН, расположенные под углом к направлению потока масла, упорядочивают поток, то при возрастании Re_m профилирование ТВН увеличивает возмущение (турбулизацию) потока и, соответственно, сопротивление трубного пучка.

Экспериментальные данные по гидродинамическому сопротивлению межтрубного пространства маслоохладителя с трубным пучком, выполненным из трубок со встречной накаткой или ПКТ, при значениях чисел $Re_m = 100 \dots 700$ обобщены следующими зависимостями:

-для пучка ПКТ:

$$b = Eu_{np} / Eu_{zl} = 0,80 \cdot Re_m^{0,03}; \quad (4)$$

-для пучка ТВН1:

$$b_1 = Eu_{np} / Eu_{zl} = 0,52 \cdot Re_m^{0,114}; \quad (5)$$

-для пучка ТВН2:

$$b_2 = Eu_{np} / Eu_{zl} = 0,50 \cdot Re_m^{0,11}; \quad (6)$$

На рисунке 11 представлены результаты сравнительного экспериментального исследования гидравлического сопротивления профилированных трубок при тече-

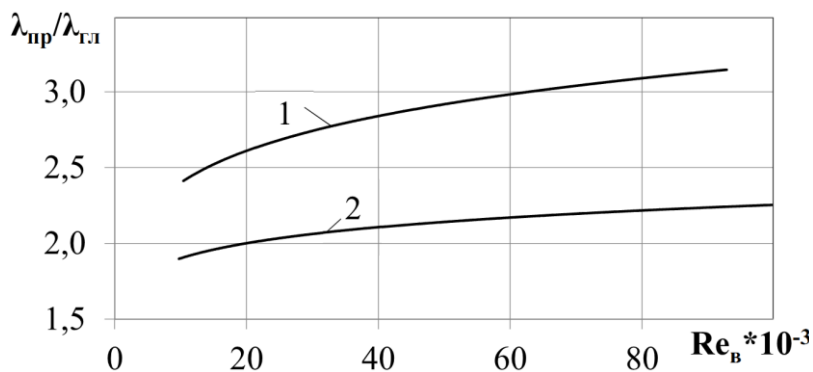


Рисунок 11. Относительное гидравлическое сопротивление при течении воды внутри различно профилированных трубок: 1 – аппроксимация экспериментальных данных для ТВН1; 2 – аппроксимация экспериментальных данных для ТВН2

нии в них воды. Экспериментальный стенд протарирован на гладкой трубке, коэффициент сопротивления соответствует зависимости Блазиуса с погрешностью аппроксимации не более $\pm 2\%$.

По данным ряда авторов³ коэффициент гидравлического сопротивления при течении воды в ПКТ в 5,1...6,0 раз выше, чем в гладкой трубке.

Коэффициент гидравлического сопротивления ПКТ в 2,2 раза выше чем в гладкой трубке и в пределах погрешности эксперимента не зависит от числа Re_v .

Коэффициент гидравлического сопротивления для ТВН2 в зависимости от числа Re_v в 1,9...2,2 раза выше, а для ТВН1 в 2,4...3,2 раза выше, чем — для гладкой трубки (см. рисунок 11).

³ Калинин, Э.К. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К. Калинин, Г.Ф. Дрейцер, И.З. Копп, А.С. Мякочин. М.: Энергоиздат, 1998. — 408 с.

В сравнении с ПВТ ($h = 0,5$ мм, $s = 8$ мм) дополнительный винтообразный выступ у ТВН2 ($h = 0,5$ мм, $s = 24$ мм) незначительно изменяет гидравлическое сопротивление трубок при течении в них воды, т.к. шаг встречной накатки $s = 24$ мм в 3 раза превышает шаг накатки сравниваемой ПВТ, а для трубки ТВН1 наличие дополнительной канавки с параметрами $h = 0,5$ мм, $s = 8$ мм приводит к существенному (от 9 до 43%) в зависимости от числа Re_B , увеличению коэффициента гидравлического сопротивления.

Экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению при течении воды внутри ТВН при значениях чисел $Re_B = 10^4 \dots 10^5$ обобщены следующими зависимостями:

-для ТВН1:

$$c_1 = \lambda_{np} / \lambda_{zl} = 0,78 \cdot Re_M^{0,120}; \quad (7)$$

-для ТВН2:

$$c_2 = \lambda_{np} / \lambda_{zl} = 0,96 \cdot Re_M^{0,074}; \quad (8)$$

В главе 3 представлены также результаты сравнительных экспериментальных исследований изгибной жесткости различно профилированных трубок.

Показано, что величина изгибной жесткости ПКТ меньше изгибной жесткости гладкой трубки на 32 %. Для близких значений параметров профилирования изгибная жесткость ТВН на 20 % меньше изгибной жесткости гладких трубок. Установлено, что величины изгибной жесткости ТВН и ПВТ близки по значению, что свидетельствует о незначительном влиянии дополнительного профилирования ПВТ встречной накаткой на вибрационные характеристики этих трубок.

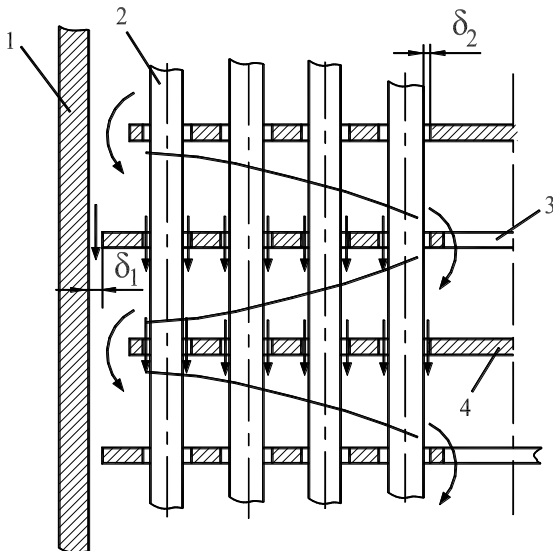


Рисунок 12. Межтрубное пространство теплообменника: 1 – корпус теплообменника, 2 – теплообменные трубки, 3 – кольцевая перегородка, 4 – дисковая перегородка, δ_1 – зазор между (1) и (3), δ_2 – зазор «трубка – перегородка»

В *четвертой* главе представлены результаты численного моделирования проницаемости технологических зазоров узла «трубка-перегородка» (рисунок 12) в трубных пучках маслоохладителей и уточнение методики теплогидравлического расчета маслоохладителей турбоустановок.

Для расчета теплообмена в маслоохладителях необходимо задать характерную скорость масла в трубном пучке, которая определяется как общим расходом масла через аппарат, так и протечками масла в технологических зазорах узла «трубка-перегородка». Оценка расхода масла в технологических зазорах проводилась на основе численных расчетов с помощью твердотельной модели, представляющей собой модель потока масла в

двух ходах, разделенных перегородкой трубного пучка маслоохладителя с выделенным для исследуемой ТВН технологическим зазором узла «трубка-перегородка». Для исследуемого узла определен гидравлический параметр зазора, связывающий геометрические характеристики ТВН, а также толщину перегородки и диаметр отверстия в ней.

Результаты численных расчетов обобщены зависимостью для вычисления коэффициента гидравлического сопротивления при течении потока турбинного масла в технологическом околотрубном зазоре в пучках из ТВН:

$$\zeta = 2 \cdot Eu = 2 \cdot \left(\frac{A}{Re} + B \right) = \frac{3,2 \cdot K_{ТВН} + 370,2}{Re} + 2,78, \quad (9)$$

где, $K_{ТВН} = L_{в.л.}^{пер} / d_3$, $L_{в.л.}^{пер} = (L_{в.л.1}^{пер} + L_{в.л.2}^{пер}) / 2$, $L_{в.л.1}^{пер}$ — длина канала в пределах промежуточной перегородки первого профилирования (м), $L_{в.л.2}^{пер}$ — длина канала в пределах промежуточной перегородки второго (встречного) профилирования, $d_3 = 4S/P$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр зазора, S — площадь зазора, P — смоченный периметр зазора.

Установлено, что расход масла при номинальном режиме функционирования маслоохладителя в зазор δ_2 для ТВН2 в 3,6 раза выше, а для ТВН1 в 5,4 раза выше, чем для гладкой трубки, при этом, как было показано ранее, этот расход для ПВТ в 2 раза выше, чем для гладкой трубки.

На основании проведенных исследований для разработки и проектирования головного образца маслоохладителя с ТВН в методику расчета маслоохладителей внесены следующие мультипликативные поправки:

- (2), (3) для расчета теплообмена со стороны масла;
- (4), (5) и (6) для расчета гидродинамического сопротивления пучка;
- (7), (8) для расчета гидравлического сопротивления при течении воды в трубках;
- (9) для учета профилирования трубки при определении характерной скорости масла в пучке.

Для учета влияния профилирования трубок на коэффициент теплоотдачи при течении воды внутри трубок в методику расчета маслоохладителей с ТВН включены поправки, рассчитываемые по ранее известным зависимостям для ПВТ, что позволяет, по мнению автора, оценивать коэффициент теплопередачи для маслоохладителей с ТВН с некоторым запасом.

В конструкциях новой серии маслоохладителей турбоустановок холостые перетоки масла помимо трубного пучка в технологические зазоры (δ_1) (рисунок 12) устранены запатентованным автором уплотнением специальной конструкции.

В *пятой главе* представлены результаты сравнительных испытаний маслоохладителей ПТУ с гладкими трубками, ПВТ и ТВН.

На Невинномысской ГРЭС турбины К-160-130 ХТЗ ст. № 8, 9 заводом-изготовителем оснащены четырьмя серийными гладкотрубными маслоохладителями МО-53-4. Во время планового ремонта на турбине ст.№9 установлены маслоохладители МБ-50М-75, МО-1,2,4 с ПВТ и МО-3 с ТВН, изготовленные по проекту УрФУ. Параметры профилирования трубок маслоохладителя с ПВТ $h = 0,5$ мм, $s = 8$ мм, а ТВН $s_{11} = 8$ мм, $h_{11} = 0,5$ мм, $s_{12} = 24$ мм, $h_{12} = 0,5$ мм выбраны на основе результатов проведенных исследований. На турбине ст.№8 серийные гладкотрубные маслоохладители МО-53-4 силами ГРЭС были переведены с 4-х ходов на 2 хода по охлаждающей воде.

Для оценки эффективности применения трубок со встречной накаткой в маслоохладителях турбоустановок на Невинномысской ГРЭС проведены их сравнительные испытания. Во время испытаний измерялись температуры и расходы теплоносителей на испытываемом маслоохладителе. Всего проведено более 30 опытов с разными маслоохладителями.

Маслоохладители установлены на турбину в период планового ремонта, поэтому как водяная, так и масляная полости аппаратов во время проведения испытаний были технически чистыми.

При проведении тепловых испытаний маслоохладителей реализованы режимы с температурой масла на выходе $t_{2м}$ от 19,2 до 36,0 °С, температурой охлаждающей воды на входе $t_{1в}$ от 1,5 до 7,5 °С, расходами масла G_m от 33 до 75 м³/ч и воды G_v от 13 до 157 м³/ч. При гидродинамических испытаниях маслоохладителей расход масла G_m через исследуемый маслоохладитель устанавливался от 20 до 165 м³/ч.

Для сведения теплового баланса по масляной и водяной сторонам проводились также замеры расходов масла на общем коллекторе после группы маслоохладителей. Тепловой баланс в опытах сведен с погрешностью ± 4 %.

Погрешность измерений составляла: температур $\pm 0,5$ °С, расходов теплоносителей ± 3 %, давлений масла $\pm 0,1$ кгс/см², давления воды $\pm 0,05$ кгс/см², коэффициента теплопередачи ± 5 %.

Для сравнения эффективности применения различно профилированных трубок в маслоохладителях системы маслоснабжения турбоустановок Невинномысской ГРЭС экспериментальные данные обрабатывались с помощью уточненной автором методики расчета, позволяющей сопоставлять характеристики различных маслоохладителей при одинаковых условиях и параметрах во всем диапазоне их функционирования.

На рисунок 13 в качестве примера представлены некоторые результаты сравнительных испытаний маслоохладителей. Опытами установлено:

- количество передаваемой теплоты в маслоохладителе с ТВН на 10...15 %, а в маслоохладителе с ПВТ на 9...12 % выше, чем в аппарате с гладкими трубками (см. рисунок 13, а).

- температура масла на выходе из маслоохладителя с ТВН на 2...3 °С ниже, чем — для аппарата с гладкими трубками (см. рисунок 13, б).

- гидродинамическое сопротивление маслоохладителя с ТВН на номинальном расходе масла до 15 % выше, чем маслоохладителя с пучком из ПВТ (см. рисунок 13, г).

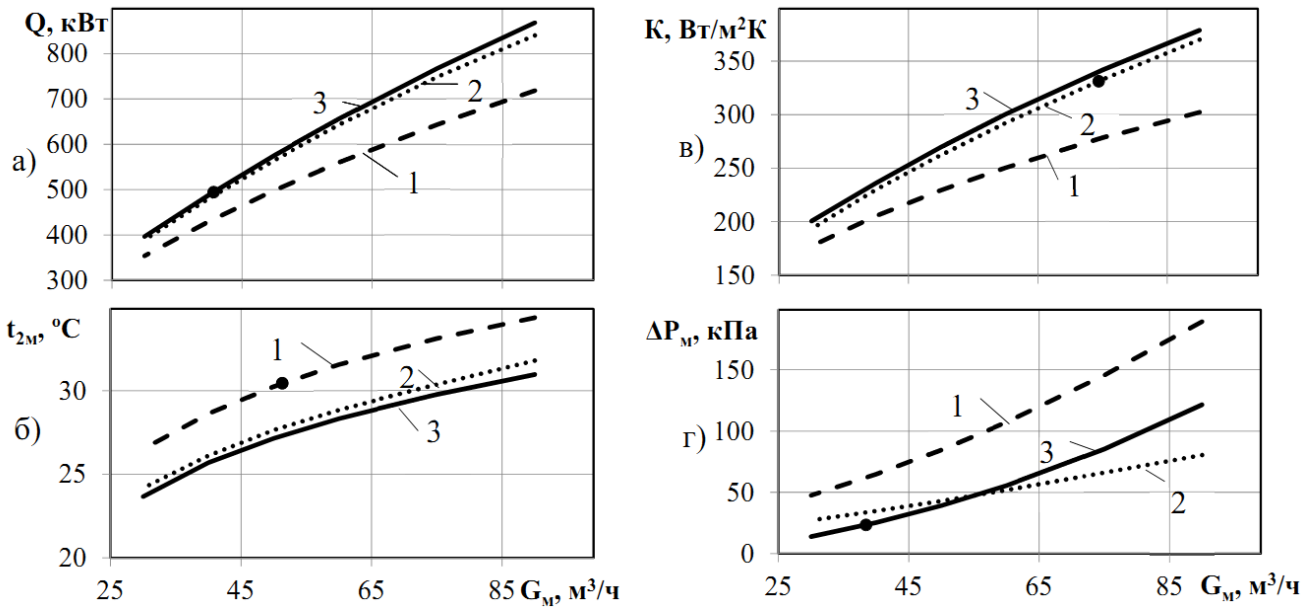


Рисунок 13. Экспериментальные зависимости от расхода масла а) количества переданной теплоты, режим 3 ($t_{1M} = 51$ °С, $t_{1B} = 2$ °С, $G_M = 40,6$ м³/ч, $G_B = 120$ м³/ч); б) температуры масла на выходе, режим 13 ($t_{1M} = 51,5$ °С, $t_{1B} = 5,1$ °С, $G_M = 51,4$ м³/ч, $G_B = 157$ м³/ч); в) коэффициента теплопередачи, режим 7 ($t_{1M} = 50,9$ °С, $t_{1B} = 1,5$ °С, $G_M = 74,4$ м³/ч, $G_B = 40$ м³/ч); г) гидродинамического сопротивления маслоохладителей, режим 4 ($t_{1M} = 51$ °С, $t_{1B} = 2,6$ °С, $G_M = 38,4$ м³/ч, $G_B = 78$ м³/ч): 1 — МО-53-4 с гладкими трубками; 2 — МБ-50М-75 с ПВТ; 3 — МБ-50М-75 с ТВН; ● — экспериментальные данные

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Представлены результаты сравнительных исследований эффективности применения гладких трубок, ПКТ, ПВТ и ТВН в маслоохладителях турбоустановок. Диапазон исследования соответствует диапазону функционирования маслоохладителей турбоустановок.

2. Для сравнительных исследований проведена разработка и наладка ряда экспериментальных стендов для исследования:

- теплообмена и гидродинамического сопротивления при поперечном обтекании пучка трубок;
- гидравлического сопротивления при течении воды внутри трубок;
- изгибной жесткости трубок.

3. Сравнительное исследование теплообмена в пучках ТВН и ПКТ при поперечном обтекании турбинным маслом показало, что коэффициенты теплоотдачи при поперечном обтекании маслом пучка ПКТ до 7 % ниже, чем пучка гладких трубок,

пучка ПВТ до 15 % выше, пучка ТВН1 до 33 % выше, пучка ТВН2 до 27 % выше, чем пучка гладких трубок.

4. Показано, что относительное гидродинамическое сопротивление пучка ПВТ при поперечном обтекании маслом в пределах погрешности эксперимента не отличается от пучка гладких трубок. Относительное гидродинамическое сопротивление пучка ТВН до величин чисел $Re_m \leq 350$ ниже до 15 %; при возрастании значений числа Re_m до 8 % выше; пучка ПКТ до 7 % ниже, чем гладкотрубного пучка.

5. Показано, что коэффициент гидравлического сопротивления при течении воды в профилированных трубках по сравнению с гладкой трубкой выше для ТВН2 в 1,9...2,2 раза, для ТВН1 в 2,4...3,2 раза в зависимости от параметров профилирования и числа Re_v , при этом известно, что для ПКТ он выше в 5,1...6,0 раза, а для ПВТ в 2,2 раза.

6. Исследование изгибной жесткости различно профилированных трубок показало, что величина изгибной жесткости ПКТ на 32 %, а для ТВН на 20% меньше изгибной жесткости гладких трубок. Установлено, что величины изгибной жесткости ПВТ и ТВН близки по значению.

7. Проведены сравнительные испытания маслоохладителей в условиях эксплуатации на турбине, тепловая эффективность маслоохладителя с ТВН выше до 15 %, а температура масла на выходе на 2...3 °С ниже, чем у маслоохладителя с гладкими трубками.

8. По результатам проведенных экспериментальных исследований уточнена методика теплогидравлического расчета маслоохладителей ПТУ, позволяющая обоснованно применять в этих аппаратах предложенные автором ТВН. Эта методика использована для проектирования маслоохладителя, установленного на Невинномысской ГРЭС, а также для обработки и анализа сравнительных испытаний маслоохладителей с гладкими и различно профилированными трубками в условиях ТЭС.

9. Представлены рекомендации для инженерной практики, направленные на повышение эффективности, надежности и экологической безопасности системы маслоснабжения турбоустановок.

Список публикаций по теме диссертации

Статьи, опубликованные в рецензируемых научных журналах, определенных ВАК:

1. Желонкин, Н.В. Модернизация теплообменных аппаратов ПТУ с учетом особенностей их эксплуатации на конкретных ТЭС / А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон, Ю.М. Бродов, С.И. Хае, С.Н. Блинков, Н.В. Желонкин // Электрические станции. – 2010. – № 3. – С. 28-34 (0,75 п.л./0,12 п.л.).

2. Желонкин, Н.В. Разработка и обобщение опыта промышленного применения новой серии современных маслоохладителей ПТУ / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, С.Н. Блинков, В.К. Купцов, Н.В. Желонкин // Тяжелое машиностроение. – 2010. – № 11. – С. 16-22 (0,85 п.л./0,20 п.л.).

3. Желонкин, Н.В. Экспериментальное исследование теплообмена в пучках профилированных трубок маслоохладителей / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Г.А. Локалов, Н.В. Желонкин // Известия высших учебных заведений. Проблемы Энергетики. – 2010. – № 9-10. – С. 3-14 (0,75 п.л./0,25 п.л.).

4. Желонкин, Н.В. Разработка новых и модернизация существующих теплообменных аппаратов ТЭС / А.Ю. Рябчиков, Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, Н.В. Желонкин // Тяжелое машиностроение. – 2012. – № 2. – С. 25-29 (0,63 п.л./0,15 п.л.).

5. Желонкин, Н.В. Результаты промышленных испытаний новой серии маслоохладителей с профилированными трубками / Н.В. Желонкин, А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон, И.Б. Мурманский // Энергетик. – 2014. – № 6. – С. 35-38. (0,5 п.л./0,2 п.л.)

Патенты на полезную модель:

6. Патент на полезную модель 87462 Российская федерация, МПК F01D25/18. Система вентиляции масляного бака турбоустановки / А.Ю. Рябчиков, Г.Д. Бухман, Н.В. Желонкин; заявитель и патентообладатель Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – № 2009103580/22; заявл. 03.02.2009; опубл. 10.10.2009, Бюл. 12. – 3 с.

7. Патент на полезную модель 101538 Российская федерация, МПК F28D7/00. Теплообменный аппарат / Н.В. Желонкин, А.Ю. Рябчиков, Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон; заявитель и патентообладатель Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – № 2010112381/06; заявл. 30.03.2010; опубл. 20.01.2011, Бюл. 2. – 2 с.

8. Патент на полезную модель 107850 Российская федерация, МПК F28F3/10. Кожухотрубный теплообменник / Н.В. Желонкин, А.Ю. Рябчиков, Ю.М. Бродов, С.Н. Блинков; заявитель и патентообладатель Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – № 2010108031/06; заявл. 04.03.2010; опубл. 27.08.2011, Бюл. 24. – 2 с.

9. Патент на полезную модель 112752 Российская федерация, МПК F28F1/00. Теплообменная труба / Н.В. Желонкин, Ю.М. Бродов, А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон; заявитель и патентообладатель Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – № 2011134212/06; заявл. 15.08.2011; опубл. 20.01.2012, Бюл. 2. – 2 с.

Монографии:

10. Желонкин, Н.В. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок: монография / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, В.И. Брезгин, С.Н. Блинков, В.К. Купцов, М.А. Ниренштейн, П.Н. Плотников, А.Ю. Рябчиков, С.И. Хае, Д.В. Брезгин, Н.В. Желонкин, Г.А. Локалов; под общ. ред. Ю.М. Бродова. – 4-е изд., перераб. и доп. – Екатеринбург: ООО «УИПЦ»; УрФУ имени первого Президента России Б.Н.Ельцина, 2012. – 570 с. (50,2 п.л./2,0 п.л.)

Материалы конференций:

11. Желонкин, Н.В. Разработка охлаждаемого маслоуловителя системы вентиляции масляного бака турбоустановки / А.Ю. Рябчиков, Н.В. Желонкин // XV отчетная научная конференция молодых ученых ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, Екатеринбург, 17 ноября-15 декабря, 2008 г. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ. – 2008. – С. 295-296 (0,25 п.л./0,15 п.л.).

12. Желонкин, Н.В. Разработка и изготовление новых трубных систем теплообменных аппаратов ПТУ с учетом особенностей эксплуатации конкретных ТЭС / А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон, С.И. Хае, С.Н. Блинков, Г.А. Локалов, Н.В. Желонкин // Российская энергетика – 2009: совершенствование теплотехнического оборудования, реконструкция ТЭС, внедрение систем сервиса: материалы Шестой международной научно-практической конференции, Екатеринбург, 1-3 апреля, 2009 г. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ. – 2009. – С. 188-201 (0,75 п.л./0,12 п.л.).

13. Желонкин, Н.В. Применение трубных пучков из профилированных витых трубок при совершенствовании маслоохладителей паротурбинных установок / Ю.М. Бродов, Г.А. Локалов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Н.В. Желонкин // Российская энергетика – 2009: совершенствование теплотехнического оборудования, реконструкция ТЭС, внедрение систем сервиса: материалы Шестой международной научно-практической конференции, Екатеринбург, 1-3 апреля, 2009 г. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ. – 2009. – С. 218-229 (0,5 п.л./0,15 п.л.).

14. Желонкин, Н.В. Интенсификация теплообмена при обтекании вязкой жидкостью пучков профилированных трубок / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Г.А. Локалов, Н.В. Желонкин // Труды пятой Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: Издат. дом МЭИ. – 2010. – Т. 6. – С. 45-46 (0,25 п.л./0,08 п.л.).

15. Желонкин, Н.В. Интенсификация теплообмена в маслоохладителях систем маслоснабжения турбоустановок / А.Ю. Рябчиков, Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, Н.В. Желонкин // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетике «АНТЭ-2011»: материалы VI Международной научно-технической конференции. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. – 2011. – Т.2. – С. 545-550 (0,63 п.л./0,20 п.л.).

16. Желонкин, Н.В. Исследование теплообмена в пучках профилированных трубок маслоохладителей паротурбинных установок / Н.В. Желонкин, Ю.М. Бродов, А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон // Тезисы докладов и сообщений XIV Минского международного форума по тепло- и массообмену, Минск, 10-13 сентября 2012 г. Минск. 2012. – Т.2. – Ч.1. – С. 232-235 (0,5 п.л./0,20 п.л.).

17. Желонкин, Н.В. Моделирование процесса гидродинамики и теплообмена при обтекании маслом трубного пучка маслоохладителя / Н.В. Желонкин, А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон, Д.В. Брезгин, И.Б. Мурманский // Совершенствование турбо-

установок методами математического и физического моделирования: материалы XIV международной научно-технической конференции, Харьков, 24-29 сентября 2012 г. Харьков. – 2012. – С. 1-6 (0,63 п.л./0,15 п.л.).

18. Желонкин, Н.В. Исследование изгибной жёсткости различно профилированных трубок для теплообменных аппаратов / Н.В. Желонкин, А.Ю. Рябчиков, И.Б. Мурманский // Материалы XXXXII всероссийского симпозиума. – М.: РАН. – 2012. – Т.2. – С. 35-40 (0,63 п.л./0,30 п.л.).

19. Желонкин, Н.В. Интенсификация теплообмена в маслоохладителях современных энергоустановок / Н.В. Желонкин, А.Ю. Рябчиков, И.Б. Мурманский // Энергетики и металлургии настоящему и будущему России: материалы 14-й Всерос. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и специалистов. – Магнитогорск. – 2013. – С. 87-89 (0,25 п.л./0,15 п.л.).

20. Желонкин, Н.В. Результаты промышленных испытаний маслоохладителей с профилированными трубками / Н.В. Желонкин, А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон, И.Б. Мурманский // Теплофизика и энергетика: сб. докладов VIII Всерос. семинара вузов по теплофизике и энергетике, Екатеринбург, 12-14 ноября, 2013 г. – Екатеринбург. – 2013. – С. 232-241 (1,0 п.л./0,30 п.л.).

21. Желонкин, Н.В. Маслоохладители с профилированными теплообменными трубками / Н.В. Желонкин, И.Б. Мурманский, А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон // Энерго- и ресурсосбережение. Энергосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сб. материалов Всерос. студ. олимпиады, науч.-практ. конф. с международ. участием и выставки работ студентов, аспирантов и молодых ученых, Екатеринбург, 17-20 декабря, 2013 г. – Екатеринбург. – С. 84-86 (0,25 п.л./0,10 п.л.).

Учебные пособия:

22. Желонкин, Н.В. Маслоохладители в системах маслоснабжения турбоустановок: учебное пособие / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Н.В. Желонкин, И.Б. Мурманский. – Екатеринбург: УрФУ, 2013. – 191 с. (9,7 п.л./1,5 п.л.).