

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«КАЛУЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ К.Э. ЦИОЛКОВСКОГО»

*На правах рукописи*



**КРЫЛОВ Виктор Сергеевич**

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ  
ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ  
ВОДЯНОГО ПАРА ИЗ СМЕСИ С ВЫСОКИМ СОДЕРЖАНИЕМ  
НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ГАЗОВ И РАЗРАБОТКА НА ЭТОЙ  
ОСНОВЕ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО КОНДЕНСАТОРА**

2.4.7 – Турбомашины и поршневые двигатели

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук,  
профессор  
Мильман Олег Ошеревич

Калуга – 2025

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Перечень сокращений, условных обозначений, символов, единиц, терминов .....	4
ВВЕДЕНИЕ .....	6
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ, КАСАЮЩИХСЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА И ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ С НЕКОНДЕНСИРУЮЩИМИСЯ ПРИМЕСЯМИ .....	13
1.1 Теплообмен при конденсации чистого пара .....	14
1.2 Тепло- и массообмен при конденсации пара из парогазовой смеси ..	17
1.3 Методы расчета величины поверхности и режимов работы конденсаторов паровых турбин .....	30
Выводы по главе 1 .....	41
ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ПАРА ИЗ ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ С БОЛЬШИМ СОДЕРЖАНИЕМ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ГАЗОВ .....	42
2.1 Общая идея и постановка задачи .....	42
2.2 Экспериментальная установка .....	47
2.2.1 Схема экспериментального стенда .....	47
2.2.2 Рабочий участок стенда .....	49
2.3 Метрологическое обеспечение и анализ погрешности .....	51
2.4 Проведение эксперимента и обработка данных .....	55
2.4.1 Подготовка к эксперименту .....	55
2.4.2 Методика обработки экспериментальных данных .....	56
2.4.3 Результаты эксперимента .....	57
Выводы по 2 главе .....	71
ГЛАВА 3. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО КОНДЕНСАТОРА ПАРА С БОЛЬШИМ СОДЕРЖАНИЕМ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ГАЗОВ .....	73

3.1 Общие положения . . . . .	73
3.2 Методические основы программы расчета высокоэффективного конденсатора . . . . .	74
3.3 Исходные данные для расчета . . . . .	75
3.4 Расчет теплоотдачи от ПГС к стенке трубы . . . . .	76
3.5 Расчет потерь давления по пару . . . . .	82
3.6 Оптимизация параметров высокоэффективного конденсатора пара и парогазовой смеси . . . . .	83
Выводы по 3 главе . . . . .	87
ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДУЛЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО КОНДЕНСАТОРА . . . . .	88
4.1 Конструкция модуля ВЭК . . . . .	88
4.2 Схема стенда испытаний модуля ВЭК . . . . .	91
4.3 Определение характеристики газоудаляющегося устройства стенда ВЭК . . . . .	93
4.4 Определение величины присосов воздуха из окружающей среды через неплотности стенда конденсатора-эжектора . . . . .	98
4.5 Тепловые испытания модуля ВЭК на площадке Калужского турбинного завода . . . . .	99
4.5.1 Цель и задачи испытаний . . . . .	99
4.5.2 Проведение теплотехнических испытаний . . . . .	100
4.5.3 Методика обработки экспериментальных данных конденсатора . . . . .	100
4.5.4 Результаты определения теплотехнических показателей модуля высокоэффективного конденсатора ПГС . . . . .	106
4.6 Конструктивное оформление высокоэффективного конденсатора пара . . . . .	116
Выводы по 4 главе . . . . .	120
ЗАКЛЮЧЕНИЕ . . . . .	122
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ . . . . .	125
ПРИЛОЖЕНИЕ А . . . . .	134
ПРИЛОЖЕНИЕ Б . . . . .	143
ПРИЛОЖЕНИЕ В . . . . .	162

**Перечень сокращений, условных обозначений,  
символов, единиц, терминов**

**Сокращения:**

CO<sub>2</sub> – двуокись углерода;

ВЭК – высокоэффективный конденсатор пара;

НВ – насос водокольцевой;

НКГ – неконденсирующиеся газы;

ПВС – паровоздушная смесь;

ПГС – парогазовая смесь;

ПМ – программа и методики;

РЭ – руководство по эксплуатации;

СИ – система измерений;

ЭД – эксплуатационная документация.

**Условные обозначения:**

$C$  – массовая доля компонента;

$c_p$  – теплоемкость при постоянном давлении, (Дж/кг·К);

$D$  – коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с;

$d$  – диаметр трубы, м;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$h$  – энтальпия, Дж/кг;

$m_f$  – плотность потока конденсата на межфазной поверхности, кг/(м<sup>2</sup>с);

$n_s$  – нормаль к границе, направленная в сторону паровоздушной смеси;

$P$  – давление, Па;

$Pr$  – число Прандтля;

$Sc$  – число Шмидта;

$T$  – температура, К;

$w$  – скорость, м/с;

$\delta$  – толщина пленки, м;

$\lambda$  – теплопроводность, Вт/(м·К);

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$\Phi$  – общее обозначение зависимой переменной;

$\tau$  – время, с.

### **Индексы:**

$0$  – параметры на бесконечности;

$m$  – параметры смеси;

$a$  – параметры воздуха;

$f$  – параметры пленки;

$in$  – внутренний;

$out$  – внешний;

$P$  – параметры в центре контрольного объема;

$s$  – параметры на межфазной границе;

$v$  – параметры пара;

$x$  – проекция на ось  $x$ ;

$y$  – проекция на ось  $y$ ;

$w$  – стенка;

$\zeta$  – проекция на ось  $\zeta$  ;

$\eta$  – проекция на ось  $\eta$  ;

$\tau$  – проекция на касательную к поверхности цилиндра.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Диссертация направлена на исследование процессов тепло- и массообмена, протекающих в теплообменных аппаратах, работающих в составе парогазовой установки (ПГУ) с подачей пара в камеру сгорания (КС), теплоутилизаторах котельных, конденсаторах высокотемпературных газопаротурбинных установок.

### **Актуальность работы**

Изучение тепло- и массообмена при конденсации определяется потребностями разработки современных технологий энергоэффективности и энергосбережения, создания теплообменных аппаратов для теплоутилизационных устройств, вакуумных и атмосферных конденсаторов газовых турбин, парогазовых установок, где в паре содержится большая доля неконденсирующихся газов (НКГ). Одной из основных задач при проектировании конденсаторов является тепловой и гидравлический расчет теплообменных поверхностей. Для рационального проектирования необходимо глубокое понимание физических процессов, определяющих работу конденсационных аппаратов для парогазовой смеси (ПГС) и обоснованных методик их расчета. Накопленные к настоящему времени теоретические и экспериментальные результаты позволили создать инженерные методики расчета, которые, однако, ориентированы на конкретные конструктивные решения и носят приближенный характер в силу сложности процессов и явлений, происходящих в реальных устройствах. Экспериментальные исследования, направленные на совершенствование этих методик – важный и актуальный задел.

### **Степень разработанности темы диссертации**

Степень разработанности темы диссертации определяется совокупностью следующих компонентов:

- анализ публикаций и патентных разработок по теме диссертации;
- обоснованность поставленной цели и задачи исследований, которые вытекают из проведенного анализа, опыта эксплуатации установок, работающих с парогазовой смесью;

- проведены исследования процесса тепло- и массообмена при конденсации движущейся ПГС;
- обобщением результатов исследований на основе безразмерных комплексов;
- разработка методики инженерного расчета конденсатора пара ПГС на фоне роста концентрации неконденсирующихся газов по мере конденсации пара;
- создание и испытание опытного образца модуля высокоэффективного конденсатора пара из ПГС, спроектированного на основе разработанной методики инженерного расчета;
- разработка варианта компоновки трубного пучка высокоэффективного конденсатора пара.

### **Цель и задачи работы**

Целью работы является разработка методики расчета высокоэффективных конденсаторов пара из парогазовой смеси на базе экспериментальных исследований тепло- и массообмена движущей парогазовой смеси.

Для достижения поставленной цели в настоящей работе сформулированы и решены следующие задачи:

1) Проведены экспериментальные исследования по определению локальных и интегральных характеристик теплообмена при конденсации пара из движущей ПГС с высоким содержанием неконденсирующихся газов на горизонтальном трубном пучке в диапазонах:

- концентрации газовой компоненты (по массе) 0...20%;
- скорости парогазовой смеси 0...50 м/с;
- давления парогазовой смеси 5...100 кПа;
- температуры охлаждающей воды 15...50°С;
- коэффициента теплоотдачи к охлаждающей воде  $(5...10) \cdot 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Получены локальные и средние значения коэффициентов теплоотдачи при конденсации пара из движущейся ПГС на всех режимах исследований.

2) Предложена аппроксимация экспериментальных данных в диапазоне режимов испытаний. Результаты исследований, выполненных на практически чистом паре, хорошо согласуются с известной зависимостью Л.Д. Бермана [8].

Объектом диссертационного исследования являются конденсаторы высокотемпературных газопаровых турбин с подачей пара в камеру сгорания, теплоутилизаторы котельных установок и т.п.

3) Разработана инженерная методика расчета высокоэффективного конденсатора пара из парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов.

4) Спроектирован, изготовлен и испытан модуль высокоэффективного конденсатора пара из ПГС; результаты испытаний подтвердили идею создания конденсатора ПГС с постоянной скоростью пара.

### **Методология и методы исследования**

Достоверность научных результатов была обеспечена благодаря тщательно подобранной методологии, соответствующей специфике изучаемой области. Глубокий анализ процессов конденсации в многокомпонентных системах, включающих парогазовые смеси с инертными составляющими, стал возможен за счет использования интегрированного системного метода при изучении сложных технических объектов. Выявленные в ходе работы фундаментальные закономерности и параметрические зависимости легли в основу инновационных инженерных решений, направленных на совершенствование эффективности конденсационного оборудования. Такой всесторонний подход позволил не только теоретически обосновать, но и практически реализовать оптимизационные мероприятия для повышения производительности конденсационных систем.

При анализе теплотехнических устройств использовались системные методы исследования. Комплексный подход и всесторонние методики моделирования были применены для разработки и исследования энергетических систем и их компонентов.

### **Научная новизна:**

1) Впервые получены экспериментальные данные для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальном трубном пучке из движущейся ПГС.

2) Разработана физическая и математическая модель процесса конденсации пара из парогазовой смеси.

3) Разработана методика расчета коэффициента теплоотдачи от ПГС к стенке на фоне роста концентрации газов по мере конденсации пара.

**Теоретическая значимость работы** состоит в следующем:

Результаты проведенного диссертационного исследования вносят значительный вклад в понимание и теоретическое обоснование процессов тепломассообмена при эксплуатации конденсаторов паротурбинных установок с высокой концентрацией неконденсирующихся газов (до 15–20%). Эти выводы могут быть использованы для:

– повышения эффективности работы конденсаторов при высокой концентрации неконденсирующихся газов в паре;

– применения результатов исследования при проектировании установок, работающих по циклу Аллама и ОИВТ РАН.

**Практическая значимость работы** состоит в следующем:

На основе проведенных экспериментов получены данные по интенсивности тепломассообмена при конденсации пара с содержанием до 20% неконденсирующихся газов на пучках гладких горизонтальных труб. Трубные пучки такого типа широко распространены на практике и являются неотъемлемой частью конструкции конденсаторов на действующих установках ТЭС и АЭС.

Методика расчета такого конденсатора позволяет оценить его эффективность в широком диапазоне тепловых нагрузок.

Проведенные исследования позволяют перейти к новым технологиям по созданию энергокомплексов мощностью 300 МВт с ультрасверхкритическими параметрами пара на базе угольных котлов с газовым перегревом пара в выносных камерах сгорания, что исключительно важно для тепловых электростанций Российской Федерации.

Результаты испытаний и обобщение данных применимы к установкам типа Аллама и ОИВТ РАН, работающих на углекислом газе.

**Положения, выносимые на защиту:**

1) Результаты экспериментального исследования процесса конденсации пара из движущейся ПГС на пучке горизонтальных труб.

2) Методика расчета коэффициента теплоотдачи от ПГС к стенке на фоне роста концентрации газов по мере конденсации пара.

3) Инженерная методика расчета высокоэффективного конденсатора пара из парогазовой смеси.

4) Разработка, изготовление и испытание модуля высокоэффективного конденсатора пара из ПГС.

Достоверность результатов исследований подтверждается следующими положениями:

1) Разработкой методики исследований на основе приборной базы предприятия, имеющей требуемый уровень точности для измеряемых величин, система менеджмента качества предприятия предусматривает и контролирует периодическое освидетельствование экспериментальных установок и использование базы приборов с обязательной поверкой в центре стандартизации и метрологии в соответствие с паспортом средств измерений, предусмотренным заводом-изготовителем.

2) Детальным анализом результатов измерений с обеспечением достоверных значений тепловых и материальных балансов; также выполнена оценка погрешностей измерений эксперимента, что позволяет сделать вывод о достоверности результатов измерений.

3) Подтверждением корректности математических моделей, соответствующих реальным физическим процессам, сравнением полученных результатов с расчетами, полученными ранее другими авторами при использовании классических методов.

4) Обсуждением экспериментальных данных на технических совещаниях предприятия и на следующих конференциях и семинарах:

– на Шестой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-6), на базе Национального исследовательского университета «МЭИ», 27–31 октября 2014 г., г. Москва, Россия;

– на XX Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках» 24–29 мая 2015 г., г. Звенигород, Россия;

– на Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» с элементами школы молодых учёных, 19–25 сентября 2016 г., г. Ялта, Республика Крым;

– на научно-практической конференции «Энергетика, экология, энергосбережение» к 25-летию образования ЗАО Научно-производственное внедренческое предприятие «Турбокон» 16 – 18 мая 2016 г., г. Калуга, Россия;

– на II Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» с элементами школы молодых ученых 11–18 сентября 2017 г., г. Ялта, Республика Крым;

– на юбилейной конференции Национального комитета РАН по тепло- и массообмену «Фундаментальные и прикладные проблемы теплообмена» XXI Школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках» 22–26 мая 2017 г., г. Санкт-Петербург, Россия;

– на научном семинаре, посвященном 10-летию образования Межведомственной научно-исследовательской лаборатории имени профессора В.А. Федорова, 20 апреля 2017 г., г. Калуга, Россия;

– на III Всероссийской научной конференции с элементами школы молодых учёных «Теплофизика и физическая гидродинамика», 10–16 сентября 2018 г., г. Ялта, Республика Крым;

– на Седьмой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-7), на базе Национального исследовательского университета «МЭИ» 22–26 октября 2018 г., г. Москва, Россия.

### **Связь работы с научными темами и программами:**

1) В 2014 г. ЗАО НПВП «Турбокон» в результате победы в конкурсе, объявленном Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках Федеральной целевой программы «Исследования и разработки

по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы» (соглашение № 14.576.21.0049 от 26.08.2014 г.) о предоставлении субсидии на выполнение прикладных научных исследований по теме: «Прикладные научно-технические разработки в обеспечение создания энергоблока мощностью 300 МВт с ультрасверхкритическими параметрами пара на базе угольных котлов с газовым перегревом пара и получением коэффициента полезного действия не менее 53%».

2) Соглашение о предоставлении гранта № 17-19-01604 от 24.05.2017 г. на тему: «Экспериментальное и расчетно-теоретическое исследование процессов тепломассообмена при конденсации парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов на гладких и оребренных трубах».

Основные результаты диссертационного исследования отражены в 41 научной публикации, в том числе в 18 статьях, включенных в индексируемые международные реферативные базы данных и системы цитирования Web of Science и Scopus. Наиболее существенные и значимые результаты диссертационного исследования полностью нашли свое отражение в 12 научных публикациях в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК России, и изданиях, включенных в Белый список научных журналов Минобрнауки России, а также в 12 научных публикациях, индексируемых международными реферативными базами данных и системами цитирования Web of Science, Scopus.

Диссертация является научно-квалификационной работой, соответствует паспорту специальности 2.4.7 – Турбомашин и поршневые двигатели: в части направления исследования – пункту 2 «Разработка физико-математических программ, цифровых двойников, методов экспериментальных исследований, теоретические и экспериментальные исследования с целью повышения эффективности, надежности и экологичности рабочих процессов турбомашин, поршневых двигателей, их систем и вспомогательного оборудования в составе объектов применения».

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и библиографического списка из 90 наименований, изложена на 172 страницах машинописного текста, содержит 37 рисунков, 14 таблиц и 3 приложений.

# ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ, КАСАЮЩИХСЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА И ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ С НЕКОНДЕНСИРУЮЩИМИСЯ ПРИМЕСЯМИ

Основные закономерности теплообмена при конденсации рассмотрены в монографиях и сборниках [21, 33, 38–39, 50, 65].

Теоретические модели процессов базируются на дифференциальных уравнениях энергии, движения, сплошности и диффузии [33], определяющих поля температур, скоростей, давлений и концентраций сосуществующих фаз и их компонент. При конденсации пара на твердой поверхности охлаждения, жидкая фаза выпадает либо в виде сплошной пленки (пленочная конденсация), либо в виде капель (капельная конденсация). В большинстве современных конденсационных устройств имеет место пленочная конденсация.

Основные уравнения теплообмена при пленочной конденсации [33]:

- энергии

$$\rho C_p \frac{dT}{d\tau} = \text{div}(\lambda \nabla T) + q_v + \beta T \frac{dp}{d\tau} + \mu \Phi; \quad (1.1)$$

- движения жидкости

$$\rho \frac{d\vec{w}}{d\tau} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{w} + \frac{1}{3} \mu \text{grad div} \vec{w}; \quad (1.2)$$

- сплошности

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \vec{w}) = 0; \quad (1.3)$$

- массообмена

$$\frac{dm_i}{d\tau} = D \nabla^2 m_i \quad (1.4)$$

где  $T$  – температура;  $p$  – давление;  $\rho$ ,  $\lambda$  – плотность и коэффициент теплопроводности конденсата;  $q_v$  – мощность внутренних источников теплоты;  $\beta$  – термический коэффициент объемного расширения;  $\mu \Phi$  –

диссипативная функция;  $c_p$  – удельная изобарная теплоемкость;  $\vec{w}$  – скорость жидкости;  $m_i$  – концентрация  $i$ -го компонента;  $d$  – коэффициент диффузии.

Система дифференциальных уравнений записывается для каждой фазы. Для конкретизации задачи задаются краевые и условия сопряжения в смежных фазах. Применяя к задаче теплообмена методы теории подобия, можно получить критериальные уравнения, определяющие процессы.

Ниже рассмотрены основные достижения в исследованиях тепло- и массопереноса при пленочной конденсации парогазовых смесей, имеющие практическое значение для проектирования конденсационных устройств теплообменных аппаратов.

### 1.1 Теплообмен при конденсации чистого пара

При исследовании процесса конденсации насыщенного пара, Нуссельт [45, 83–84] разработал математическую модель, опираясь на ряд существенных допущений. Для успешного расчета среднего коэффициента теплоотдачи на плоской вертикальной поверхности ученому пришлось значительно упростить исходную задачу. Ключевыми предположениями стали: постоянство физических характеристик конденсата, равенство температур на границе раздела фаз, отсутствие сил трения между паром и жидкостью. Также Нуссельт [45, 83–84] обосновал пренебрежение конвективным теплопереносом и продольной теплопроводностью в сравнении с поперечной теплопроводностью через пленку, а также исключил влияние инерционных сил в слое конденсата. Эта система упрощений была применена как для вертикальных, так и для горизонтальных поверхностей при анализе ламинарного режима конденсации:

$$\bar{\alpha} = \frac{3}{4} \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho_{ж}^2 \cdot r \cdot g}{4\mu\Delta TL}}, \quad (1.5)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности конденсата;  $\rho_{ж}$  – плотность жидкости (плотность пара считается намного меньше);  $r$  – удельная теплота

парообразования;  $\mu$  – динамическая вязкость жидкости;  $\Delta T$  – разность температур стенки и внешней поверхности пленки;  $L$  – высота стенки.

В безразмерном виде этот результат можно записать в виде зависимости числа Нуссельта  $Nu^* = \alpha L_v / \lambda$ ,  $L_v = (\nu^2 / g)^{1/3}$  от числа Рейнольдса  $Re = U \bar{\delta} / \nu$  ( $U$  – среднее значение продольной скорости,  $\bar{\delta}$  – средняя толщина пленки):

$$Nu^* = 0,925 Re^{-\frac{1}{3}}. \quad (1.6)$$

Аналогичное безразмерное соотношение для горизонтальной трубы

$$Nu^* = 0,756 Re^{-\frac{1}{3}}. \quad (1.7)$$

Уточнение теории Нуссельта дано в работах Д.А. Лабунцова и Г.Н. Кружилина с учетом переменной температуры поверхности стенки, наличии градиента температуры по толщине пленки, конвективного переноса тепла и сил инерции представлено в [37, 42–43].

Возникновение и развитие волн на поверхности пленки рассмотрено в [34, 44]. Оценка увеличения коэффициента теплоотдачи за счет волнового движения была сделана П.Л. Капицей [34]. Подробный обзор работ, посвященных этой теме, приводится в [2]. В работах [3] и [49] показано, что волновой режим обычно наблюдается при числах Рейнольдса, превышающих некоторое характерное значение  $Re_{\text{волн}}$ .

К настоящему времени установлено [20], что зависимость (1.5) неточна, а число Нуссельта зависит, по крайней мере, еще от двух критериев – числа Капицы  $Ka$  и безразмерного диаметра трубы  $\bar{D}$ :

$$Nu^* = f(Re, Ka, \bar{D}), \quad (1.8)$$

$$Ka = \frac{\sigma^2}{\nu^4 \rho^3 g}, \quad (1.9)$$

$$\bar{D} = \frac{D}{\sqrt{\sigma / (g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}))}}. \quad (1.10)$$

где  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения;  $\nu$  – кинематическая вязкость;  $D$  – диаметр трубы;  $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\rho_{\text{п}}$  – плотности жидкости и пара.

Для описания теплообмена в случае турбулентного движения пленки, помимо чисто эмпирического [75], использовались следующие подходы, общим для которых было перенесение закономерностей пограничного слоя при турбулентном течении жидкости в трубе на течение пленки [21]:

- аналогия переноса тепла и импульса [23, 71];
- численное интегрирование уравнений движения и энергии при заданных эмпирических или полуэмпирических коэффициентах турбулентного переноса [26, 44, 72];
- приближенное аналитическое решение [46].

Расхождения в этих зависимостях весьма существенные, особенно в области переходного режима стекания пленки. Один из источников такого расхождения – неоднозначность в выборе критического значения числа Рейнольдса. Лучше всего с экспериментальными данными согласуются зависимости Кутателадзе и Даклера.

В [21] также приведены сведения об экспериментальных исследованиях теплообмена при конденсации неподвижного пара на вертикальных стенках по данным работ с указанием исследуемого вещества, размеров экспериментального участка и диапазона изменения основных параметров (чисел Рейнольдса и Прандтля) по данным работ [18–19, 24, 29–32, 41, 48, 55–56, 67–69, 77, 86].

Теория теплообмена при конденсации неподвижного пара на пакетах горизонтальных труб при ламинарном течении впервые также была дана В. Нуссельтом. Средний коэффициент теплоотдачи для всего пакета труб вычисляется по формуле

$$\alpha_n = \alpha_1 f(n), \quad (1.11)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи для труб первого ряда, определяемый по (1.2) С.С. Кутателадзе, принимая в расчет изменение температурного напора с изменением номера трубы, получил функциональную зависимость

$$\frac{\alpha_i}{\alpha_{0i}} = f\left(\frac{\sum_1^n G_i}{G_n} \bar{\Phi}\right), \quad (1.12)$$

где  $\alpha_{0i}$  – коэффициент теплоотдачи, вычисленный по (1.2) для  $i$ -й трубы;  $\sum_1^n G_i$  – суммарный расход конденсата, стекающего по  $i$ -й трубе;  $G_n$  – расход

конденсата на  $n$ -й трубе;  $\bar{\Phi} = \sigma/(\rho D^2)$  – критерий, учитывающий влияние поверхностного натяжения.

Чен [70] учел приращение импульса конденсата в межтрубном пространстве и конденсацию пара на пленке переохлажденного конденсата между трубами.

Обзор экспериментальных работ по конденсации пара на одиночном цилиндре и пакетах труб, выполненный Л.Д. Берманом [12], выявил существенные отклонения экспериментальных данных от теории Нуссельта: разброс составляет в пределах 75% для малых температурных напоров и в пределах 25% – для больших. Расчеты теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на гладких горизонтальных некруглых трубах показали их более высокую тепловую эффективность по сравнению с круглыми трубами [53–54, 57, 59, 78, 82, 87, 90]. В [53–54] описана математическая модель, учитывающая действие сил поверхностного натяжения, для расчета теплоотдачи при пленочной конденсации неподвижного пара на наклонных и вертикальных гладких трубах с поперечным сечением произвольной формы. Произведен расчет коэффициентов теплоотдачи и представлена гидродинамическая картина течения пленки конденсата по поверхности.

## **1.2 Тепло- и массообмен при конденсации пара из парогазовой смеси**

Задача о теплообмене при конденсации пара из ПГС в полной постановке должна рассматриваться как сопряженная задача конденсации и диффузии. Решение подобного рода задач удается получить только в простейших случаях.

В монографии [38] рассмотрен ряд конкретных задач для описания процесса конденсации пара из смеси. Решения диффузионных задач приводятся также в [33, 40, 58].

Рассмотрим, например, конденсацию пара из движущейся сверху вниз парогазовой смеси на изотермической вертикальной плоской стенке

с температурой  $T_c$ . [33]. Пар считается насыщенным, заданы скорость, температура и концентрация газа в невозмущенном потоке  $w_0, T_0, m_{г0}$  (рисунок 1).

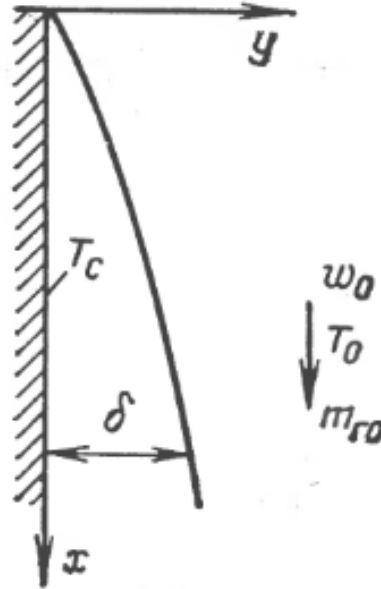


Рисунок 1 – К задаче о конденсации пара из движущейся сверху вниз парогазовой смеси на изотермической вертикальной плоской стенке (источник [33])

Уравнения энергии, диффузии, движения и неразрывности для парогазовой смеси в приближении пограничного слоя:

$$\rho w_x \frac{\partial T}{\partial x} + \rho w_y \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial \ln c_p}{\partial y} + \frac{\rho D}{c_p} (c_{pп} - c_{pг}) \frac{\partial m_{п}}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y}; \quad (1.13)$$

$$\rho w_x \frac{\partial m_{п}}{\partial x} + \rho w_y \frac{\partial m_{п}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \rho D \frac{\partial m_{п}}{\partial y} \right); \quad (1.14)$$

$$\rho w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + \rho w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) + g(\rho - \rho_0); \quad (1.15)$$

$$\frac{\partial \rho w_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho w_y}{\partial y} = 0. \quad (1.16)$$

Для жидкой фазы в приближении Нуссельта:

$$\mu \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + g(\rho_{ж} - \rho_0) = 0; \quad (1.17)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0. \quad (1.18)$$

Граничные условия:

– для парогазовой смеси на бесконечности

$$w_x = w_0, m_\Gamma = m_{\Gamma 0}, T = T_0; \quad (1.19)$$

– для жидкости на стенке

$$w_x = 0, T = T_c. \quad (1.20)$$

Условия сопряжения ( $y = \delta$ ):

$$w_{xж} = w_{xп}, T_{ж} = T_{п}; \quad (1.21)$$

$$\mu_{ж} \frac{\partial w_x}{\partial x} \Big|_{ж\ гр} = \mu_{ж} \frac{\partial w_x}{\partial x} \Big|_{пг\ гр} = s(x); \quad (1.22)$$

$$j_{гр} = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta \rho_{ж} w_x dy = \frac{\rho D}{1-m_\Gamma} \frac{\partial m_\Gamma}{\partial x} \Big|_{пг\ гр}; \quad (1.23)$$

$$\lambda_{ж} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{ж\ гр} = -r j_{гр} + \lambda_{ж} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{пг\ гр}. \quad (1.24)$$

Уравнение баланса тепла, составленное для жидкой пленки и определяющее ее толщину

$$\begin{aligned} \int_0^x \lambda_{ж} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{ж\ y=0} dx &= \int_0^\delta \rho_{ж} w_x (r + c_{pж}(T_{гр} - T)) dy \Big|_{ж\ x} + \\ &+ \int_0^x \lambda \frac{\partial T}{\partial y} dx \Big|_{пг\ гр}. \end{aligned} \quad (1.25)$$

Также считается применимым уравнение состояния для смеси

$$p = \rho RT. \quad (1.26)$$

Численные решения этой задачи получены в [25]. Результаты расчета представлены в виде зависимостей относительной плотности теплового потока (по отношению к определяемой по классической теории Нуссельта) от  $x, w_0, T_0, m_{\Gamma 0}, T_0 - T_c$ .

Развитие пограничного слоя в смеси определяется двумя факторами: сильным отсосом на поверхности фазового превращения и изменяющейся конвекцией. Если относительная скорость  $w_0 - w_{гр}$  велика, а плотность потока массы на границе  $j_{гр}$  стремится к нулю, то диффузионное число

Нуссельта  $Nu_{Dx} = Sh_x$  (в англоязычной литературе, а также в ряде отечественных публикаций – число Шервуда)

$$Nu_{Dx} = const Re_{\text{пх}}^{0,5} Pr_D^{1/3}, \quad (1.27)$$

где  $Re_{\text{пх}} = w_0 x / \nu$ ,  $Pr_D = \nu / D$  (диффузионное число Прандтля называют также числом Шмидтда  $Sc$ ).

При заданных  $T_0$ ,  $m_{\text{г0}}$ ,  $T_0 - T_c$  относительная плотность теплового потока увеличится с ростом  $w_0$  и уменьшается с ростом  $x$ .

В ряде случаев для определения коэффициентов массоотдачи и потоков массы используется аналогия процессов теплообмена и массообмена. Областью существования указанной аналогии считают область несущественного влияния поперечного потока вещества на теплообмен. Установлению границ аналогии посвящены исследования С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьева [13, 40, 47] и Л.С. Бобе [14, 15, 88]. В [40] предложен метод обобщения результатов в виде зависимостей

$$\Psi_D = \frac{St_D}{St_{D0}} \frac{X_1 - m_{1\text{гр}}}{X_1} = f(b_D); \quad (1.28)$$

$$\Psi_T = \frac{St}{St_0} = f(b_T); \quad (1.29)$$

$$St = \frac{Nu}{RePr}; \quad (1.30)$$

$$St_D = \frac{Sh}{ReSc}. \quad (1.31)$$

В этих формулах  $St$  и  $St_D$  – числа Стэнтона при совместно протекающих процессах теплоотдачи и массоотдачи,  $St_0$  и  $St_{D0}$  – при отсутствии влияния поперечного потока массы на течение,  $X$  и  $m$  – относительные массовые концентрации компонента в конденсате и смеси, индекс 1 обозначает активный компонент (пар), индексы «гр» и «∞» – на границе раздела фаз и на удалении от нее. Факторы  $b_D$  и  $b_T$  представляют собой относительные поперечные потоки массы. При  $b = 0$  поперечный поток отсутствует, при  $b \rightarrow \infty$  поперечный поток доминирует.

$U_\infty, t_\infty$  – скорость смеси и температура на бесконечности,  
 $W_\infty = \rho_\Gamma / (\rho_{\Gamma\infty} + \rho_{\Pi\infty})$  – массовая концентрация примеси на бесконечности,  
 $W_0, t_s$  – концентрация примеси и температура насыщения на границе раздела фаз (заранее не известны).

Взаимодействие движущейся парогазовой смеси с горизонтальной плоской поверхностью и возникающая при этом конденсация пара стали предметом глубокого анализа в работах [21, 81, 88]. Авторы этих исследований приняли несколько базовых допущений, которые отражены на рисунке 2. В частности, они постулировали отсутствие изменений таких физических параметров смеси как вязкость, плотность и коэффициент диффузии по вертикали. Кроме того, предполагалось, что движение среды имеет ламинарный характер – как в формирующейся конденсатной пленке, так и в пограничном слое вблизи поверхности раздела фаз. Результат может быть представлен в виде

$$Sh_x Re_x^{-1/2} = \xi(\beta_x Sc) \quad (1.32)$$

где  $Re_x = U_\infty x / \nu$ ;  $\beta_x = q Re^{1/2} / (r \rho_\Pi U_\infty)$ .

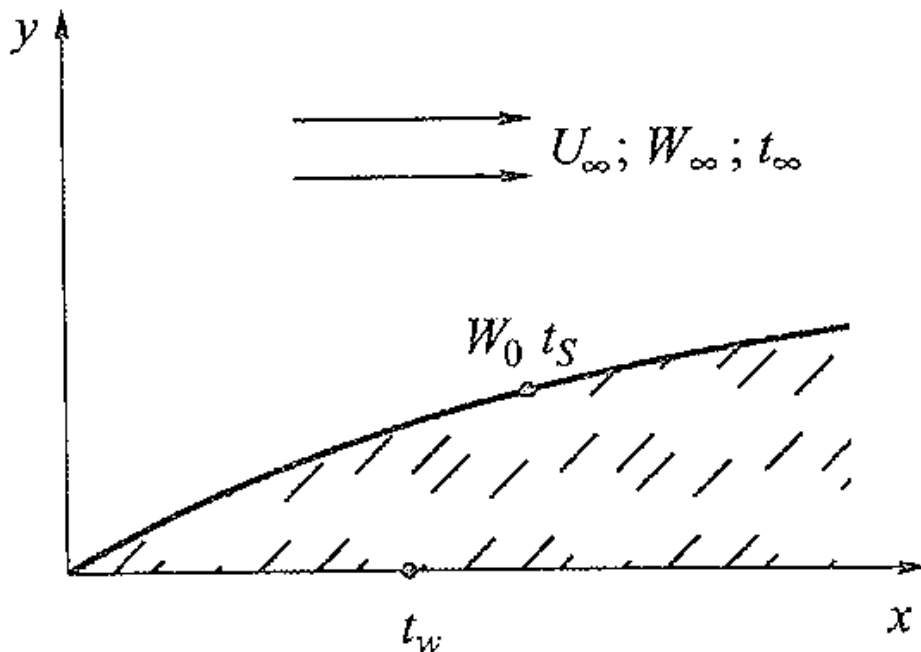


Рисунок 2 – К задаче о конденсации пара из движущейся парогазовой смеси на плоской горизонтальной стенке (источник [85])

Используя условие непроницаемости границы раздела для неконденсируемой примеси, можно получить зависимость

$$Sh_x Re^{-1/2} = \frac{\beta_x Sc}{1-\omega}, \quad (1.33)$$

где  $Re = \beta_x = qRe^{1/2}/(r\rho_{\Pi} U_{\infty})$ ;  $\omega = W_{\infty}/W_0$ .

При рассмотрении задачи о конденсации пара из парогазовой смеси на одиночном горизонтальном цилиндре в (1.32) и (1.33) вместо  $\beta_x$  и  $Re_x$  нужно брать осредненные значения [21].

Используя аналогию процессов теплообмена и массообмена, для задачи об обтекании цилиндра можно записать, заменяя в (1.52)  $Sh$  на  $Nu$ , а  $Sc$  на  $Pr$ :

$$NuRe^{-\frac{1}{2}} = \xi(\beta Pr). \quad (1.34)$$

При  $\beta = 0$  (нулевой отсос) экспериментальные данные, как показано в [64], обобщаются зависимостью

$$NuRe^{-1/2} = 0,57Pr^{1/3}. \quad (1.35)$$

При сильном отсосе  $\beta \gg 1$

$$NuRe^{-1/2} = \frac{0,57Pr^{1/3}}{1+\beta Pr} + \beta Pr. \quad (1.36)$$

Возвращаясь к диффузионной задаче

$$ShRe^{-1/2} = \frac{0,57Sc^{1/3}}{1+\beta Sc} + \beta Sc. \quad (1.37)$$

Экспериментальные данные, позволяющие получить соответствующие зависимости, играют значительную роль в применении расчетов для анализа процессов конденсации пара в парогазовой смеси.

Основополагающие исследования конденсационных процессов были осуществлены учеными АО «ВТИ» около 70 лет назад. Их экспериментальные работы, проведенные в 1950-х годах, заложили теоретическую базу для последующего развития энергетического оборудования. Особую ценность представляют данные по массоотдаче в теплообменных устройствах, опубликованные в труде [33]. Там же можно найти подробное исследование

процессов теплообмена при конденсации смесей с большими концентрациями воздуха в паре – информацию, которая и сегодня остается крайне актуальной для энергетической отрасли.

И.И. Гогонин, проведя тщательный анализ экспериментов, обнаружил значительный методологический пробел в работах С.Н. Фукса и Л.Д. Бермана, связанный с неточностями в определении воздушной составляющей парового потока. Их исследования были посвящены процессам конденсации паровоздушной смеси на поверхностях цилиндрической формы. Графические данные (Рисунок 3, Таблица 1–2) демонстрируют, что интенсивность теплообмена существенно снижается по мере роста воздушной компоненты в смеси, причем данная зависимость меняется при различных скоростных режимах. В силу выявленных методологических недостатков достоверными можно признать лишь те результаты опытов, которые были получены при значительном содержании воздуха, поскольку в этих условиях погрешности измерений оказывали минимальное влияние на итоговые показатели.

Данный вывод убедительно подтверждается как анализом исследований [11, 61, 74], так и позднейшими научными трудами Л.Д. Бермана, создавшего методологию классификации экспериментальных результатов при изучении процессов конденсации в системах пар-газ.

Исследования, проведенные различными авторами, внесли значительный вклад в понимание процессов конденсации. Особый интерес представляют эксперименты с парогазовыми потоками на различных конфигурациях труб, описанные в работах [17] и [22].

При изучении вертикального трубного пучка в условиях поперечного обтекания парогазовой смесью были выявлены характерные закономерности теплоотдачи. Интенсивность теплообмена варьировалась незначительно вдоль высоты трубы (5–10%), демонстрируя тенденцию к росту в начальных четырех рядах с последующим плавным снижением.

Отдельного внимания заслуживают опыты по конденсации на одиночном горизонтальном цилиндре. Исследования с парами воды и хладона R-113 в комбинации с воздухом и водородом показали надежную корреляцию

с зависимостью Роуза (Рисунок 4) и результатами других исследователей [11, 74]. Данные этих экспериментов, наряду с результатами исследований конденсации на вертикальных оребренных трубах, подробно представлены на рисунках 5 и 6.

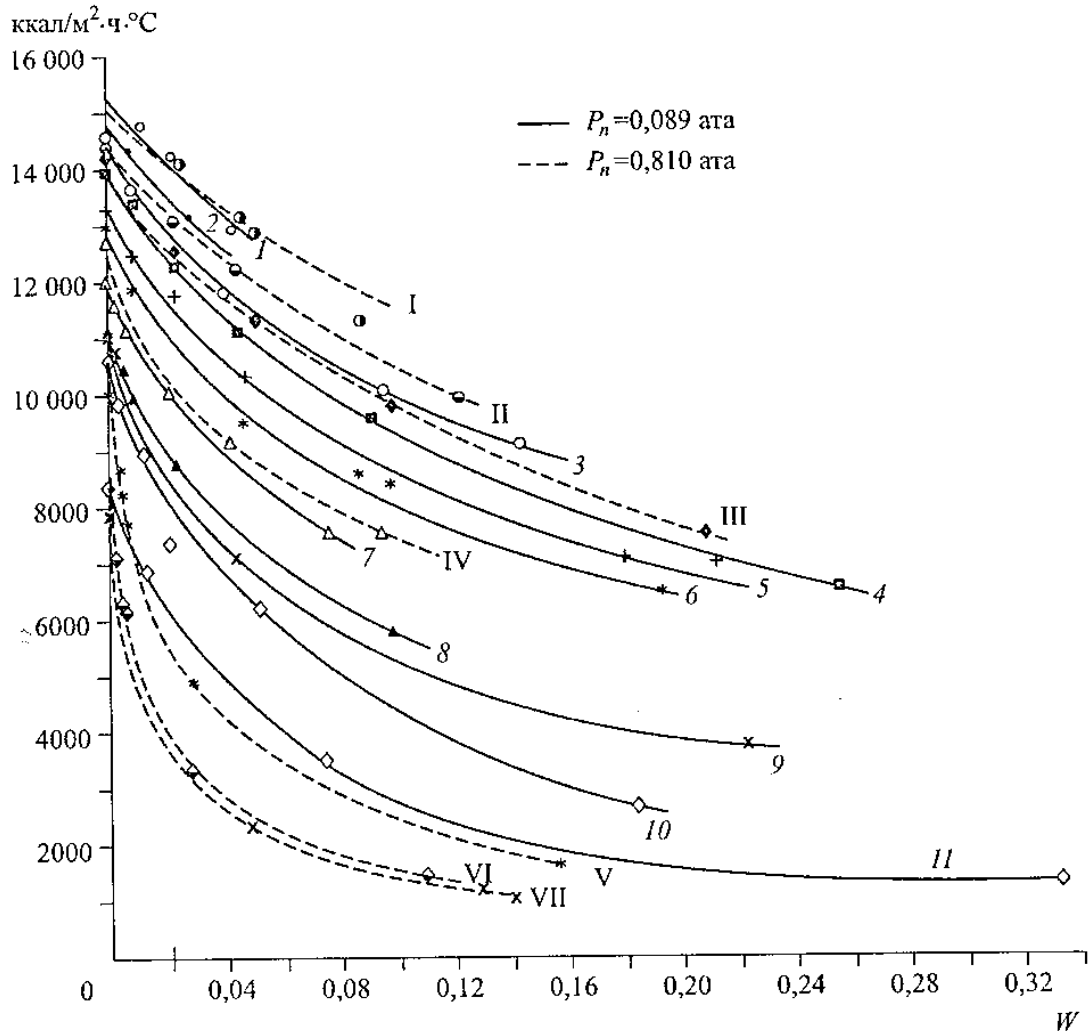


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от содержания воздуха в паровоздушной смеси по [9, 76] (источник [21])

Таблица 1 – Параметры эксперимента

Параметры	P = 0,089 ата										
	Номер кривой										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\rho_{см} U_{см}$	3,65- 3,71	2,75- 2,82	1,66- 2,0	1,11- 1,5	1,74- 2,15	1,22- 1,44	0,68- 0,7	0,68- 0,73	0,38- 0,43	0,32- 0,37	0,37- 0,34
$\Delta t, ^\circ C$	9,3	5,0	5,0	5,0	9,3	9,3	7,3- 9,4	9,4- 14,2	7,3- 13,4	7,2- 14,1	12,0- 25,5

Таблица 2 – Параметры эксперимента

Параметры	P = 0,81 ата						
	Номер кривой						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\rho_{см} U_{см}$	6,78–7,3	6,98–7,75	3,38–3,69	1,71–1,86	0,26–0,28	0,27–0,3	0,28–0,32
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	10	20	10	10	12,4–24,6	28,6–56,1	34,1–66,8

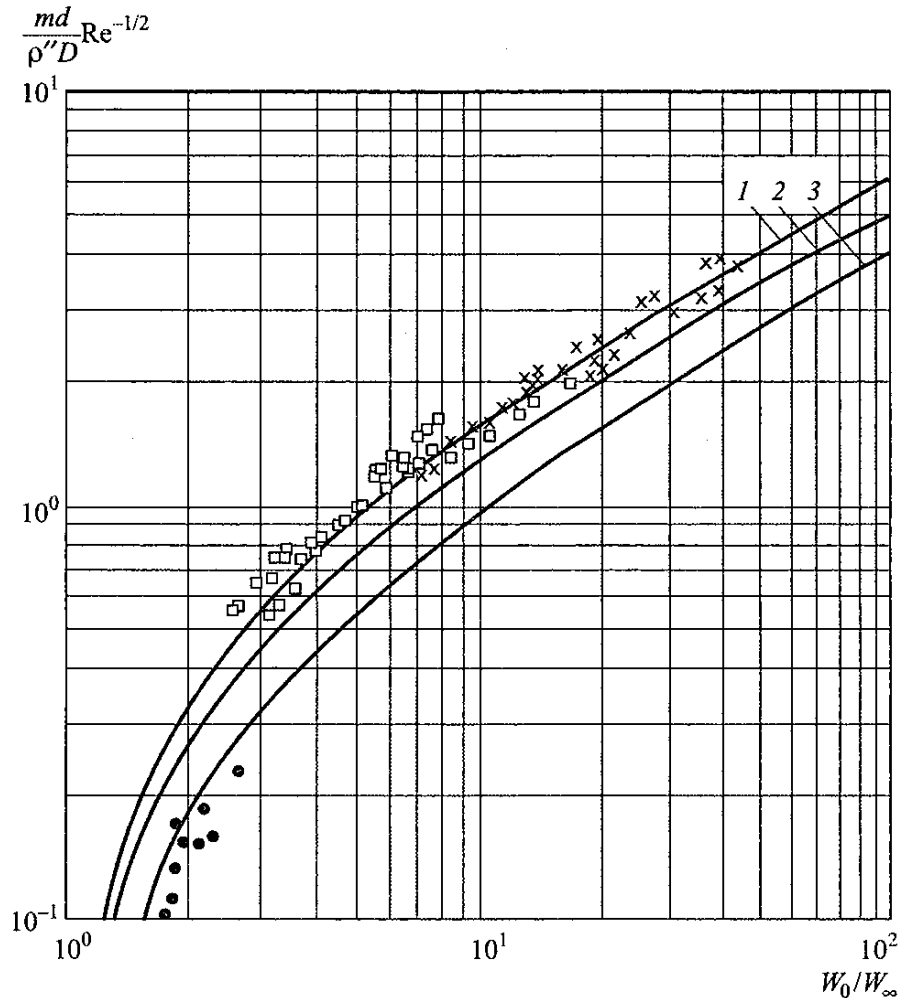


Рисунок 4 – Сравнение данных эксперимента по конденсации смеси пар-воздух и пар хладона R-113 – водород с расчетом по (1.58) (источник [21])

$$\frac{md}{\rho D} = 0,5 Re^{1/2} \left\{ \left[ 1 + 2,28 Sc^{1/3} (W_0 - W_\infty) / W_\infty \right]^{1/2} - 1 \right\}, \quad (1.38)$$

где  $m = q/r$  – массовый поток вещества;  $d$  – диаметр цилиндра;  $D$  – коэффициент диффузии;  $W_0$  и  $W_\infty$  – массовые концентрации газа на границе раздела и на бесконечности.

В работе [73] подробно описываются результаты опытных исследований, где изучалась конденсация на горизонтальной трубе при перпендикулярном обтекании потоком. При содержании воздуха в паровой фазе до 30% разработанная авторами аппроксимационная формула показала высокую точность для практических расчетов. Экспериментальная программа включала исследования как одиночных труб, так и пучков различной геометрии – шахматной и коридорной. Полученные результаты были представлены в виде функциональных зависимостей  $Sh/\sqrt{Re} = f(W_0/W_\infty)$ . В диапазоне чисел Рейнольдса от 50 до 1000 наблюдалось существенное падение теплообменных характеристик при повышении концентрации воздуха в паровоздушных смесях различного состава.

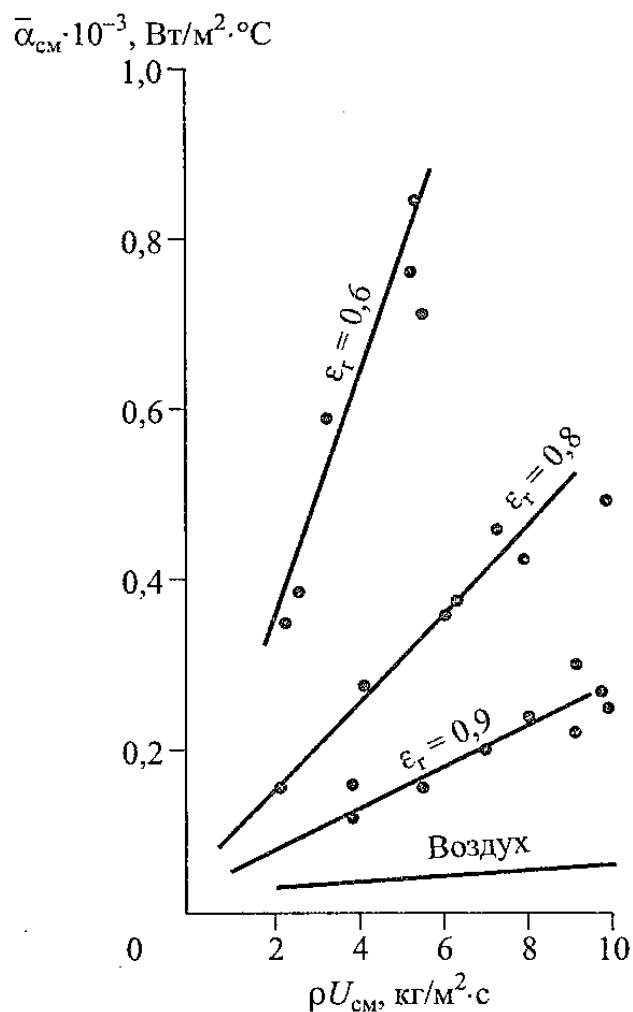


Рисунок 5 – Влияние концентрации воздуха на интенсивность теплообмена при конденсации по данным [17] (источник [21])

Математическое моделирование с применением критериев Шервуда и Нуссельта позволило провести комплексный анализ процессов тепломассообмена. Исследование охватывало различные двухкомпонентные парогазовые смеси, где воздух комбинировался с такими веществами как бензол, водяной пар, метанол и четыреххлористый углерод.

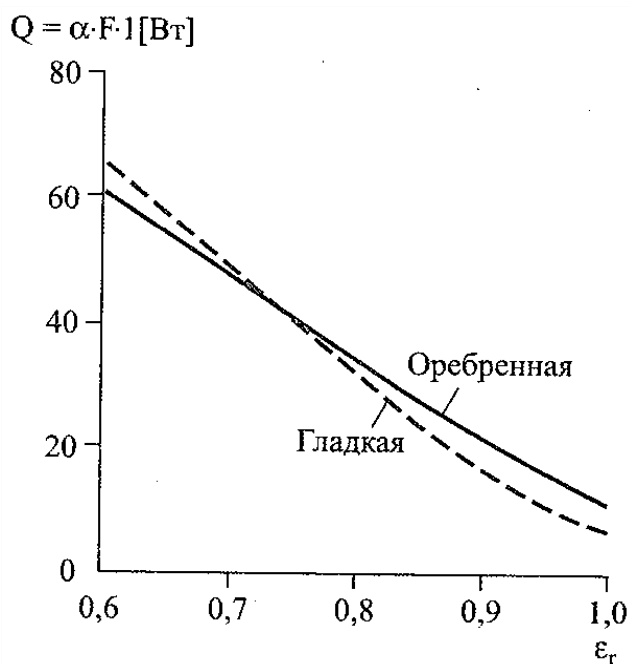


Рисунок 6 – Количество отведенного тепла при конденсации парогазовой смеси на гладкой и оребренной трубах по данным [21]

Значительное усиление теплообменных характеристик было достигнуто благодаря использованию специальной трубы, оснащенной продольными ребрами. Примечательно, что эффективность теплоотдачи возросла в полтора-два раза как для чистого пара, так и для воздушно-паровой смеси в сравнении с результатами на необработанной поверхности. При этом было установлено, что динамические параметры паровоздушного потока не оказывали существенного влияния на интенсивность теплообмена.

Используя методику Л.Д. Бермана, исследователи изучили процесс конденсации на горизонтальной трубе при взаимодействии пара с воздухом. Полученные результаты существенно обогатили теоретическую базу о механизмах конденсации на теплообменных элементах различной геометрии.

Верификация компьютерного моделирования конденсации на вертикальных поверхностях была успешно проведена с помощью экспериментов, в которых концентрации газовых компонентов водяного пара и аммиака определялись методами лазерной диагностики.

В ходе исследования конденсации движущейся парогазовой смеси, описанного в работе [89], было установлено преобладающее влияние диффузионного термического сопротивления. При этом вклад термического сопротивления пленки оказался существенно менее значимым, что подтверждается результатами обработки экспериментальных данных. В работах [36] и [64] предложен новый тип конденсатора, в котором парогазовая смесь барботирует через слой переохлажденной жидкости.

И.И. Гогонин провел масштабный обзор экспериментальных работ, результаты которых были обобщены в его фундаментальном труде. Исследователь создал подробные таблицы, отражающие экспериментальные параметры, технические характеристики оборудования и компонентный состав изучаемых смесей.

Детальное изучение имеющихся научных материалов выявило существенные пробелы в данной области. Особенно остро ощущается недостаток исследований, посвященных процессам конденсации пара из паровоздушных смесей при использовании трубных пакетов. Кроме того, среди всего массива публикаций лишь одна работа [63] содержит углубленный анализ концентрации газовой фазы в процессе экспериментальных исследований.

Исследования [36] и [64] демонстрируют эффективность барботажного метода, при котором парогазовая смесь пропускается через охлажденную жидкость. Параллельно с этим, работа [17] показывает преимущества использования спирально-оребранных труб. Оба этих подхода существенно интенсифицируют теплообмен, что особенно важно в условиях, когда диффузионные процессы создают основное термическое сопротивление из-за высокой концентрации неконденсируемых веществ.

Количественную оценку воздействия скоростных характеристик парового потока на процессы теплопередачи можно найти в корреляционных зависимостях, разработанных авторами исследования [73].

Математическое моделирование процессов тепломассопереноса в конденсационных теплообменниках, работающих со смесями пара и неконденсируемых газов, было подробно исследовано в ряде работ. Основополагающим стал расчетный метод, представленный в работе [21], который опирается на формулу Роуза и численные решения из источника [88] для определения параметров теплообмена при конденсации пара из газопаровых смесей. Достоверность полученных путем численного моделирования данных была подтверждена путем их сопоставления с экспериментальными результатами, опубликованными в исследованиях [9, 63, 76, 79].

В исследованиях [27, 28] представлен детальный анализ влияния молекулярной массы и теплофизических свойств неконденсирующихся газовых добавок на процессы теплопередачи. Для вертикально ориентированных поверхностей была адаптирована модель Роуза, модифицирующая число Нуссельта и интегрирующая специальный корректирующий множитель, который отражает особенности воздействия разных газов на тепломассообменные явления. Эта математическая модель позволяет учесть эффекты, возникающие при поперечном переносе массы, и их влияние на распределение основных характеристик в газопаровой фазе.

В исследованиях, описанных в работе [5], были проведены масштабные эксперименты по измерению усредненных коэффициентов теплоотдачи при конденсации как чистого пара, так и паровоздушных смесей внутри трубного пространства теплообменного аппарата. Математическое описание процессов тепломассопереноса для стационарных условий при конденсации паровых смесей с неконденсирующимися газами было разработано для случаев плоской и сферической геометрии поверхностей [7]. Исследования [6] выявили существенное влияние различий в теплоемкостях компонентов на тепловой поток Стефана. В этой же работе были установлены критерии,

обеспечивающие соблюдение аналогии между процессами тепло- и массопереноса с учетом эффекта Стефановского потока как при их одновременном, так и при раздельном протекании.

Разработаны математические зависимости, позволяющие вычислить параметры теплообмена при процессе конденсации парогазовой смеси на внутренних стенках трубопроводов, с учетом диффузионной составляющей коэффициента теплоотдачи.

Таким образом можно констатировать, что конденсация пара из движущейся парогазовой смеси на пучке горизонтальных труб требует дальнейшего исследования применительно к расчету и проектированию аппаратов перспективных газопаротурбинных установок.

### **1.3 Методы расчета величины поверхности и режимов работы конденсаторов паровых турбин**

Методики вычисления теплообменной поверхности для конденсаторов, включая как стационарные, так и транспортные установки, подробно описаны в различных научных источниках [21, 65, 82].

Основная задача при проектировании конденсатора состоит в вычислении необходимой площади охлаждающей поверхности. Этот параметр определяется исходя из нескольких ключевых факторов: количества конденсируемого пара, параметров охлаждающей воды (её температуры и расхода), а также заданного давления в процессе конденсации. Математическое определение площади поверхности базируется на трех фундаментальных параметрах: коэффициенте теплопередачи ( $k$ ), среднелогарифмической разности температур между паровой и охлаждающей средами, а также величине теплового потока  $Q$ :

$$F = \frac{Q}{\Delta t_{cp} \cdot k} \quad (1.39)$$

Существующие методики вычисления коэффициента теплопередачи базируются на практических наблюдениях за работой конденсационных

систем и их тестированием. К сожалению, эти эмпирические зависимости недостаточно полно описывают фундаментальные аспекты процесса конденсации пара внутри трубных пучков. В инженерной практике популярностью пользуется формула, разработанная Л.Д. Берманом [82, 86] для  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$k = 4070 \cdot a \cdot \left( \frac{1,1 \cdot \omega_B}{\sqrt[4]{d_1}} \right)^x \cdot \left[ 1 - \frac{b \cdot \sqrt{a}}{10^3} (35 - t_1)^2 \right] \cdot \left[ 1 + \frac{z-2}{15} \cdot \left( 1 - \frac{t_1}{45} \right) \right] \cdot \Phi_\delta \quad (1.40)$$

или

$$k = 4070 \cdot a \cdot \Phi_w \cdot \Phi_t \cdot \Phi_z \cdot \Phi_\delta, \quad (1.41)$$

где  $a$  – коэффициент чистоты поверхности теплообмена;  $\Phi_w \cdot \Phi_t \cdot \Phi_z \cdot \Phi_\delta$  – множители, учитывающие влияние скорости охлаждающей воды  $w_B$ ; ее температуры на входе в конденсатор  $t_1$ ; числа ходов воды  $z$  и удельной паровой нагрузки конденсатора  $g_n$ , соответственно.

Формула (1.40) справедлива для расчета водяных конденсаторов стационарных паровых турбин при  $t_1 \leq 45^\circ\text{C}$ , скоростях воды в трубах  $w_B = (1-2,5)$  м/с и нормальной плотности вакуумной системы (А.В. Птахин).

При  $x/a \leq 0,6$

$$x = 0,12a(1 + 0,15t_1), \quad (1.42)$$

а при  $x/a > 0,6$

$$x = 0,6a. \quad (1.43)$$

При  $t_1 \leq 35^\circ\text{C}$

$$\Phi_t = 1 - b\sqrt{a} \cdot (35 - t_1)^2 / 1000, \quad (1.44)$$

где  $b = 0,52 - 0,0072g_n$ ;  $g_n$  – удельная паровая нагрузка, г/(м<sup>2</sup>·с);

при  $35^\circ\text{C} < t_1 < 45^\circ\text{C}$

$$\Phi_t = 1 + 0,002 \cdot (t_1 - 35). \quad (1.45)$$

При расчетной (номинальной) паровой нагрузке конденсатора  $D_K^{НОМ}$ , а также при  $D_K/D_K^{zp} \geq 1$  принимается  $\Phi_\delta=1$ . Для  $D_K/D_K^{zp} < 1$ .

$$\Phi_\delta = \frac{D_K}{D_K^{zp}} \cdot \left( 2 - \frac{D_K}{D_K^{zp}} \right), \quad (1.46)$$

$$\text{где } D_K^{zp} = S \cdot D_K^{НОМ} = (0,8 - 0,01 \cdot t_1) \cdot D_K^{НОМ} \quad (1.47)$$

В (1.46) и (1.47) расход пара обозначен  $D_K$ , как это принято в [82] и ряде нормативных документов.

Коэффициент чистоты  $a$  определяется как

$$a = a_c \cdot a_m, \quad (1.48)$$

где  $a_c$  и  $a_m$  – коэффициенты, зависящие от ожидаемого состояния поверхности охлаждения и от материала и толщины стенок трубок:  $a_c=0,85 \div 0,9$  при прямоточном водоснабжении и слабо минерализованной воде;  $a_c=0,75 \div 0,85$  при обратном водоснабжении;  $a_m = 0,85 \div 1$ , при этом для трубок с толщиной стенки  $\delta=1$  мм из латуни  $a_m=1$ , из сплава МНЖ-5-1  $a_m=0,95$ , из МНЖМц-30-1-1  $a_m=0,92$ , из нержавеющей стали  $a_m=0,85$ .

На рисунке 7 приводятся графики для определения коэффициента теплопередачи в одно- и двухходовом конденсаторах с латунными трубками при коэффициенте чистоты  $a = 0,8$  в зависимости от значения  $V = 1,1w_B/\sqrt[4]{a_1}$  и температуры охлаждающей воды  $t_1$  [82].

Формула Института теплообмена США (уточненная, VI редакция) [4]

$$k = b_m \beta_t k_0, \quad (1.49)$$

где  $b_m$  – коэффициент, учитывающий материал и толщину стенки труб конденсатора (Таблица 3);  $\beta_t$  – поправка на температуру воды на входе (Рисунок 8);  $k_0$  – коэффициент теплопередачи Вт/(м<sup>2</sup>·К) при температуре охлаждающей воды на входе  $t_1=21^\circ\text{C}$ :

$$k_0 = 2747 \cdot \sqrt{\omega_B} \text{ при } d_2=16 \div 19 \text{ мм};$$

$$k_0 = 2706 \cdot \sqrt{\omega_B} \text{ при } d_2=22 \div 25 \text{ мм};$$

$$k_0 = 2665 \cdot \sqrt{\omega_B} \text{ при } d_2=28 \div 32 \text{ мм}.$$

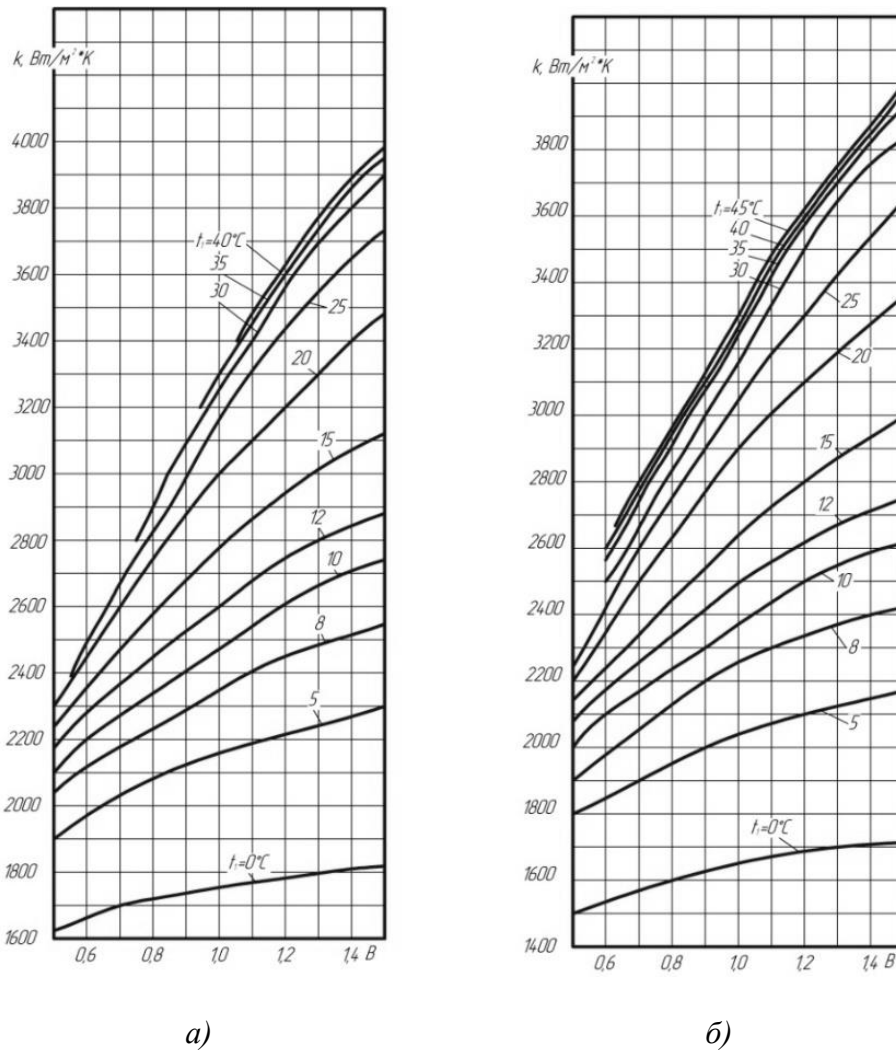


Рисунок 7 – Зависимости коэффициентов теплопередачи двухходового (а) и одноходового (б) конденсаторов от  $B = 1,1w_B/\sqrt[4]{a_1}$  и температуры охлаждающей воды  $t_1$  [82]

Таблица 3 – Значения поправочного множителя  $\psi_m$

Материал	Толщина стенки, мм		
	1,24	1,47	1,65
Латунь оловянистая (ЛО 70-1)	1,0	0,98	0,96
Латунь алюминиевая (ЛА 77-2)	0,96	0,94	0,91
Мунц-металл (латунь свинцовистая ЛС 59-1)	0,96	0,94	0,91
Алюминиевая бронза	0,90	0,87	0,84
Мельхиор МН 90-10	0,90	0,87	0,84
Мельхиор МН 70-30	0,83	0,80	0,76
Нержавеющая сталь	0,58	0,56	0,54

Формула 1.40 не учитывает влияния на  $k$  удельной паровой нагрузки. В предыдущих редакциях формула имела также поправку  $\beta_k$ , которая корректировала результат в пределах  $g_{\text{п}}=10\div 40$  кг/(м<sup>2</sup>·ч). Требуется проверка возможности распространения 1.40 для расчета конденсаторов при  $g_{\text{п}}>40$  кг/(м<sup>2</sup>·ч).

Методика расчета конденсаторов в Великобритании определяется стандартом ВЕАМА – Британского объединения, производящего энергетическое оборудование [54]. Эта методика в основном соответствует методике Института теплообмена США.

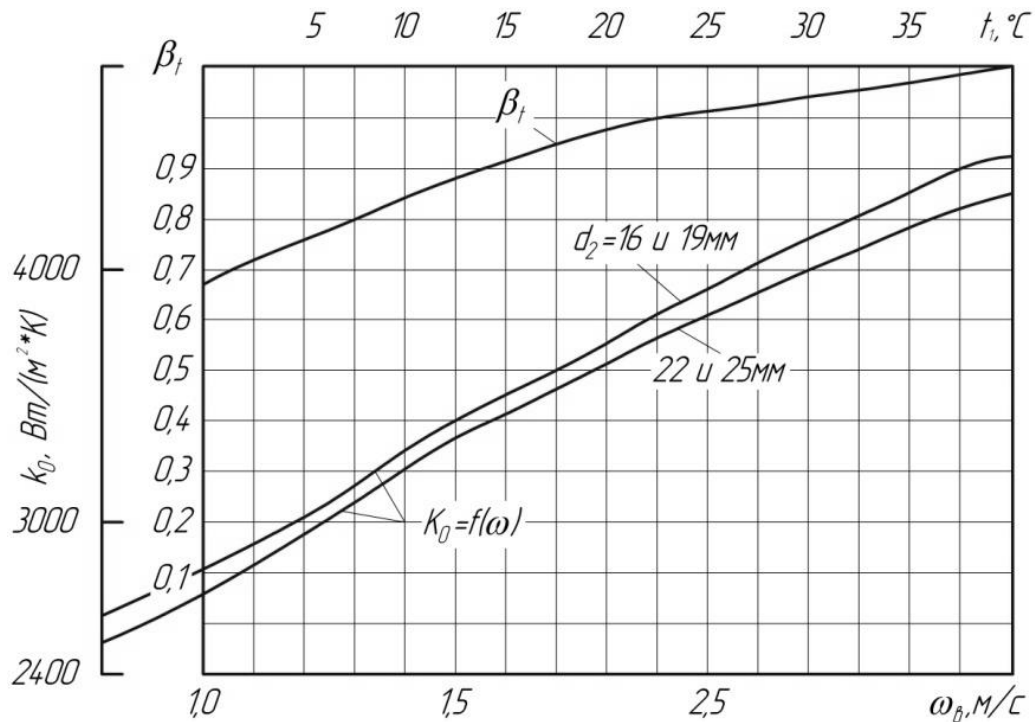


Рисунок 8 – Графики зависимостей поправочных множителей  $k$  от скорости воды (1.41)

Формула имеет вид

$$k = a \cdot b_m \cdot \beta_t \cdot k_0, \quad (1.50)$$

где  $k_0$  – коэффициент теплопередачи условно чистого конденсатора с температурой воды на входе 21°C, зависящий от скорости воды, Вт/(м<sup>2</sup>·К) (см. Рисунок 8);  $\beta_t$  – поправочный коэффициент, учитывающий среднюю температуру охлаждающей воды (см. Рисунок 8);  $b_m$  – поправочный

коэффициент на материал и толщину стенки трубок конденсатора (см. Таблица 3);  $a$  – коэффициент чистоты поверхности конденсатора:  $a=0,95$  для оборотной системы водоснабжения, чистой речной и морской воды,  $a=0,95$  для загрязненной воды.

Зависимость (1.6) рекомендована [53] для широкого диапазона размеров трубок конденсатора (13–22 мм). «Ее недостатком является отсутствие учета влияния на коэффициенты теплопередачи удельной паровой нагрузки».

Формула фирмы «Метро-Виккерс»:

$$k = 1095 \cdot \sqrt{\omega_B} \cdot \sqrt{17,8 + \frac{t_1 + t_2}{2}} \quad (1.51)$$

не учитывает влияние тепловой нагрузки конденсатора, свойств материала и размеров труб.

Во Франции предложена эмпирическая формула, полученная по результатам испытаний конденсатора на одной из ТЭЦ [54]:

$$k = 58000 \cdot x \omega_B^x, \quad (1.52)$$

где  $x=f(t_1)$  и увеличивается с ростом  $t_1$  до  $20^\circ\text{C}$ , после чего  $x=0,47=\text{const}$ . Эта формула, так же как и 1.51, не учитывает влияния тепловой нагрузки, свойств материала и размеров трубок.

Для расчета коэффициента теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , в судовых конденсаторах с мельхиоровыми трубками  $16 \times 1$  в [57] предложена формула

$$k = a_0 \cdot b \cdot 604 \cdot (3 - \varphi) \cdot \sqrt{\varphi \cdot \omega_B} \cdot \sqrt{20 + t_1 + \Delta t_2 / 2}, \quad (1.53)$$

где  $a_0=0,8 \div 1$  – коэффициент, учитывающий характер компоновки поверхности конденсатора: для рациональной компоновки  $a_0=1$ , для стесненной  $a_0=0,8 \div 0,9$ ;  $\varphi = g_{\text{п}}/250$  – коэффициент влияния паровой нагрузки: при  $g_{\text{п}} > 250 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$   $\varphi=1$ ;  $b$  – поправка на диаметр и толщину стенки трубок: для трубок  $16 \times 1 \text{ мм}$   $b=1,0$ , а  $16 \times 1,5 \text{ мм}$   $b=0,21$ .

В работе [60] приводится формула:

$$k = 1,16 \cdot a \cdot C_d \cdot C_t \cdot \sqrt[4]{g_n} \cdot \sqrt{\omega_B}, \quad (1.54)$$

где  $a=0,85$  – коэффициент чистоты поверхности трубок;  $C_d=0,947; 1,0; 0,973$  соответственно при  $d=16, 19, 22$  мм;  $C_t=768, 822, 880, 940, 1060$  соответственно при  $t_1=5, 10, 20, 25^\circ\text{C}$ .

Анализ теплоотдачи охлаждающей поверхности со стороны воды играет ключевую роль в определении коэффициента теплопередачи  $k$ . Это подтверждается тем, что «практически все расчетные формулы включают скорость движения воды в трубках как основной параметр, возведенный в степень  $1/2$  или  $x < 1$  (для формулы 1.40). Важно отметить, что данные математические выражения были разработаны для специфических типов конденсаторов в различных эксплуатационных условиях. Температурное влияние неодинаково отражено в разных формулах, причем в уравнении 1.40 коэффициент  $k$  имеет прямую пропорциональную зависимость от разностного показателя  $\left[1 - b \cdot \sqrt{a} \cdot (35 - t)^2 / 1000\right]$ , в (1.41)  $k$  зависит от  $\sqrt{17,8 + (t_1 + t_2) / 2}$ , в 1.41 – от  $\sqrt{20 + t_1 + \Delta t_2 / 2}$ ; в других формулах  $k$  зависит от эмпирического множителя, который отражает влияние температуры в степени, меньшей 0,5».

Существует острая необходимость в создании новой методики вычисления коэффициента теплопередачи в конденсаторах. Современные расчетные формулы имеют существенные ограничения - они не учитывают множество важных аспектов, таких как геометрическое расположение труб, их профильную конфигурацию и способы усиления теплообмена как с паровой, так и с водяной стороны. Хотя некоторые параметры, включая нагрузку, габариты трубок и качество их поверхности, корректируются специальными множителями в отдельных формулах, этого недостаточно. Особенно заметен пробел в оценке воздействия воздушных примесей в паре на эффективность теплообмена. Новая методика должна позволить независимо оценивать влияние каждого отдельного фактора на коэффициент теплопередачи.

Чтобы рассчитать теплопередачу, можно использовать метод оценки отдельных компонентов коэффициента. Для точных вычислений требуются достоверные параметры теплопроводности материалов труб, данные по

образованию отложений, а также показатели теплоотдачи в системах «пар-стенка» и «вода-стенка» при наличии воздушной среды.

Проведя комплексный анализ работы разных конденсационных установок, включая модели 25-КЦС ЛМЗ с площадью 1750 м<sup>2</sup>, К-150-9115 ХТГЗ (9115 м<sup>2</sup>) и КГ-2-6200 УТМЗ (6200 м<sup>2</sup>), исследователи разработали формулу. Она позволяет вычислить, как происходит теплоотдача от пара в условиях стандартного содержания воздуха в конденсаторе  $5 \cdot 10^{-5} < \epsilon < 0,001$ :

$$\alpha_{см} = 12,9 \cdot P^{0,1} \cdot Nu_n^{-0,5} \cdot \left(1 + \frac{z}{2}\right)^{1/3} \cdot (\bar{S})^{0,15} \cdot \alpha_n \cdot m_0^{-0,04} \quad (1.55)$$

При расчете теплопередачи в промышленных конденсаторах важно комплексно оценивать множество параметров. Формула (1.55) позволяет произвести такую оценку, включая воздействие скоростных характеристик пара, особенностей геометрии трубных пучков и содержания воздуха в паровой среде. Методология из работ [29, 34] применяется для вычисления коэффициента теплоотдачи между водой и стенкой трубы. Что касается термического сопротивления стенок, оно вычисляется традиционным методом с учетом материала труб, их толщины, а также факторов загрязнения и образования накипи. Все эти элементы интегрируются при определении усредненного коэффициента теплопередачи  $k$  по всей поверхности теплообмена.

Определение усредненного коэффициента теплопередачи для всей теплообменной поверхности представляет собой ключевую сложность при проведении расчетов конденсатора. Существует несколько надежных методик для практических инженерных вычислений, разработанных различными институтами – среди них методологии ВТИ, ИТО США, КТЗ и УГТУ-УПИ [2, 33, 34, 83]. Значительный вклад в исследование данной проблематики внесли ученые Уральского политехнического университета под руководством профессора Ю.М. Бродова, опубликовавшие серию научных трудов [50, 65].

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе определяется зависимостью:

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_g} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{d_n}{2 \cdot \lambda_{ст}} \cdot \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \quad (1.56)$$

где  $R_B = \frac{1}{\alpha_g} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}}$  – термическое сопротивление со стороны воды,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;

$R_{ст} = \frac{d_n}{2 \cdot \lambda_{ст}} \cdot \ln \frac{d_n}{d_{вн}}$  – термическое сопротивление стенки трубки,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;

$\alpha_{п}$  – коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубки,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\alpha_{в}$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$d_n, d_{вн}$  – диаметры трубки наружный и внутренний, соответственно, м;

$\lambda_{ст}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки трубки,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Определение коэффициента теплоотдачи с водяной стороны конденсатора от стенки трубки к воде в этих методиках производится по уравнению [34]:

$$\alpha = 0,023 \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}} \quad (1.57)$$

Нуссельт предложил теоретическую формулу, которая стала основой для вычисления интенсивности теплообмена при определенных условиях. Формула (1.58) применяется в случаях, когда происходит конденсация пара на отдельной трубе, расположенной горизонтально. При этом пар может быть как неподвижным, так и движущимся, но обязательно должен быть чистым, без примесей. Данный метод позволяет рассчитать коэффициент теплоотдачи в описанной ситуации.

$$\alpha = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho_{к}^2 \cdot g \cdot \lambda_{к}^3}{\mu_{к} (T_n - T_{ст}) \cdot d_n}}, \quad (1.58)$$

где  $d_n$  – наружный диаметр трубки;  $r$  – теплота фазового перехода;  $\rho_{к}$  – плотность конденсата;  $\mu_{к}$  – коэффициент динамической вязкости конденсата;  $\lambda_{к}$  – коэффициент теплопроводности конденсата;  $g=9,81 \text{ м}/\text{с}^2$  – ускорение свободного падения;  $T_n, T_{ст}$  – температуры насыщения и стенки трубки соответственно.

В данном подходе коэффициент теплоотдачи на паровой стороне рассчитывается с применением всех необходимых корректировок. Методология, разработанная в УГТУ-УПИ, использует формулу (1.56) для расчета теплоотдачи в конденсаторе со стороны пара, что роднит ее с методикой КТЗ. При этом важно отметить, что температура насыщения служит основой для определения скрытой теплоты при фазовом переходе, в то время как прочие физические характеристики вычисляются на основе температуры конденсатной пленки:

$$\alpha_{\Pi} = \alpha_{Nu} \cdot \Phi_w \cdot \Phi_i \cdot \Phi_{\varepsilon} \cdot \Phi_f \cdot \Phi_{\kappa}, \quad (1.59)$$

где  $\alpha_{Nu}$  – коэффициент теплоотдачи, вычисляемый по зависимости (1.68);  $\Phi_w$ ,  $\Phi_i$ ,  $\Phi_{\varepsilon}$ ,  $\Phi_f$ ,  $\Phi_{\kappa}$  – факторы, учитывающие соответственно скорость пара, натекание конденсата на расположенные ниже трубки пучка, содержание воздуха в паре, параметры вибрации трубок, компоновку трубного пучка.

$$\Phi_w = 28,3 \cdot \Pi^{0,08} \cdot Nu^{-0,58}, \quad (1.60)$$

где  $\Pi$  вычисляется так же, как в зависимости (1.40), с той разницей, что

в этом комплексе  $\omega_{\Pi} = \frac{D_{\kappa} \cdot 10^3}{3600 \cdot \rho_{\Pi} \cdot f_{горл}}$  – это скорость набегающего потока пара

в трубном пучке, рассчитываемая по площади горловины конденсатора;

$\rho_{\Pi}$  – плотность насыщенного пара, определяемая по давлению в конденсаторе,

кг/м<sup>3</sup>;  $f_{горл}$  – площадь горловины выхлопного патрубка турбины, м<sup>2</sup>;

$Nu = \frac{\alpha_{Nu} \cdot d_n}{\lambda_{\kappa}}$  – число Нуссельта для случая конденсации неподвижного пара.

На основе экспериментальных исследований, проведенных в АО «ВТИ», ПАО «Калужский турбинный завод» и ИТФ СО РАН, было установлено, что для теплообменных аппаратов регенеративного типа с большой поверхностью теплообмена влияние натекания конденсата можно не учитывать, принимая  $\Phi_i = 1$ . При этом коэффициент теплоотдачи корректируется отдельным множителем, который характеризует воздействие воздушных примесей в паровой среде.

$$\Phi_{\varepsilon} = 1 - 4,716 \cdot \varepsilon^{0,477}, \quad (1.61)$$

где  $\varepsilon = \frac{D_{\text{возд}}}{D_{\text{к}}}$  – относительное содержание воздуха в паре, кг/кг.

Фактор, учитывающий влияние на коэффициент теплоотдачи параметров вибрации трубок конденсатора, определяется согласно зависимости:

$$\Phi_f = (\text{Pr} \cdot K)^m \cdot (1 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Re}_{\text{вибр}} - 0,73 \cdot 10^{-5} \cdot \text{Re}_{\text{вибр}}^2), \quad (1.62)$$

где Pr, K – числа Прандтля и фазового перехода конденсата соответственно;  $\text{Re}_{\text{вибр}} = (A \cdot f \cdot d_{\text{н}}) / \nu_{\text{к}}$  – вибрационное число Рейнольдса; A, f – амплитуда, м, частота, Гц, колебаний трубки, соответственно;  $\nu_{\text{к}}$  – коэффициент кинематической вязкости конденсата, м<sup>2</sup>/с;  $m = 6,82 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}_{\text{вибр}}^2 - 1,85 \cdot 10^{-4} \cdot \text{Re}_{\text{вибр}}$ .

Фактор, учитывающий влияние компоновки трубного пучка конденсатора, определяется обобщенной зависимостью (А.В. Птахин):

$$\Phi_{\phi} = \frac{\Pi_*^{0,64}}{T^{0,64} \cdot K_*^{0,15} \cdot (1,068 - 0,622 \cdot P + 0,161 \cdot P^2 - 0,012 \cdot P^3)} \cdot \frac{1}{(8,184 \cdot \Pi_* + 0,331)} \quad (1.63)$$

где  $\Pi_* = \frac{\rho_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{по}}^2}{4 \cdot \rho_{\text{к}} \cdot g \cdot d_{\text{н}}}$  – фактор скорости пара, вычисленный по средней

скорости пара в трубном пучке конденсатора;  $P = \frac{P_{\text{тр.н}}}{P_{\text{тр.л}}}$  – относительный

периметр трубного пучка;  $P_{\text{тр.н}}$  – периметр трубного пучка;  $P_{\text{тр.л}}$  – периметр

трубной доски;  $K_* = \frac{A}{(t_1 \cdot t_2)^{0,5}}$  – коэффициент компактности трубного пучка;

A – средняя ширина ленты компоновки трубного пучка;  $t_1, t_2$  – продольный и поперечный шаги разбивки трубок;  $T = \frac{t_{\text{н}} - t_{1\varepsilon}}{t_{\text{н}}}$ ;  $t_{\text{н}}$  – температура насыщения

пара;  $t_{1\text{в}}$  – температура воды на входе в конденсатор.

Механизмы воздействия неконденсирующихся газов на данный процесс недостаточно подробно освещены в имеющихся методиках.

## **Выводы по главе 1**

1. К настоящему времени в наибольшей степени изучены теплообмен при конденсации чистого неподвижного и движущегося пара, а также конденсации из практически неподвижной парогазовой смеси. Практически отсутствуют работы, в которых рассматривалась бы движущаяся парогазовая смесь с большим содержанием неконденсирующихся газов.

2. В большинстве опубликованных к настоящему времени работ задачи о конденсации пара или парогазовой смеси решены только в предположении о ламинарном течении пленки и ламинарном пограничном слое потока пара, в реальных же аппаратах часто встречаются ламинарно-волновой и волновой режимы течения пленки и турбулентное течение пара.

3. Очень мало работ, в которых рассматривалась бы конденсация пара из парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов на пакетах труб. Практически не исследованной остается задача о конденсации с учетом направленного движения смеси в трубном пучке и наложением процесса диффузии неконденсирующихся газов в пограничном слое.

4. Одним из способов интенсификации теплообмена при пленочной конденсации является оребрение трубы. Теплопередача при конденсации на пакете оребренных труб может быть в несколько раз выше, чем на гладких трубах. Однако исследования, где рассматривались бы конденсация из парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся примесей на профилированной стенке с учетом направленного движения смеси практически отсутствуют.

5. Сложность процесса конденсации парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов – основная проблема на пути создания инженерной методики расчета такого процесса в реальном конденсаторе.

Задача создания такой методики применительно к конденсатору с постоянной скоростью ПГС по мере конденсации пара – основное направление в данной работе.

## ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ПАРА ИЗ ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ С БОЛЬШИМ СОДЕРЖАНИЕМ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ГАЗОВ

### 2.1 Общая идея и постановка задачи

Одной из важнейших задач в области тепловой энергетики является повышение коэффициента полезного действия паровых турбин, увеличение мощности и выработки электроэнергии объектами генерации. Инновационным способом решения этой задачи является дополнительный перегрев пара, осуществляемый за счет непосредственного сжигания водорода или природного газа в паровой среде. Принципиальная схема такой установки (Рисунок 9) описана Э.Э. Шпильрайном и С.П. Малышенко [66].

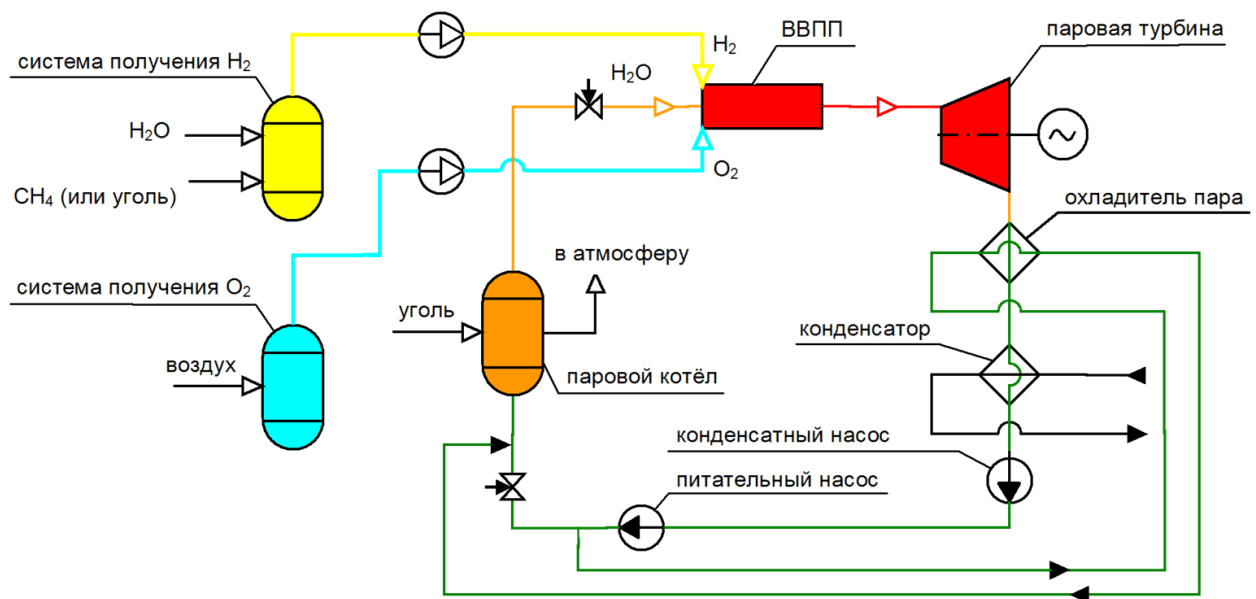


Рисунок 9 – Технология производства электроэнергии с использованием высокотемпературных паровых турбин с начальной температурой до 850°С

Паровой котел ПК выдает пар стандартных параметров (14–22,5 МПа, 565–575°С) в трубопровод к турбине Т. На входе в турбину устанавливается камера сгорания КС дополнительного перегрева пара до температуры 1200–1400°С. В таком варианте паровая турбина по своим техническим

и технологическим решениям приближается к газовой на водяном паре высоких давлений и температуры, а достижимый КПД энергоустановки приближается к 56÷60%.

Авторы рассматривали также варианты сжигания водорода с кислородом в парогенераторе с водой (вместо стандартного котла), а также применительно к атомным установкам для повышения их мощности во время пиков электрической нагрузки и выработки и накопления кислорода и водорода электролизерами в периоды провалов нагрузки.

В 2011–2015 гг. ЗАО НПВП «Турбоконт» была проведена серия научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по реализации этой идеи в опытном образце высокотемпературной паровой турбины мощностью 100 кВт с максимальной температурой 800°C. Результаты этих работ опубликованы [35, 62, 80].

В процессе этих работ мы пришли к заключению, что организация производства водорода методом паровой конверсии с дальнейшим его использованием для работы высокотемпературной паровой турбины существенно снижает эффективность производства электроэнергии и радикально усложняет схему тепловой станции, которая работает в тесной связке с установками производства водорода и кислорода.

В итоге технико-экономического и технического анализа был сделан вывод о возможности перехода на сжигание природного газа и кислорода в среде водяного пара без потери экономических и технических показателей по сравнению с водородным топливом [52]. Схема опытного образца такой установки приведена на рисунке 10.

Прямоточный паровой котел производства специального конструкторского бюро котлостроения (СКБК, С.-Петербург) производит пар в количестве 350 кг/час с давлением 3,4 МПа и температурой 560°C. Этот пар поступает в электронагреватель, имитирующий камеру сгорания, перегревается до 760–800°C и подается в высокотемпературную паровую турбину мощностью 100 кВт. Турбина высокотемпературная (предельная температура

850°C); высокооборотная – 20000 об/мин (предельная частота 24000 об/мин). Работает на смеси водяного пара и CO<sub>2</sub>. Пар поступает от котлоагрегата с давлением 3,0 МПа и температурой 550°C. CO<sub>2</sub> подается от баллонов и смешивается с паром. Смесь пара и CO<sub>2</sub> перегревается до 600°C в электропароперегревателе.

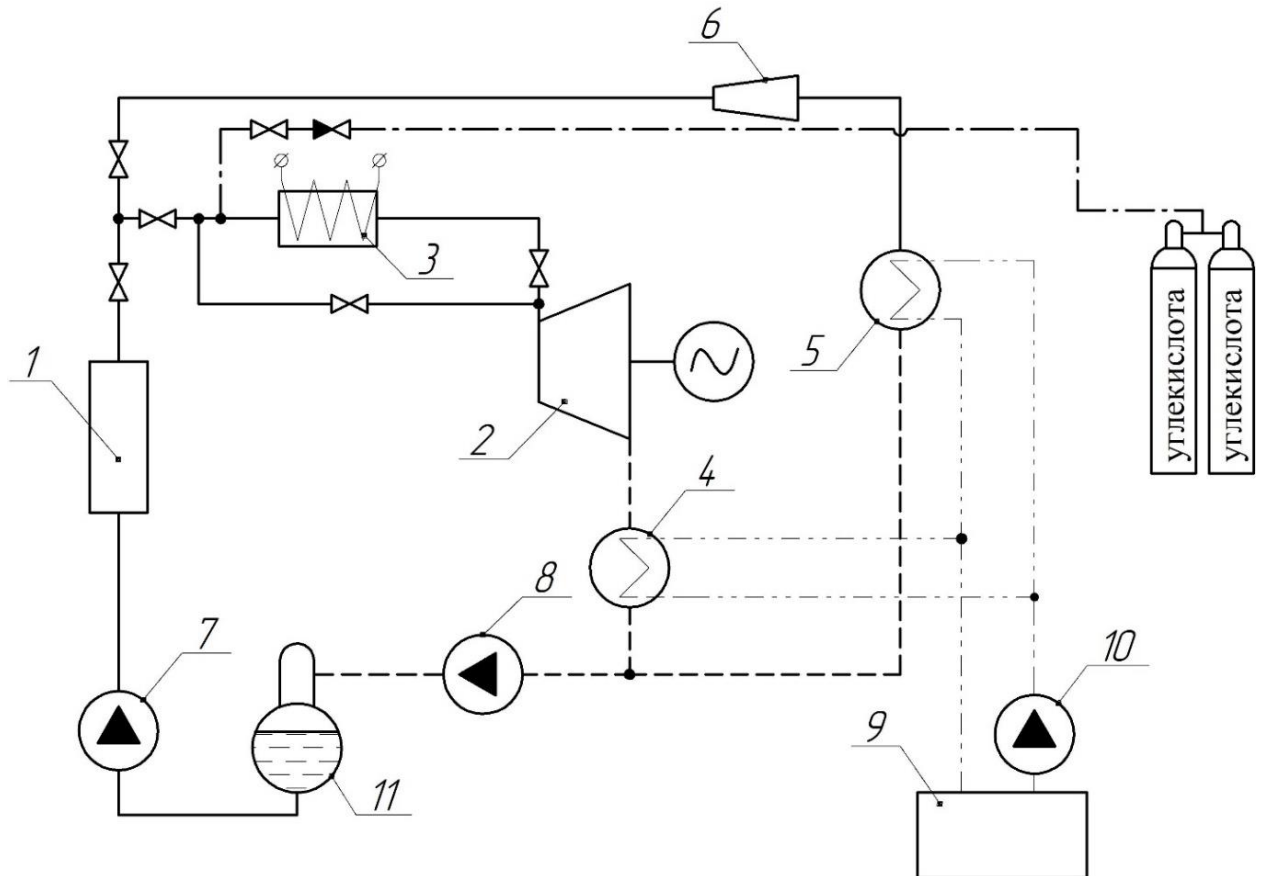


Рисунок 10 – Схема стенда ВПТУ-100:

- 1 – паровой котел П-035-3,4-560Г; 2 – турбина ВПТУ-100;  
 3 – электропароперегреватель ЭПП-60; 4 – конденсатор ВПТУ-100;  
 5 – вспомогательный конденсатор; 6 – редукционно-охладительная установка;  
 7 – питательный насос; 8 – конденсатный насос; 9 – система охлаждения;  
 10 – циркуляционный насос системы охлаждения; 11 – атмосферный деаэратор

Конденсатор выполнен двухходовым с отбором НКГ трубой Ду30 перед поворотом во второй ход. Пар проходит в трубах, охлаждающая вода подается снаружи. Площадь проходного сечения трубопровода отсоса НКГ из конденсатосборника увеличена в два раза по сравнению с исходной модификацией.

Установка успешно прошла испытания, достигнута температура 762°C, при мощности около 45 кВт. С участием МЭИ разработаны проекты опытного образца установки мощностью 25 МВт на температуру смеси 1200°C и установки мощностью 300 МВт с температурой 1250/1450°C (с промперегревом).

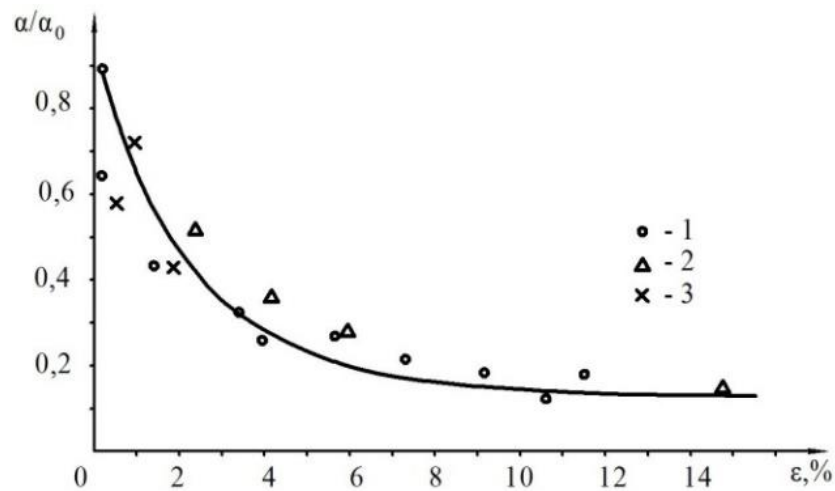
Очевидно, что в таком варианте исполнения высокотемпературной турбинной установки проблемы с производством, хранением и транспортировкой водорода (для дополнительного перегрева пара после котла) отсутствуют, но возникают новые, связанные с наличием большой концентрации углекислого газа в водяном паре, поступающем в конденсатор газопаровой турбины. Это те же самые парниковые газы, которые могли бы образовываться в результате пароводяной конверсии, но теперь они в концентрированном виде идут из конденсатора и могут быть утилизированы или химически связаны. Этот поток газа – отдельная проблема для установок такого типа (цикл Аллама, цикл ОИВТ РАН).

Содержание в паре даже относительно небольшой примеси газов (например, воздуха), не конденсирующихся в данном интервале температур, может резко ухудшить теплоотдачу при конденсации [8, 33]. Это объясняется тем, что в присутствии газов скорость конденсации пара зависит уже не только от термического сопротивления пленки конденсата, но и от диффузионного сопротивления переносу пара, ограничивающего приток частиц пара к поверхности конденсации.

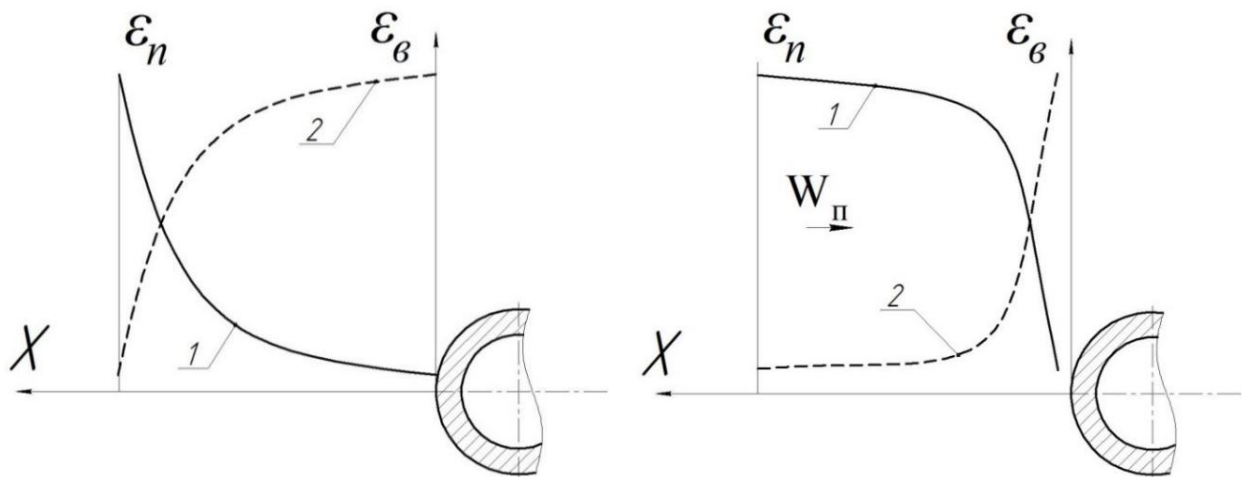
Для случая неподвижного пара этот процесс исследован неоднократно [21, 33, 65]. Присутствие неконденсирующихся газов (НКГ) в небольших концентрациях приводит к резкому снижению коэффициента теплоотдачи (Рисунок 11, а).

Конденсация практически чистого движущегося пара также исследована рядом авторов [8, 51–52]. Для оценки влияния скорости пара на коэффициент теплоотдачи при конденсации [51] Л.Д. Берман ввел параметр  $\Pi = \frac{\rho_n w_n^2}{\rho_\kappa g d}$

(по сути – число Фруда  $Fr = \frac{w^2}{gd}$ ). Обработка данных экспериментов и расчет теплообмена с использованием  $\Pi$  показывает сравнительно небольшое влияние скорости парового потока на коэффициент теплоотдачи практически чистого пара.



a)



б)

в)

Рисунок 11 – Зависимость отношения коэффициентов теплоотдачи для неподвижной смеси водяной пар-воздух  $\alpha$  и для чистого пара  $\alpha_0$  от концентрации воздуха при конденсации на горизонтальной одиночной трубе: 1 – данные Е.А. Лангена; 2 – данные В.А. Гудемчука; 3 – данные Д.Ф. Отмера (а); зависимость концентрации пара 1 и воздуха 2 около теплообменной трубы при конденсации пара из практически неподвижной ПГС (б) и при конденсации парогазовой смеси, движущейся со скоростью  $W_{\Pi}$  (в), от расстояния по нормали до поверхности цилиндра  $x$

При всем этом механизм подавления процесса конденсации пара из парогазовой смеси (ПГС) очевиден (Рисунок 11, б): около поверхности теплообмена формируется диффузный слой НКГ с концентрацией  $v_*$ , и теперь частица пара достигает поверхности пленки в результате диффузии через слой смеси с различной  $v_*$ , а интенсивность процесса зависит от градиента концентрации пара  $v_n$  в этом слое. Этот процесс в различных сочетаниях описан в работах [10, 21, 33, 65].

В случае движущейся парогазовой смеси (Рисунок 11, в) динамическое воздействие потока на диффузионный слой НКГ существенно изменяет его толщину и тем самым может резко увеличить абсолютную величину градиента концентрации пара и радикально интенсифицировать тепломассоперенос.

Получение экспериментальных данных для такого процесса – основная задача настоящей работы.

Таким образом предусмотрено экспериментальное исследование процессов тепломассообмена при конденсации движущейся парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов.

## **2.2 Экспериментальная установка**

### **2.2.1 Схема экспериментального стенда**

Схема стенда приведена на рисунке 12. Смесь пара и воздуха поступает в паровой коллектор и подается в межтрубное пространство через выравнивающую решетку рабочего участка (РУ), обеспечивающую равномерное распределение пара в теплообменнике. Охлаждающая вода проходит внутри медных труб. Общий вид рабочего участка представлен на рисунке 13.

В первых четырех рядах труб происходит гидравлическая стабилизация потока.

На последних двух рядах осуществляется измерение температур стенок теплообменных труб с целью прямого определения коэффициентов теплоотдачи от движущегося пара к стенкам труб.

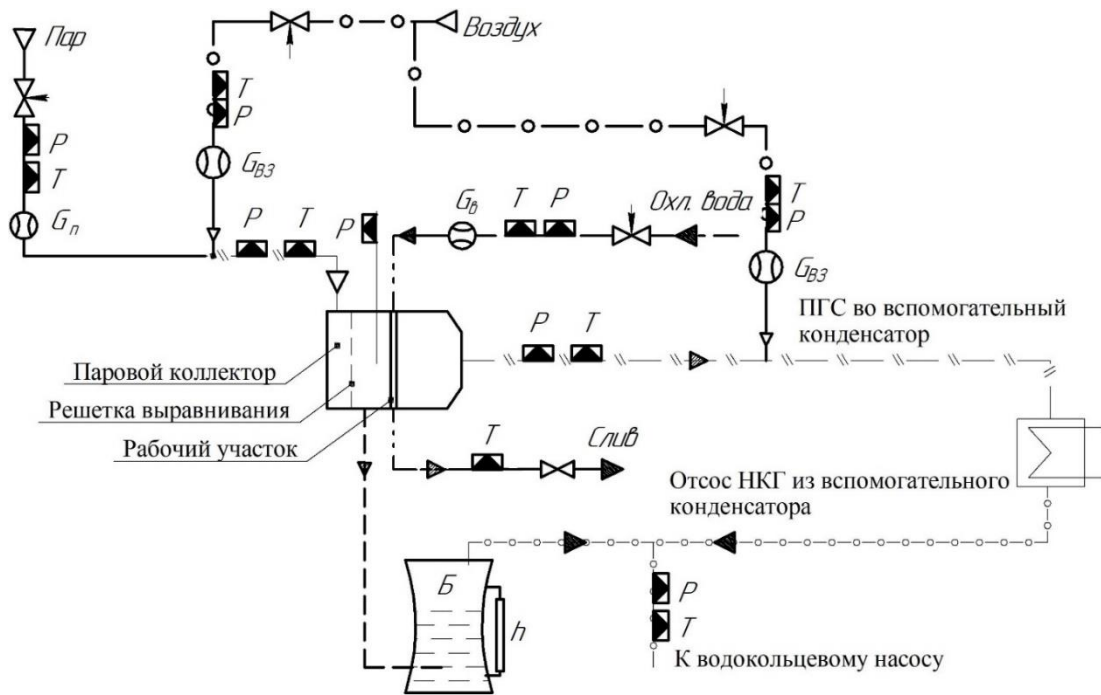


Рисунок 12 – Схема экспериментального стенда

Для реализации режима с примерно постоянным значением параметра  $\rho w^2$  при различных концентрациях воздуха на входе в РУ в линию отвода ПГС была врезана линия подачи воздуха с установленным на ней расходомером. Варьирование подачи воздуха до и после РУ позволило установить давление, расход пара и воздуха, соответствующие необходимому уровню значений параметра  $\rho w^2$ .



Рисунок 13 – Общий вид рабочего участка на стенде

В рабочем участке пар конденсируется не полностью. Несконденсированный пар в смеси с воздухом выходит через выхлопной патрубок во вспомогательный конденсатор и систему отвода ПГС. Конденсат сливается через гидрозатвор в вакуумный бак *Б*. Величина давления в рабочем участке определяется вспомогательным конденсатором, где конденсируется большая часть пара.

### 2.2.2 Рабочий участок стенда

Теплообменный модуль РУ стенда приведен на рисунке 14.

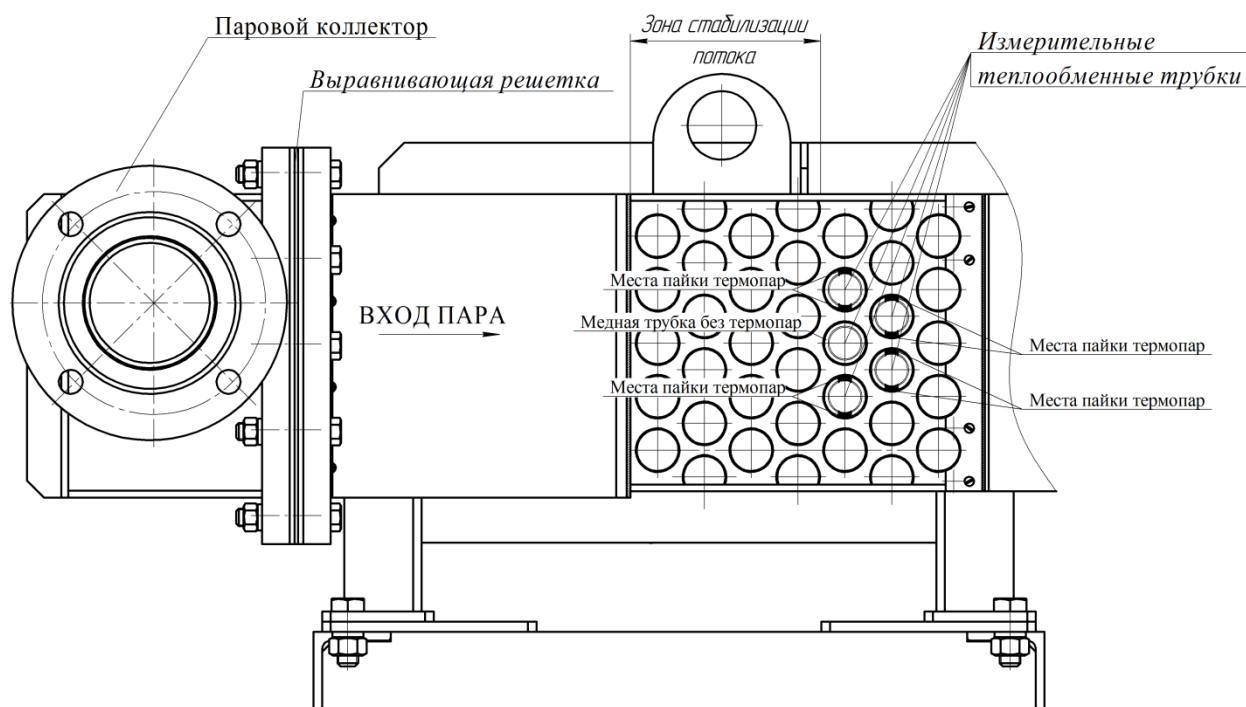


Рисунок 14 – Схема рабочего участка

В состав рабочего участка входят:

- паровой коллектор;
- решетка выравнивающая;
- пять перфорированных труб для впрыска охлаждающей воды;
- участок из четырех рядов труб для гидравлической стабилизации потока;

- измерительный участок из двух рядов труб, включающий в себя пять медных теплообменных труб  $25 \times 3$  с встроенными термодатчиками;
- конденсатный коллектор;
- выхлопной патрубок.

Измерительные трубки (Рисунок 15) длиной 0,6 м, изготовленные из меди, соединены последовательно и имеют подвод и отвод охлаждающей воды. Поверхность теплообмена каждой трубки длиной 0,5 м составляет  $0,041 \text{ м}^2$ . Термометры сопротивления расположены в теле стенки труб и предназначены для регистрации температур поверхности теплообменных труб. Проектная температура охлаждающей воды на входе в трубки составляет  $20^\circ\text{C}$ . Проектное давление парогазовой смеси на входе в конденсатор составляет 10 кПа.

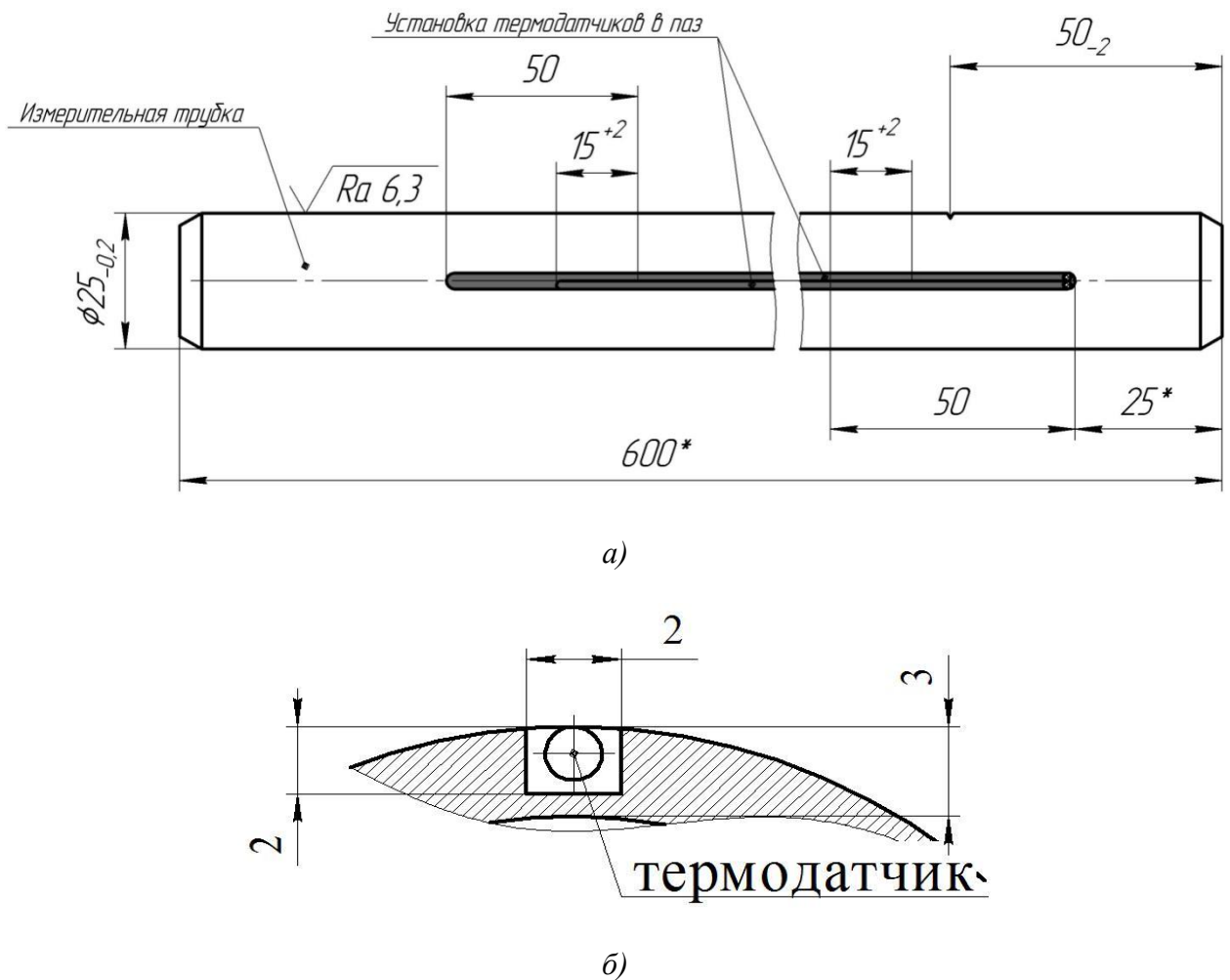


Рисунок 15 – Измерительная трубка (а) и место установки термопар в измерительных трубках (б)

Принятая схема движения пара и система измерений позволяет получить корректные результаты испытаний процесса теплообмена при конденсации парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов. Обобщение этих данных позволит разработать методику проектирования высокоэффективных конденсаторов для парогазовой смеси.

### 2.3 Метрологическое обеспечение и анализ погрешности

Экспериментальные исследования были проведены с использованием стендового оборудования ЗАО НПВП «Турбокон», расположенного на территории МНИЛ им. В.А. Федорова. Перечень средств измерений стендового оборудования представлен в таблице 4. Калибровочные характеристики термодатчиков приведены в приложении А.

А.В. Птахин считает, что «основным параметром для определения коэффициента теплоотдачи рассматриваемых экспериментах, является температура стенки теплообменной поверхности. Учитывая, что измерение температуры теплообменной поверхности является прямым измерением, был выполнен анализ погрешности измерений с оценкой погрешности при большом числе повторных измерений».

Приборная погрешность  $\Delta_{np}T$ :

$$\Delta_{np}T = \sqrt{\Delta T_{mn}^2 + \Delta T_{вп}^2} \quad (2.1)$$

где  $\Delta T_{mn}$  – погрешность термодатчика  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{вп}$  – вторичного преобразователя  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ ,

Подставив эти значения в формулу (2.1) получим

$$\Delta_{np}T = 2.1^\circ\text{C} . \quad (2.2)$$

Вычисляем среднюю квадратичную погрешность отдельного измерения:

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (|T_i - \bar{T}|)^2} , \quad (2.3)$$

где  $n=35$  – количество измерений;  $T_i$  – результат  $i$  измерения;  
 $\bar{T}$  – среднее арифметическое  $n$  измеренных значений.

$$\sigma_T = 0,3666 .$$

Проверяем результаты на промах:

$$\Delta T_{\text{промах}} = (T_i - \bar{T}) > 3\sigma . \quad (2.4)$$

Промахов в измерении не обнаружено.

Вычисляем среднюю квадратичную погрешность среднего значения по формуле:

$$\bar{\sigma}_T = \sqrt{\frac{1}{(n-1)n} \sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2} . \quad (2.5)$$

$$\bar{\sigma}_T = 0,062 .$$

Значения надежности  $\alpha = 0,997$  .

Определяем коэффициент Стьюдента  $t_{\alpha,n} = 3,19$  .

Оцениваем случайную погрешность результата измерений:

$$\Delta_{\text{сл}} T = t_{\alpha,n} \cdot \bar{\sigma}_T . \quad (2.6)$$

Случайная погрешность составляет  $\Delta_{\text{сл}} T = 0,197^\circ\text{C}$  , так как она не превышает величину значения приборной погрешности, то воспользуемся формулой для определения границ доверительного интервала:

$$\Delta T = \sqrt{\Delta_{\text{сл}} T^2 + \left(\frac{t_{\alpha,n}}{3}\right)^2 \cdot \Delta_{\text{пр}} T^2} . \quad (2.7)$$

Максимальная абсолютная погрешность составляет  $\Delta T = 2,3^\circ\text{C}$  .

Относительная погрешность измерений для температур составила:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta T}{T} \cdot 100\% = 4,5\% . \quad (2.8)$$

Таблица 4 – Измеряемые параметры стенда рабочего участка

Наименование параметра	Обозначение на ПК и протоколах обработки	Диапазон измерения контролируемого параметра	Метрологические характеристики				
			Тип прибора	Кол-во точек	Диапазон измерения СИ	Погрешность, класс точности	Абс. погрешность
1	2	3	4	6	7	8	9
Расход пара на входе в рабочий участок, кг/с	G1	0...40	«Элемер-100Ех-ДД»	1	0÷40	±0,5%	±0,2 кПа
Расход пара на входе в рабочий участок, кг/ч	Gп	0...40	«Элемер-100Ех-ДД»	1	0÷40	±0,5%	±0,2 кПа
Расход воздуха на входе в рабочий участок, кг/ч	Gвз	0...40	«Элемер-100Ех-ДД»	1	0÷40	±0,5%	±0,2 кПа
Давление пара на входе в рабочий участок (до сопла), МПа	P1	5...40	АИР-10 Ех/М1 ДА	1	0÷250	±0,2%	±0,5 кПа
Давление в паровой полости рабочего участка, кПа, абс.	P4	5...40	АИР-10 Ех/М1 ДА	1	0÷250	±0,2%	±0,5 кПа
Давление пара на входе в рабочий участок (после сопла), кПа	P2	5...40	АИР-10 Ех/М1 ДА	1	0÷250	±0,2%	±0,5 кПа
Давление пара на выходе из рабочего участка, кПа	P9'	45÷130	АИР-10 Ех/М1 ДА	1	0 ÷ 250	±0,2%	±0,5 кПа
Температура пара на выходе из рабочего участка	T9'	-40 ÷ +40	КТХА 02.01	4	-40 +800°C	±1,5°C	±1,5°C
Температура пара на входе в рабочий участок, °С	t1	-40 ÷ +80	КТХА 02.01-062	3	-40 +800°C	±1,5°C	±1,5°C

Продолжение таблицы 4

Температура ПГС на входе в рабочий участок, °С	$t_2$	-40 ÷ +80	КТХА 02.01-062	3	-40 +800°C	±1,5°C	±1,5°C
Температура воздуха на входе в рабочий участок, °С	$t_{в3}$	-40 ÷ +80	КТХА 02.01-062	3	-40 +800°C	±1,5°C	±1,5°C
Температура охл. воды на выходе из рабочего участка, °С	$t_6$	-40 ÷ +80	КТХА 02.01-062	3	-40 +800°C	±1,5°C	±1,5°C
Температура стенок теплообменной поверхности	К1-К14	-40 ÷ +80	КТХА 02.01-062	3	-40 +800°C	±1,5°C	±1,5°C

«Система измерения расхода пара в рабочий участок состояла из датчика АИР-10 ЕХ/М1 ДА с диапазоном 0...600 кПа и классом точности 0,2 от ВПИ и критического сопла диаметром 22,01 мм.

Система измерения расхода охлаждающей воды на рабочий участок состояла из датчика перепада давления Элемер-100Ех-ДД с диапазоном 0...40 кПа, имеющего абсолютную погрешность в пределах 0,2кПа, и диафрагму с коническим входом диаметром 23,01мм» (А.В. Птахин).

Система измерения расхода воздуха, подаваемого в камеру смешения рабочего участка, состояла из датчика АИР-10 ЕХ/М1 ДА с диапазоном 0...250 кПа и классом точности 0,2 от ВПИ и критического сопла диаметром 7 мм.

Давление в полости конденсатора было измерено датчиком АИР-10 ЕХ/М1 ДА с диапазоном 0...250 кПа и классом точности 0,2 от ВПИ.

## **2.4 Проведение эксперимента и обработка данных**

### **2.4.1 Подготовка к эксперименту**

Перед началом испытаний была осуществлена калибровка датчиков температуры (вместе с каналами передачи данных) относительно показаний лабораторного ртутного термометра. Также была произведена калибровка датчиков давления пара на входе и выходе модуля друг относительно друга.

Для исключения влияния дополнительных присосов воздуха из атмосферы на процессы тепломассообмена рабочего участка были проведены испытания по определению величины присосов атмосферного воздуха во внутренние полости рабочего участка. Она составила 0,0000015 г/с и была учтена при обработке экспериментальных данных. Выполнена оценка содержания воздуха в ПГС на основании данных по концентрации кислорода в питательной воде после деаэратора  $\varepsilon_{O_2} < 9$  мг/кг; она на 4–5 порядков

меньше величины присоса. В итоге на входе в конденсатор пар имеет не более 0,0005% воздуха по массе.

Произведена также оценка погрешности измерения температур стенки медной трубы. Она достигает наибольшего значения при измерении теплоотдачи практически чистого пара. В этом случае, согласно экспериментальным данным, максимальный перепад температур на медной стенке диаметром 25×3 не превышает  $\Delta t = 1,5^\circ\text{C}$  при разности температур между паром и стенкой  $\delta t = 15^\circ\text{C}$ . Следовательно, максимальная погрешность определения  $\alpha$  в этом случае не превышает 10%. При больших концентрациях воздуха величина  $\Delta t$  уменьшается, а  $\delta t$  растет и величина  $\alpha$  оказывается определена с большей точностью.

#### 2.4.2 Методика обработки экспериментальных данных

Количество тепла, передаваемое воде в рабочем участке, определяется из уравнения:

$$Q_w = G_w \cdot (i_w'' - i_w'), \quad (2.9)$$

где  $i_w', i_w''$  – энтальпия охлаждающей воды на входе и выходе из РУ, кДж/(кг·К).

Измеренные значения расхода конденсата использовались только для оценки доли сконденсированного пара, поскольку расход конденсата составлял не более 13% от расхода пара, подаваемого в РУ.

Для определения объёмных долей пара и воздуха на входе в рабочий участок использовались параметры ПГС за выравнивающей решёткой перед трубным пучком.

$$\varepsilon_n = \frac{\frac{G_n}{\rho_{n1}}}{\frac{G_n}{\rho_{n1}} + \frac{G_{\text{вз}}}{\rho_{\text{вз}}}} \quad (2.10)$$

где  $\rho_{n1}, \rho_{\text{вз}}$  – плотности воздуха и пара при параметрах за выравнивающей решёткой.

Давление насыщения на выходе из рабочего участка:

$$P_{SHH} = P_{mp} \cdot \varepsilon_n, \quad (2.11)$$

Средний коэффициент теплоотдачи для трубок  $\alpha$  определяется по средней температуре всех медных охлаждаемых труб  $T_{cm}$  и температуре насыщения пара  $t_s$  при давлении смеси  $P_{Sme}$ :

$$\alpha = \frac{Q_W}{n \cdot F_{mp} \cdot (t_s - T_{cm})}, \quad (2.12)$$

где  $n$  – число труб;  $T_{cm}$  – температура насыщения при давлении  $P_s$ .

Коэффициент теплопередачи для неподвижного чистого пара определялся по формуле Нуссельта для горизонтальных труб диаметра  $d_n$ :

$$\alpha_{Nu} = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_k^2 \cdot r \cdot \lambda_k^3 \cdot g}{\mu_k \cdot (t_s - T_{cm}) \cdot d_n}}, \quad (2.13)$$

где  $\rho_k, \lambda_k, \mu_k$  – плотность, теплопроводность и вязкость конденсата;  $r$  – теплота фазового перехода.

По результатам обработки строится зависимость  $\frac{\alpha}{\alpha_{Nu}} = f(v_s, \rho\omega^2)$ .

### 2.4.3 Результаты эксперимента

Выполнен ряд экспериментов с различными скоростями пара и значениями параметра  $\rho\omega^2$  на входе в конденсатор и различными концентрациями воздуха. Получены средние значения коэффициентов теплопередачи  $\alpha$  при конденсации пара из движущейся ПГС в диапазоне значения  $\rho\omega^2 = 0 \div 66$  Па и изменения объемной доли воздуха от 0 до 18%. На графике зависимости влияния объемной доли воздуха в паре на величину

$\frac{\alpha}{\alpha_{Nu}}$  при конденсации пара из движущейся ПГС данные представлены в виде

соотношений  $\frac{\alpha}{\alpha_{Nu}} = f(v_s)$  при  $\rho\omega^2 = idem$ .

Зависимость  $\frac{\alpha}{\alpha_{Nu}} = f(v_g)$  (Рисунок 16) показывает, как увеличение содержания воздуха в ПГС снижает эффективность теплообмена при различных значениях параметра  $\rho w^2$ . При малых значениях параметра  $\rho w^2 = 6$  Па и объемной доли содержания воздуха в ПГС  $v_g = 0.06$  средний коэффициент теплоотдачи от пара снижается в 2 раза. При значениях параметра  $\rho w^2 = 66$  Па и объемной доли содержания воздуха в ПГС  $v_g = 0,06$  средний коэффициент теплоотдачи снижается в 1,3 раза.

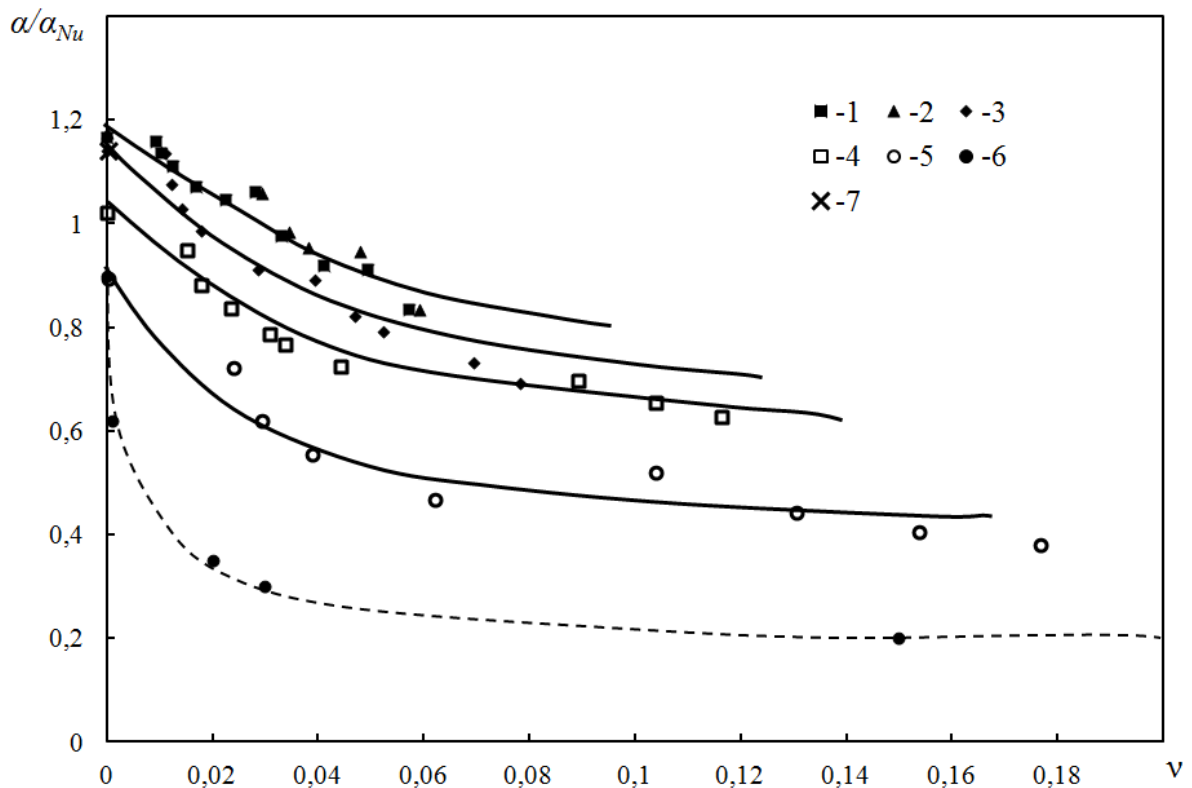


Рисунок 16 – Влияние объемной доли воздуха в паре на величину  $\alpha/\alpha_{Nu}$  при конденсации пара из движущейся паровоздушной смеси:

1 –  $\rho w^2 = 66-64$  Па; 2 –  $\rho w^2 = 61$  Па; 3 –  $\rho w^2 = 40$  Па; 4 –  $\rho w^2 = 22,5$  Па;

5 –  $\rho w^2 = 9,5$  Па; 6 –  $\rho w^2 = 0$ , 7 – расчет  $\alpha$  по Л.Д. Берману при  $v = 0$

Также были проведены исследования конденсации пара из движущейся парогазовой смеси, расширяющие область экспериментальных данных. Полученные результаты представлены в таблице 5. Более подробные данные представлены в Приложении Б.

Таблица 5 – Результаты испытаний рабочего участка  
**Обработка результатов испытаний рабочего участка**

**Атмосферные условия:**

Температура

27°С

Атмосферное давление

98,2 кПа

		12.07.2018										
Дата		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Режим												
Расход пара		G=0,06кг/с										
Время		15:09	15:24	15:44	15:54	16:04	12:44	12:54	13:10	13:19	13:39	13:49
Температура стенки трубы	K1	46,9	46,9	47,7	47,9	48,2	45,5	46,0	46,5	46,9	47,8	47,9
Температура стенки трубы	K2	52,2	52,6	53,7	54,0	54,5	51,0	52,1	52,6	53,2	54,1	54,3
Температура стенки трубы	K3	52,5	52,4	53,3	53,2	54,2	51,3	51,4	52,1	52,6	52,9	53,4
Температура стенки трубы	K4	58,0	58,4	59,2	59,1	59,9	57,5	57,9	58,0	58,7	59,0	59,5
Температура стенки трубы	K5	66,2	66,1	65,6	65,1	64,2	65,6	65,3	64,4	63,4	63,7	63,3
Температура стенки трубы	K6	63,6	63,1	62,8	61,8	61,3	63,2	61,9	61,2	60,2	60,5	60,3
Температура стенки трубы	K7	65,8	65,7	65,0	64,5	63,7	65,2	64,6	63,9	62,7	63,2	62,9

Продолжение таблицы 5

Температура стенки трубы	K8	°C	59,9	59,5	58,9	58,3	57,5	58,8	58,0	57,4	56,4	56,9	56,6
Температура стенки трубы	K9	°C	61,7	61,9	62,9	62,7	62,4	61,3	61,6	61,7	61,4	61,9	61,6
Температура стенки трубы	K10	°C	53,1	53,4	55,1	54,9	55,4	52,0	53,4	53,5	53,8	54,4	54,5
Температура стенки трубы	K11	°C	63,3	63,1	62,5	61,7	60,7	62,6	62,1	60,6	59,5	59,8	59,2
Температура стенки трубы	K12	°C	65,5	65,1	64,9	64,2	63,3	65,0	64,5	63,7	62,3	62,8	62,1
Температура стенки трубы	K13	°C	67,5	67,5	66,9	66,5	65,8	66,8	66,6	65,9	64,9	65,4	65,1
Температура стенки трубы	K14	°C	69,2	68,8	68,1	67,7	67,0	68,7	67,8	67,0	66,2	66,6	66,4
Температура стенки трубы	K15	°C	70,3	70,0	69,2	68,7	68,0	69,9	69,0	68,3	67,3	67,8	67,5
Температура стенки трубы	K16	°C	68,2	68,1	67,6	67,1	66,4	67,6	67,2	66,6	65,6	66,0	65,7
Температура воды на выходе с НВ	t <sub>нв</sub>	°C	27,2	26,9	27,4	27,0	27,2	30,5	30,9	30,8	31,8	32,8	32,2
Температура воды на входе в НВ	t <sub>рв</sub>	°C											
Температура ПВС за РУ	t <sub>9</sub>	°C	74,5	74,2	73,2	72,9	71,9	74,4	73,4	72,8	71,8	72,3	71,9
Перепад давл. на р-мере воды	Gw	кПа	17,9	17,9	17,9	18,0	17,9	18,2	18,2	18,2	18,2	18,1	18,1

Продолжение таблицы 5

Давл. пара перед р-мером	P1	кПа	104,7	105,6	105,3	105,5	105,8	105,1	104,9	104,0	103,8	103,9	103,8	
Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	44,2	44,1	42,9	43,2	41,7	44,2	43,5	43,3	42,5	43,6	43,5	
Давл. в-ха перед р-мером	Pвз	кПа	43,7	43,5	51,8	73,3	94,3	43,8	44,4	50,6	60,7	69,5	80,6	
Диаметр расходомерной диафрагмы по воздуху			Ø4,24 мм										Ø7 мм	
Давление за КН	P4	кПа	15,0	16,8	19,2	20,4	21,5	2,1	2,4	2,7	3,0	3,5	4,7	
Давл. воды за РУ	P6	кПа	230,5	230,5	230,6	230,6	230,8	230,1	230,1	230,0	229,8	229,9	230,2	
Давление ПВС за РУ	P9	кПа	40,6	40,4	39,6	39,5	38,1	40,1	39,6	39,8	39,0	40,3	39,8	
Давление пара на входе в КП	P3	кПа	40,1	39,7	38,5	38,7	37,2	40,1	39,2	39,1	38,3	39,7	39,0	
Т-ра пара перед р-мером	t1	°C	99,6	100,1	100,1	100,1	100,2	99,9	99,9	99,6	99,5	99,6	99,5	
Т-ра ПВС перед РУ	t2	°C	77,8	77,7	76,6	76,5	75,6	77,8	77,0	76,4	75,7	76,0	75,7	
Т-ра в-ха перед р-мером	tвз	°C	29,9	27,6	16,8	19,6	22,4	29,5	15,6	15,1	28,3	29,3	29,5	
Т-ра конденсата за РУ	t5	°C	28,4	28,3	28,3	28,4	28,4	29,8	29,6	29,2	29,0	28,7	28,6	
Т-ра воды за РУ	t6	°C	48,7	48,4	48,5	48,0	47,6	46,9	46,9	46,7	46,2	47,2	47,0	

Продолжение таблицы 5

Температура неконденсирующихся газов на входе в НВ	tнг	°С	27,5	30,6	31,7	34,3	33,0	28,6	33,2	32,5	33,2	33,2	31,6	30,7
Температура воды на выходе с РУ	Tвых	°С	48,3	48,0	48,1	47,6	47,3	46,6	46,5	46,3	45,8	46,8	46,8	46,7
Температура воды на входе в РУ	Tвх	°С	32,6	32,1	32,5	32,0	32,0	30,0	30,3	30,5	30,3	31,5	31,5	31,6
Температура воды на входе в 5-ю трубку	T_1	°С	45,7	45,4	45,6	45,1	44,9	43,8	43,9	43,7	43,3	44,3	44,3	44,3
Температура воды на выходе из 4-й трубки	T_2	°С	45,9	45,6	45,8	45,3	45,1	44,0	44,1	43,9	43,5	44,5	44,5	44,5
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	<b>0,0595</b>	<b>0,0602</b>	<b>0,0601</b>	<b>0,0602</b>	<b>0,0604</b>	<b>0,0598</b>	<b>0,0598</b>	<b>0,0593</b>	<b>0,0591</b>	<b>0,0592</b>	<b>0,0591</b>	<b>0,0591</b>
Энтальпия пара на входе в РУ	ип'	кДж/кг	2639,8	2639,6	2637,7	2637,4	2635,8	2639,9	2638,5	2637,2	2635,9	2636,3	2635,9	2635,9
Энтальпия пара на выходе из РУ	ип"	кДж/кг	2633,7	2633,2	2631,5	2631,0	2629,4	2633,5	2632,0	2631,0	2629,2	2629,9	2629,9	2629,3
Энтальпия конденсата	ик	кДж/кг	118,9	118,8	118,8	118,9	118,9	125,1	123,9	122,3	121,7	120,4	120,0	120,0
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,2840	0,2841	0,2841	0,2843	0,2838	0,2862	0,2862	0,2861	0,2861	0,2857	0,2852	0,2852
Энтальпия воды перед РУ	ив'	кДж/кг	136,6	134,9	136,5	134,3	134,1	125,8	127,2	127,9	127,1	132,4	132,8	132,8

Продолжение таблицы 5

Энтальпия воды за Ру	iв"	кДж/кг	204,3	202,9	203,2	201,0	199,6	196,8	196,7	195,8	193,7	197,6	197,1
Тепловая мощность	Qw	кВт	19,22	19,34	18,95	18,96	18,59	20,31	19,89	19,42	19,05	18,64	18,34
Расход к-та на выходе	Gк	кг/с	0,0075	0,0075	0,0074	0,0074	0,0073	0,0079	0,0078	0,0076	0,0074	0,0073	0,0072
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,01	1,01	1,01	1,02	1,01	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	<b>10,6413</b>	<b>10,809</b>	<b>11,007</b>	<b>11,045</b>	<b>11,47</b>	<b>10,83</b>	<b>10,95</b>	<b>10,81</b>	<b>10,98</b>	<b>10,67</b>	<b>10,77</b>
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000001	0,001403	0,001701	0,002393	0,003065	0,000001	0,003945	0,004497	0,005279	0,006032	0,006995
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,9989	98,5519	98,2500	97,5600	96,9092	99,9989	96,0079	95,4495	94,6924	93,9902	93,0914
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,0520	0,0526	0,0527	0,0528	0,0532	0,0519	0,0520	0,0517	0,0517	0,0519	0,0520
Температурный напор	Pтр	кПа	40,25	39,89	38,83	38,93	37,50	40,13	39,30	39,28	38,49	39,85	39,27
			40,3	39,3	38,2	38,0	36,3	40,1	37,7	37,5	36,4	37,5	36,6
Температура насыщения НГ	tснг	°С	76,01	75,44	74,73	74,61	73,57	75,93	74,46	74,31	73,64	74,28	73,71
Температурный напор	Δтрлог	°С	34,73	34,53	33,59	34,00	33,16	36,83	35,20	35,09	34,79	34,34	33,79
К-т теплопередачи	K	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	2818,96	2851,99	2872,86	2840,41	2855,88	2808,84	2878,35	2818,80	2787,87	2764,75	2765,04

Продолжение таблицы 5

Средняя температура стенки труб	Тст.ср	°С	61,48	61,41	61,46	61,09	60,79	60,75	60,58	60,21	59,70	60,18	60,03
К-т теплоотдачи средний	асред	кВт/ (м <sup>2</sup> *К)	6,74	6,85	7,05	6,85	7,00	6,81	6,82	6,50	6,37	6,09	6,07
К-т теплоотдачи по Нуссельту	асрН	кВт/ (м <sup>2</sup> *К)	8,36	8,43	8,55	8,51	8,63	8,35	8,52	8,47	8,48	8,44	8,50
Отношение коэффициентов теплопередачи	асред/ асрН		<b>0,806</b>	<b>0,819</b>	<b>0,843</b>	<b>0,819</b>	<b>0,837</b>	<b>0,816</b>	<b>0,817</b>	<b>0,772</b>	<b>0,762</b>	<b>0,729</b>	<b>0,72</b>
Объемная доля воздуха	V	%	0,000	0,014	0,017	0,024	0,031	0,000	0,04	0,045	0,053	0,060	0,0685531
Параметр	ρw2		28,76	29,57	30,06	30,21	31,50	29,48	29,75	29,14	29,54	28,71	28,95
	α1	кВт/ (м <sup>2</sup> *К)	9,98	9,97	9,44	8,72	8,67	10,02	9,44	8,44	7,66	7,15	7,05
Режим			<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	
Расход пара			<b>G=0,08кг/с</b>										
Время			8:54:01	9:04:02	9:13:59	9:24:02	9:34:01	9:44:00	10:53:59	11:04:02	11:29:01	11:39:00	
Температура стенки трубы	K1	°С	54,6	54,7	54,9	54,7	54,5	54,8	56,2	56,4	55,8	55,6	
Температура стенки трубы	K2	°С	60,4	60,6	60,8	60,3	60,1	60,5	61,5	61,5	61,1	60,8	
Температура стенки трубы	K3	°С	55,2	55,3	55,4	54,7	54,2	54,4	56,5	56,2	55,5	55,3	

Продолжение таблицы 5

Температура стенки трубы	K4	°C	56,5	57,0	56,9	56,3	55,8	56,0	58,8	58,5	58,2	58,3
Температура стенки трубы	K5	°C	60,9	61,3	61,2	60,5	60,2	60,6	61,9	61,5	61,4	61,2
Температура стенки трубы	K6	°C	58,9	59,1	59,2	58,4	58,1	58,4	60,0	59,7	59,3	59,1
Температура стенки трубы	K7	°C	59,9	60,1	60,1	59,4	59,0	59,3	60,9	60,4	60,3	60,2
Температура стенки трубы	K8	°C	53,5	53,9	53,8	53,1	52,7	52,9	55,0	54,6	54,3	54,4
Температура стенки трубы	K9	°C	60,7	61,0	61,0	60,2	59,9	60,2	61,9	61,4	61,2	61,0
Температура стенки трубы	K10	°C	54,5	55,0	54,9	54,2	53,8	54,0	56,1	55,9	55,4	55,4
Температура стенки трубы	K11	°C	58,7	58,9	59,1	58,5	57,9	58,4	60,1	59,8	59,3	59,1
Температура стенки трубы	K12	°C	60,7	60,9	61,1	60,4	60,1	60,5	61,9	61,5	61,3	61,1
Температура стенки трубы	K13	°C	62,5	62,7	62,7	61,9	61,5	61,8	63,3	62,9	62,7	62,5
Температура стенки трубы	K14	°C	63,7	63,9	63,9	63,1	62,6	63,0	64,5	64,0	63,8	63,7
Температура стенки трубы	K15	°C	64,6	64,8	64,9	64,0	63,6	64,0	65,4	64,9	64,9	64,7
Температура стенки трубы	K16	°C	62,9	63,2	63,2	62,4	62,0	62,3	63,8	63,4	63,3	63,2

Продолжение таблицы 5

Температура воды на выходе с НВ	tнв	°С	31,4	29,8	31,4	31,4	31,7	31,6	31,5	32,5	32,7	33,5
Температура воды на входе в НВ	трв	°С										
Температура ПВС за РУ	t9	°С	66,3	66,7	66,8	65,9	65,6	66,0	66,8	66,2	66,4	66,2
Перепад давл. на р-мере воды	Gw	кПа	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,7	19,6	19,6	19,6	19,6
Давл. пара перед р-мером	P1	кПа	141,0	140,7	141,4	140,4	141,0	141,3	142,0	142,9	142,7	143,0
Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	34,5	34,9	35,2	34,5	34,4	35,3	35,9	35,5	36,4	36,5
Давл. в-ха перед р-мером	Pвз	кПа	35,8	36,1	37,7	44,4	59,1	82,6	36,6	35,9	42,9	50,3
Давление за КН	P4	кПа	110,8	110,4	100,3	99,3	98,9	99,3	36,9	36,3	37,0	37,3
Давл. воды за РУ	P6	кПа	223,6	223,5	223,6	223,5	223,5	223,5	224,1	224,3	224,1	224,5
Давление ПВС за РУ	P9	кПа	29,6	30,1	30,2	29,4	29,2	30,0	30,7	29,9	30,7	30,5
Давление пара на входе в КП	P3	кПа	29,1	29,7	29,8	29,3	28,8	29,5	30,2	29,2	30,2	30,1
Т-ра пара перед р-мером	t1	°С	108,3	108,2	108,4	108,2	108,4	108,4	108,5	108,7	108,7	108,8
Т-ра ПВС перед РУ	t2	°С	72,0	72,2	72,4	71,7	71,5	71,9	72,5	72,0	72,3	72,1

Продолжение таблицы 5

Т-ра в-ха перед р-мером	tвз	°С	22,3	23,3	19,2	13,6	14,6	17,6	26,4	21,9	27,2	27,3
Т-ра конденсата за РУ	t5	°С	67,1	67,4	67,5	66,7	66,4	66,7	64,8	55,1	48,8	43,8
Т-ра воды за РУ	t6	°С	40,8	41,0	41,0	40,7	40,5	40,9	43,1	43,3	43,1	43,9
Температура неконденсирующихся газов на входе в НВ	tнг	°С	33,3	33,7	33,8	34,3	33,8	34,2	36,9	38,8	39,2	40,3
Температура воды на выходе с РУ	Твых	°С	40,5	40,8	40,7	40,5	40,2	40,6	42,9	43,0	42,8	43,6
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	<b>0,0795</b>	<b>0,0794</b>	<b>0,0797</b>	<b>0,0792</b>	<b>0,0796</b>	<b>0,0797</b>	<b>0,0801</b>	<b>0,0805</b>	<b>0,0805</b>	<b>0,0807</b>
Энтальпия пара на входе в РУ	ип'	кДж/кг	2630,3	2630,8	2631,0	2629,9	2629,5	2630,1	2631,2	2630,4	2630,7	2630,4
Энтальпия пара на выходе из РУ	ип"	кДж/кг	2619,7	2620,4	2620,6	2619,1	2618,5	2619,3	2620,7	2619,6	2620,0	2619,5
Энтальпия конденсата	ик	кДж/кг	280,8	282,1	282,5	279,0	277,8	279,1	271,2	230,6	204,5	183,6
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,2990	0,2988	0,2985	0,2987	0,2987	0,2983	0,2973	0,2973	0,2975	0,2972
Энтальпия воды перед РУ	ив'	кДж/кг	90,2	90,7	90,6	91,9	91,8	93,7	103,9	106,5	106,3	113,1
Энтальпия воды за РУ	ив"	кДж/кг	171,0	172,1	172,0	170,9	169,9	171,6	180,8	181,4	180,8	184,1
Тепловая мощность	Qw	кВт	24,18	24,33	24,29	23,59	23,32	23,24	22,86	22,26	22,16	21,10

Продолжение таблицы 5

Расход к-га на выходе	Gк	кг/с	0,0100	0,0101	0,0100	0,0097	0,0096	0,0096	0,0094	0,0090	0,0088	0,0083
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	19,1	18,80	18,83	19,16	19,40	18,92	18,63	19,21	18,72	18,80
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000001	0,001171	0,001233	0,001465	0,001948	0,002709	0,000001	0,003158	0,003732	0,004382
Объёмная доля пара на входе	евп1	%	99,9992	99,0757	99,0319	98,8452	98,4777	97,8993	99,9992	97,5822	97,1563	96,6863
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,0696	0,0693	0,0697	0,0695	0,0700	0,0702	0,0707	0,0716	0,0717	0,0724
Температурный напор	Pтр	кПа	29,28	29,80	29,94	29,32	28,91	29,68	30,34	29,41	30,35	30,22
Температура насыщения НГ	tснг	°С	68,54	68,73	68,83	68,30	67,89	68,37	69,35	68,08	68,70	68,49
Температурный напор	Δtсрлог	°С	36,58	36,56	36,69	36,18	35,91	35,95	34,61	32,96	33,70	32,33
К-т теплопередачи	K	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	3367,60	3388,88	3371,47	3320,76	3307,39	3291,70	3363,61	3439,01	3349,67	3323,64
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°С	59,25	59,54	59,57	58,88	58,50	58,82	60,49	60,18	59,84	59,72
К-т теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	13,26	13,17	13,05	12,40	12,18	11,80	13,13	13,40	11,86	11,26

Окончание таблицы 5

К-т теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/ (м <sup>2</sup> *К)	11,51	11,55	11,54	11,45	11,44	11,41	11,53	11,37	10,71	10,45
	αсред/ αсрН		<b>1,15</b>	<b>1,144</b>	<b>1,133</b>	<b>1,077</b>	<b>1,058</b>	<b>1,025</b>	<b>1,138</b>	<b>1,161</b>	<b>1,027</b>	<b>0,976</b>
Объемная доля воздуха	V	%	0,000	0,009	0,010	0,011	0,015	0,021	<b>0,00</b>	0,024	0,028	0,033
	ρw2		69,16	67,83	68,27	69,03	70,21	68,59	67,78	70,34	68,50	69,16

Исследования на практически чистом паре хорошо согласуются с зависимостью Л.Д. Бермана, использующей параметр  $\Pi = \frac{\rho_n w_n^2}{\rho_k g d}$  (модифицированное число Фруда).

Все полученные данные, опираясь на формулу Л.Д. Бермана, можно аппроксимировать уравнением вида (2.14), обобщающим все экспериментальные данные с различными значениями параметра  $\Pi$  в диапазоне 0,03–0,26 (рисунок 17 и 18).

$$\frac{\alpha}{\alpha_{Nu}} = 28,3 \Pi^{0,08} Nu_w^{-0,58} (1 + 245 \Pi)^{0,33} e^{-11 \nu \Pi^{0,35} - 0,84} \quad (2.14)$$

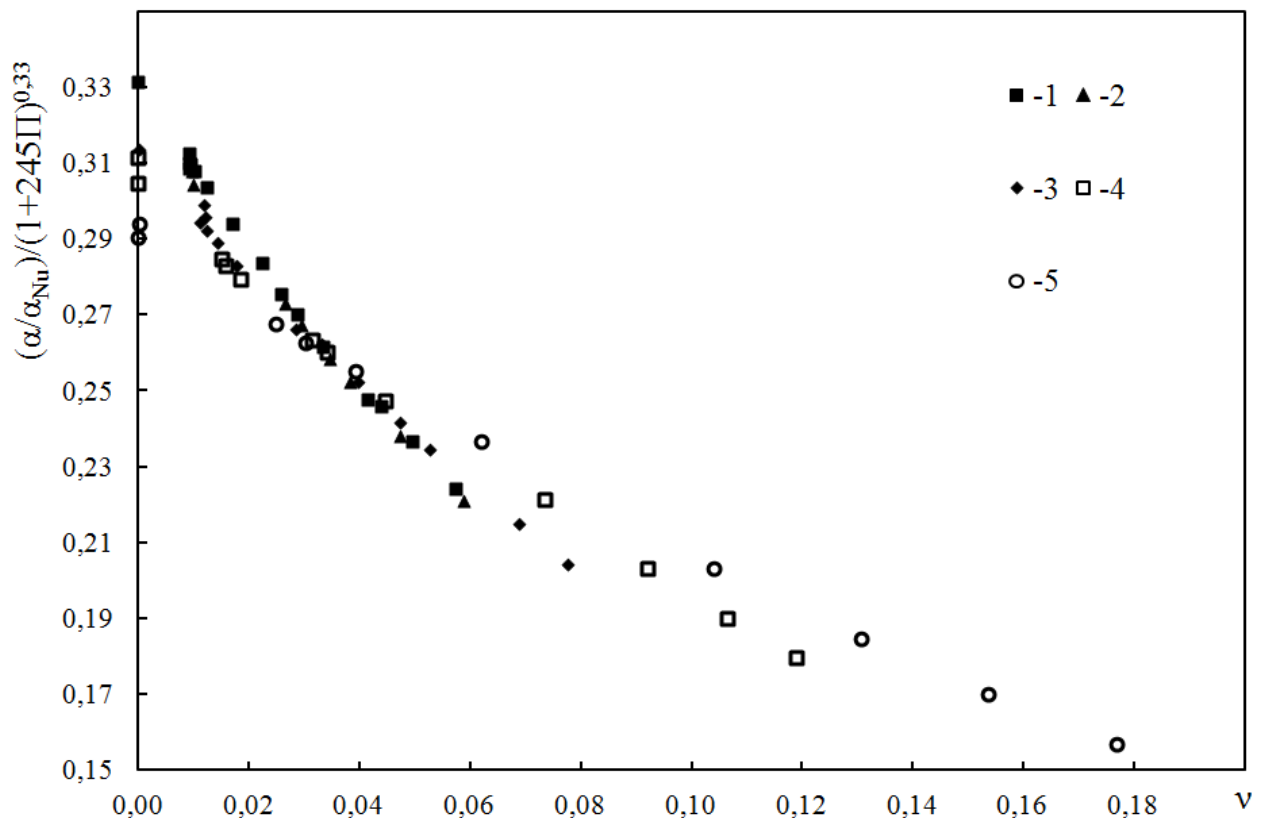


Рисунок 17 – Обобщение опытных данных по конденсации пара из движущейся паровоздушной смеси:  
 1 –  $\Pi = 0,24 - 0,26$ ; 2 –  $\Pi = 0,23 - 0,25$ ; 3 –  $\Pi = 0,15 - 0,16$ ;  
 4 –  $\Pi = 0,07 - 0,09$ ; 5 –  $\Pi = 0,03 - 0,04$

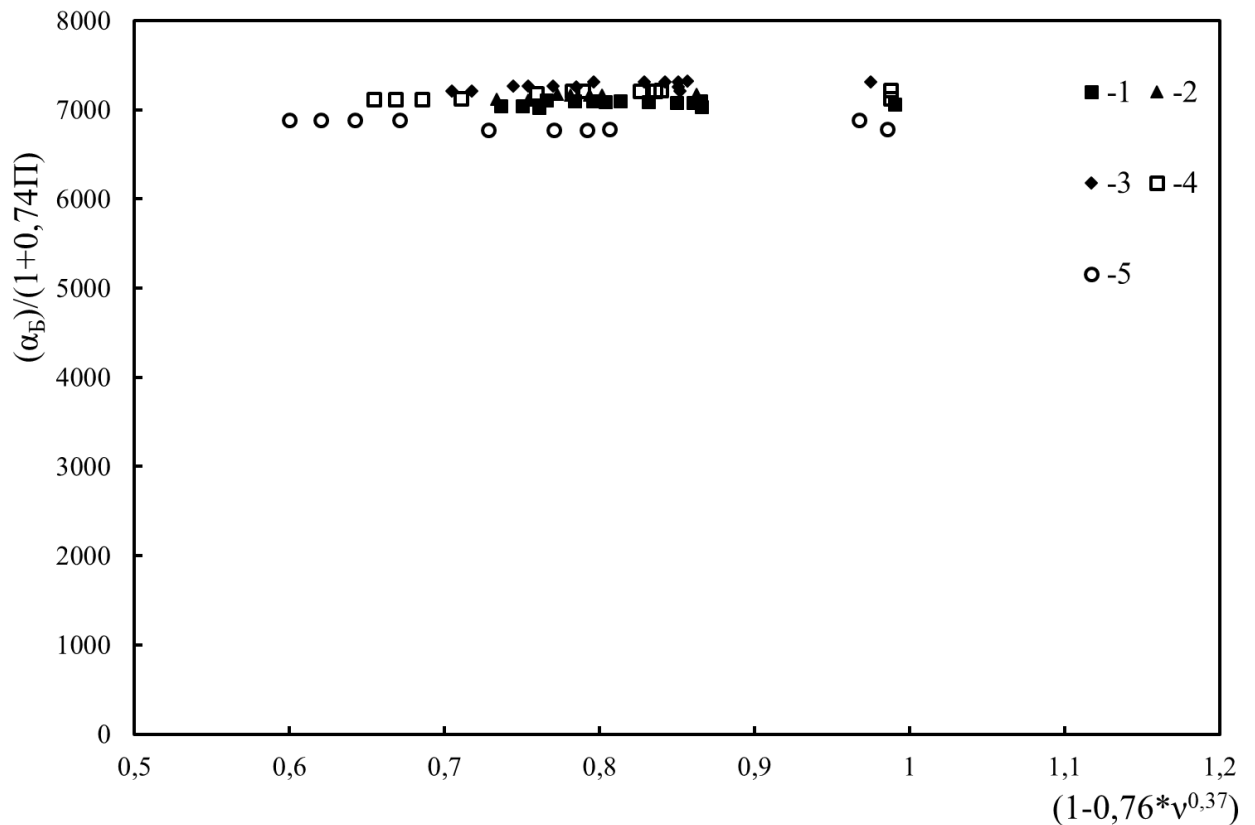


Рисунок 18 – Обобщение опытных данных по конденсации пара из движущейся паровоздушной смеси (2 вариант):  
 1 –  $\Pi = 0,24 - 0,26$ ; 2 –  $\Pi = 0,23 - 0,25$ ; 3 –  $\Pi = 0,15 - 0,16$ ;  
 4 –  $\Pi = 0,07 - 0,09$ ; 5 –  $\Pi = 0,03 - 0,04$

В дальнейшем была принята к использованию другая форма обработки и обобщения экспериментальных данных

$$\frac{\alpha}{\alpha_B} = (1 + 0,74\Pi)(1 - 0,76v^{0,37}) \quad (2.15)$$

где  $\alpha_B = 28,3\Pi^{0,08} Nu^{-0,58} \alpha_H$  – формула Л.Д. Бермана для чистого движущегося пара.

Этот вариант обобщения имеет на 10% большую погрешность, но и большой диапазон вплоть до концентрации воздуха в паре  $v \rightarrow 1$ .

## Выводы по 2 главе

1. Разработан, изготовлен и введен в эксплуатацию стенд для исследования теплообмена при конденсации парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов на горизонтальном трубном пучке.

2. Рабочий участок стенда содержит 6 рядов медных теплообменных труб, трубы последних двух рядов имеют по 4 термодатчика, установленных в пазы; такая схема позволяет корректно рассчитывать коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  от пара к стенке с погрешностью не превышающей 10% от их величины.

3. Опыты были проведены в интервале значений параметра  $\rho w^2 = 66 - 9,5 \text{ Па}$  при давлении в полости РУ 25–35 кПа; и изменении объемной концентрации воздуха в ПГС от 0 до 18%.

4. Предложены две аппроксимации экспериментальных данных в заданном интервале значений, которые являются основными методиками расчета конденсаторов парогазовой смеси.

Для дальнейших расчетов применяется вариант аппроксимации:

$$\frac{\alpha}{\alpha_B} = (1 + 0,74\Pi)(1 - 0,76\nu^{0,37})$$

где  $\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи по Л.Д. Берману [8];  $\Pi$  – модифицированный параметр Фруда  $\Pi = \frac{\rho_n w^2}{\rho_k g d}$ ;  $\nu$  – объем конденсации неконденсирующихся газов.

## ГЛАВА 3. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО КОНДЕНСАТОРА ПАРА С БОЛЬШИМ СОДЕРЖАНИЕМ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ГАЗОВ

### 3.1 Общие положения

Идея создания высокоэффективного конденсатора пара для классических паровых турбин предложена в работах О.О. Мильмана в конце 90-х годов [50] применительно к практически чистому пару. Такой подход тем более актуален применительно к пару с большим содержанием неконденсирующихся газов (НКГ).

Суть предложения – поддержание постоянной скорости пара по мере его конденсации за счет уменьшения сечения по пару.

Расчетная схема трубного пучка конденсатора с постоянной скоростью пара представлена на рисунке 19.

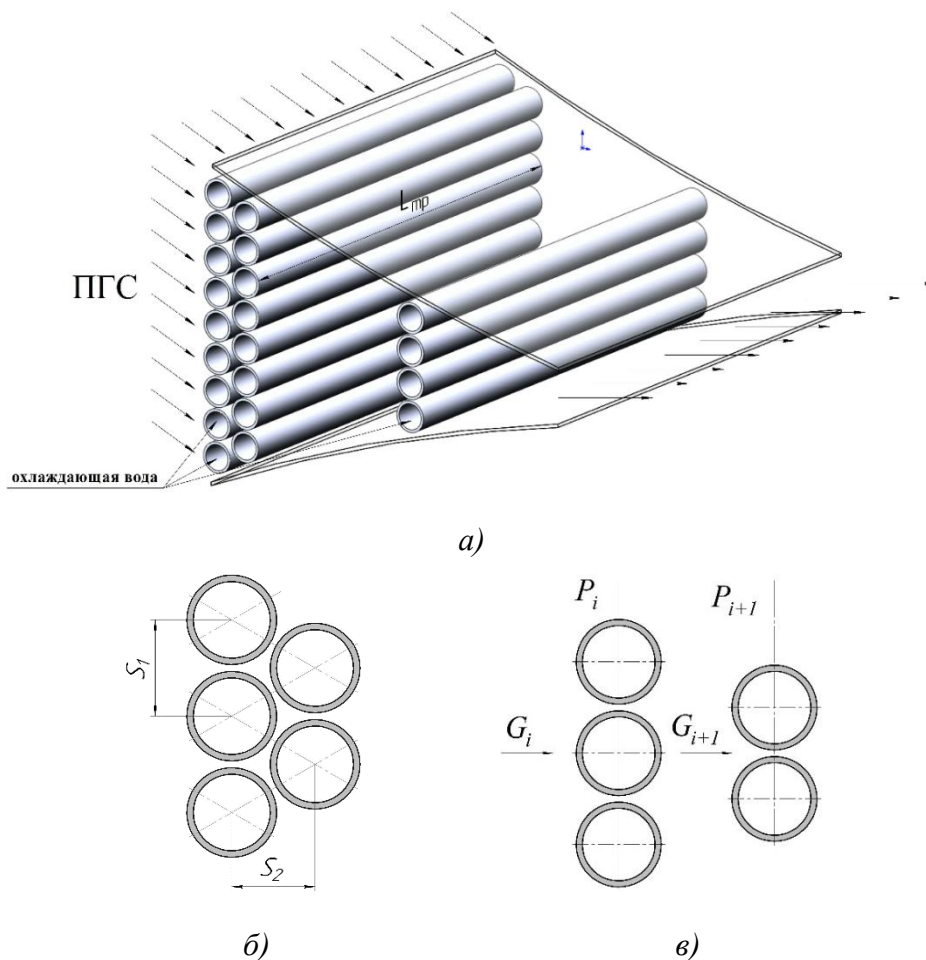


Рисунок 19 – Трубный пучок конденсатора с постоянной скоростью ПГС:  
 а) компоновка парового канала; б) разбивка трубного пучка;  
 в) расчетные характеристики трубного ряда

На основании экспериментальных данных главы 2 разработана методика и программа инженерного расчета конденсатора пара из парогазовой смеси с сохранением скорости пара по глубине трубного пучка конденсатора. Постоянство скорости ПГС по мере конденсации пара способствует росту интенсивности тепломассообмена, но одновременно сопровождается потерями давления, в результате чего температура насыщения пара в ПГС снижается. Разработанная программа использована для расчета оптимальной скорости пара в конденсаторе с большим содержанием неконденсирующихся газов. При оптимизации рассчитывалось соотношение между интенсификацией тепломассообмена и снижением температуры насыщения смеси. Целевой функцией являлась минимальная поверхность теплообмена при заданной степени конденсации пара в трубном пучке. Выполнены расчеты при варьировании параметрами: давлением на входе  $5 \div 30$  кПа; температурой воды на входе  $12 \div 30$  °С; скоростью воды в трубах  $1 \div 4$  м; длиной труб  $4 \div 12$  м и концентрацией НКГ на входе  $1 \div 20$  °С при заданном расходе ПГС 1 кг/с. Сделаны оценки влияния отложений на поверхности труб, которые неизбежны в процессе эксплуатации, а также точности расчета коэффициента теплопередачи на результаты расчета. Получены зависимости площади поверхности теплообмена от скорости и зависимости оптимальной скорости от переменного параметра. Оптимальное значение скорости ПГС лежит в области значений более 40 м/с, что необходимо учитывать при проектировании конденсаторов для парогазовой смеси.

### **3.2 Методические основы программы расчета высокоэффективного конденсатора**

Программа производит расчёт теплосъёма при конденсации пара на трубном пучке  $i$ -того ряда, тогда расход и параметры ПГС на входе  $i+1$  ряда определены условиями работы  $i$ -того ряда, в частности,

– расход пара:

$$G_{i+1} = G_i - \Delta G_i; \quad (3.1)$$

– давление ПГС:

$$P_{i+1} = P_i - \Delta P_i; \quad (3.2)$$

– массовая концентрация НКГ:

$$m_{i+1} = m_i \cdot \frac{G_i}{G_{i+1}}. \quad (3.3)$$

Температура насыщения пара в смеси определяется при новом значении давления  $P_{i+1}$  и концентрации НКГ  $m_{i+1}$ .

Для корректности сопоставления результатов расчета при прочих равных условиях принят следующий порядок расчетов;

– производится расчет высокоэффективного конденсатора при заведомо большой скорости пара (например, 100 м/с);

– в результате этого расчета определяется предельная концентрация НКГ  $\langle m_i \rangle$ , которая может быть достигнута при такой скорости: эта концентрация определяется такой потерей давления, когда температура насыщения становится близкой к температуре охлаждающей воды на входе;

– все последующие расчеты выполняются с определением числа рядов (и, следовательно, поверхности теплообмена) до концентрации  $\langle m_i \rangle$ : т.е. все варианты имеют одинаковый теплосъем и одинаковую степень конденсации пара.

По результатам расчета строится график зависимости площади поверхности теплообмена от скорости парогазовой смеси и на графике отсекается нижняя часть кривой, где площадь изменяется в пределах  $[F_{\min}; 1,01F_{\min}]$ .

### 3.3 Исходные данные для расчета

Исходные данные для расчета высокоэффективного конденсатора пара представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Исходные данные для расчета

Параметр	Обозначение	Единица измерения
Расход пара в конденсатор	$G_{II}$	кг/с
Расход воздуха в конденсатор	$G_{B3}$	кг/с
Скорость воды в теплообменных трубах	$W_B$	м/с
Давление воды на входе в конденсатор	$P_B$	кПа
Температура охлаждающей воды	$t_w$	°С
Давление смеси на входе в конденсатор	$P_{cm}$	кПа
Скорость смеси в узком сечении	$W_{cm}$	м/с
Наружный диаметр теплообменной трубки	$d_n$	м
Внутренний диаметр теплообменной трубки	$d_{вн}$	м
Шаг треугольной разбивки	$S$	
Длина теплообменных труб	$L_{mp}$	м
Температура стенок теплообменной трубы (задается в первом приближении)	$t_{cm}$	°С
Теплопроводность теплообменных труб	$\lambda_{cm}$	Вт/м·К

### 3.4 Расчет теплоотдачи от ПГС к стенке трубы

Температура насыщения пара в первом приближении без учета парциального состава смеси при давлении смеси  $P_{cm}$ , °С

$$T_{s1} = f(P_{cm}) \cdot \quad (3.4)$$

Плотность пара, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_n = \frac{P_{cm}}{461 \cdot T_{s1}} \cdot \quad (3.5)$$

Плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{вз} = \frac{P_{cm}}{287 \cdot T_{s1}} \cdot \quad (3.6)$$

Объемный расход пара, м<sup>3</sup>/с

$$V_{II} = \frac{G_{II}}{\rho_{II}}. \quad (3.7)$$

Объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/с

$$V_{B3} = \frac{G_{B3}}{\rho_{B3}}. \quad (3.8)$$

Суммарный объемный расход смеси, м<sup>3</sup>/с

$$V_{\Sigma} = V_{II} + V_{B3}. \quad (3.9)$$

Плотность смеси, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{cm} = \frac{G_{II} + G_{B3}}{V_{\Sigma}}. \quad (3.10)$$

Парциальное давление пара, кПа

$$P_{nap} = \frac{V_n}{V_{\Sigma}} \cdot P_{cm}. \quad (3.11)$$

Температура насыщения пара при парциальном давлении смеси, °С

$$T_{ns1} = f(P_{nap}). \quad (3.12)$$

Удельный объем пара, м<sup>3</sup>/кг

$$V_{III} = f(T_{ns1}). \quad (3.13)$$

Средняя температур между стенкой и температурой насыщения, °С

$$TS_{сред} = \frac{T_{ns1} + t_{cm}}{2}. \quad (3.14)$$

Теплофизические свойства конденсата: плотность  $\rho_k$ , динамическая вязкость  $\mu_k$ , теплопроводность  $\lambda_k$ , теплота фазового перехода определена при температуре  $t$  насыщения конденсата.

Плотность конденсата, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_k = f(TS_{сред}).$$

Теплота фазового перехода, Дж/кг

$$r = f(TS_{\text{сред}}) \cdot$$

Динамическая вязкость конденсата, Па·с

$$\mu_k = f(TS_{\text{сред}}) \cdot$$

Теплопроводность конденсата, Вт/м·К

$$\lambda_k = f(TS_{\text{сред}}) \cdot$$

Температурная разница между температурой насыщения пара при парциальном давлении смеси и температурой стенки теплообменной трубы, °С:

$$\Delta t = T_{\text{нс1}} - t_{\text{см}} \cdot$$

Коэффициент теплоотдачи от неподвижного пара, Вт/м<sup>2</sup>К

$$\alpha_{Nu} = 0.728 \sqrt{\frac{\rho_k^2 \cdot r \cdot \lambda_k^3 \cdot 9.81}{\mu_k \cdot \Delta t \cdot d_n}} \cdot \quad (3.15)$$

Число Нуссельта для пара

$$Nu_{\Pi} = \alpha_{Nu} \frac{d_n}{\lambda_k} \cdot \quad (3.16)$$

Параметр  $\Pi$  (модифицированное число Фруда)

$$\Pi = \frac{W_{\text{см}}^2 \cdot \rho_{\text{см}}}{\rho_k \cdot 9.81 \cdot d_n} \cdot \quad (3.17)$$

Кинематическая вязкость пара, м<sup>2</sup>/с

$$\nu_n = f(T_{\text{нс1}}) \cdot \quad (3.18)$$

Объемная концентрация воздуха в паре

$$\nu = 1 - \frac{\frac{G_{\Pi}}{\rho_n}}{\frac{G_{\Pi}}{\rho_n} + \frac{G_{B3}}{\rho_{B3}}} \cdot \quad (3.19)$$

Теплопроводность воздуха, Вт/м·К

$$\lambda_{\text{вз}} = 0,02442 \cdot \left( \frac{T_{\text{с1}} + 273,15}{273} \right)^{0,082} \quad (3.20)$$

Динамическая вязкость воздуха, Па·С

$$\mu_{\text{вз}} = 0,0000443 \cdot \left( \frac{T_{\text{с1}} + 273,15}{1073} \right)^{0,678} \quad (3.21)$$

Кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с

$$\nu_{\text{вз}} = \frac{\mu_{\text{вз}}}{\rho_{\text{вз}}} \quad (3.22)$$

Коэффициент теплоотдачи от воздуха, Вт/м<sup>2</sup>·К

$$\alpha_{\text{вз}} = \frac{0,334 \cdot 1,163 \cdot \lambda_{\text{вз}}}{d_{\text{н}}^{0,4}} \cdot \left( \frac{W_{\text{см}}}{\nu_{\text{вз}}} \right)^{0,6} \quad (3.23)$$

Теплоотдача от ПГС к теплообменным трубам описана уравнением

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\text{Б}}} = (1 + 0,74\Pi)(1 - 0,76\nu_{\text{вз}}^{0,37}), \quad (3.24)$$

где  $\alpha_{\text{Б}} = 28,3\Pi^{0,08}Nu_{\text{н}}^{-0,58}$  – коэффициент теплоотдачи чистого движущегося пара по данным Л.Д. Бермана [21], Вт/м<sup>2</sup>·К;  $Nu_{\text{н}}$  – число Нуссельта для случая конденсации чистого неподвижного пара на горизонтальной трубе;  $\Pi = \frac{\rho_{\text{н}} \cdot w^2}{\rho_{\text{к}} \cdot g \cdot d_{\text{н}}}$  – модифицированное число Фруда;  $\nu_{\text{вз}}$  – объемная концентрация воздуха в паре;  $\rho_{\text{н}}, \rho_{\text{к}}$  – плотность пара и конденсата, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  – скорость в узком сечении трубного пучка, м/с;  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр трубы, м.

Коэффициент теплоотдачи пара, Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$\alpha_{\text{н}} = \frac{\alpha}{\alpha_{Nu}} \cdot \alpha_{Nu} \quad (3.25)$$

Задаемся средней температурой воды (в первом приближении задаемся 15°С), далее этот параметр уточняется, °С

$$t_{w\_cp1}$$

Теплофизические свойства воды при  $t_{нара}$  получаем из [1] при температуре  $t_{w_{cp1}}$ , теплопроводность  $\lambda_{\epsilon}$ , теплоемкость, число Прандтля, кинематическую вязкость получаем также из Таблиц воды и водяного пара.

Теплопроводность воды, Вт/м<sup>2</sup>·К

$$\lambda_{\epsilon} = f(t_{w_{cp1}}).$$

Теплоемкость воды

$$C_p = f(P_B, t_{w_{cp1}}).$$

Число Рейнольдса по воде

$$Re = \frac{W_B \cdot d_{\epsilon H}}{v_{\epsilon}}. \quad (3.26)$$

Коэффициент трения по Филоненко

$$\xi = (1,82 \cdot \log(Re) - 1,64)^{-2}. \quad (3.27)$$

Число Нуссельта по воде

$$Nu_{\epsilon} = \frac{Re \cdot Pr \cdot \xi}{8 \left[ 1,07 + 12,07 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right]}. \quad (3.28)$$

Коэффициент теплоотдачи от воды, Вт/м<sup>2</sup>·К

$$\alpha_{\epsilon} = Nu_{\epsilon} \frac{\lambda_{\epsilon}}{d_{\epsilon H}}. \quad (3.29)$$

Термическое сопротивление стенки, м<sup>2</sup>·К/Вт

$$R_{cm} = \frac{d_n}{2 \cdot \lambda_{cm}} \cdot \ln \left( \frac{d_n}{d_{\epsilon H}} \right). \quad (3.30)$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>·К

$$R_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} \cdot \frac{1}{R_{cm}} \cdot \frac{1}{\alpha_{\epsilon}} \cdot \frac{d_n}{d_{\epsilon H}}}. \quad (3.31)$$

Температура стенки (уточненная)

$$t_{cm1} = T_{s1} - \frac{K}{\alpha_n (T_{s1} - t_{w\_cp1})}. \quad (3.32)$$

Площадь поверхности теплообменной трубы, м<sup>2</sup>

$$f = \pi \cdot d_n \cdot L_{mp}. \quad (3.33)$$

Расход воды в одной трубке, кг/с

$$G_{w1} = W_B \cdot \rho_w \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}. \quad (3.34)$$

Теплоемкость потока воды, Вт/К

$$W = G_{w1} \cdot C_p. \quad (3.35)$$

Площадь узкого сечения одной трубы, м<sup>2</sup>

$$f_{сеч} = (d_n - d_{вн}) \cdot L_{mp}. \quad (3.36)$$

Суммарная площадь проходного сечения, м<sup>2</sup>

$$F_{\Sigma} = \frac{V_{\Sigma}}{W_{cm}}. \quad (3.37)$$

Число труб в участке

$$n = \frac{F_{\Sigma}}{f_{сеч}}. \quad (3.38)$$

Суммарная площадь теплообменной поверхности, м<sup>2</sup>

$$f_{\Sigma} = n \cdot f. \quad (3.39)$$

Параметр  $\omega$

$$\omega = \frac{K \cdot f_{\Sigma}}{W \cdot n}. \quad (3.40)$$

Эффективность участка

$$\varepsilon = 1 - 2,71^{-\omega}. \quad (3.41)$$

Теплосъем группы труб участка, Вт

$$Q = \varepsilon \cdot W \cdot (T_{s1} - t_w) \cdot n. \quad (3.42)$$

Плотность теплового потока на участке, Вт/м<sup>2</sup>·К

$$q = \frac{Q}{F_{\Sigma}}. \quad (3.43)$$

Нагрев воды, °С

$$\Delta t_w = \varepsilon (T_{s1} - t_w). \quad (3.44)$$

Уточнение средней температуры воды, °С

$$t_{w\_cp} = \frac{t_w + t_w + \Delta t_w}{2}. \quad (3.45)$$

### 3.5 Расчет потерь давления по пару

Число Рейнольдса,

$$Re_n = \frac{W_{cm} \cdot d_n}{\nu_n}. \quad (3.46)$$

Число Эйлера для одного ряда,

$$Eu = 5,2 \cdot \left( \frac{1}{\frac{S}{d_n} - 1} \right)^{0,35} \cdot Re_n^{-0,29}. \quad (3.47)$$

Потери давления, Па

$$\Delta P = Eu \cdot z \cdot \frac{\rho_{cm} \cdot W_{cm}^2}{2}. \quad (3.48)$$

Давление смеси на выходе из ряда, Па

$$P_2 = P_{cm} - \Delta P. \quad (3.49)$$

### 3.6 Оптимизация параметров высокоэффективного конденсатора пара и парогазовой смеси

Программа расчета высокоэффективного конденсатора использована для оптимизации скорости пара при различной комбинации параметров.

Для иллюстрации влияния разных факторов выбран базовый вариант параметров:

Расход пара, кг/с	1,0
Давление пара на входе, кПа	10,0
Температура охлаждающей воды на входе, °С	15
Скорость воды в трубах, м/с	2
Длина труб, м	6
Диаметр труб, мм	25
Шаг труб (равносторонний треугольник), мм	31
Концентрация НКГ на входе, %	5,0

На графиках рисунка 20 приведены зависимости площади поверхности теплообмена от скорости при изменении следующих параметров:

- давления на входе в интервале 5÷30 кПа (Рисунок 20, *а*);
- температуры воды на входе в интервале 12÷30°С (Рисунок 20, *б*);
- скорости воды в трубах в интервале 1÷4 м (Рисунок 20, *в*);
- длины труб в интервале 4÷12 м/с (Рисунок 20, *г*);
- концентрации НКГ на входе 1÷20°С (Рисунок 20, *д*).

На рисунке 21 эти же данные обработаны в виде зависимости оптимальной скорости от переменного параметра.

Рассматривая результаты расчета на рисунках 20–21, необходимо учесть, что отклонение от оптимума скорости ПГС не только увеличивает поверхность теплообмена, но одновременно на столько же увеличивает расход охлаждающей воды. Иными словами, здесь оптимизация скорости имеет двойной эффект: не только площадь поверхности минимальна, но и минимален

расход охлаждающей воды для достижения заданных параметров конденсации.

На рисунке 22 в приведенной зависимости  $w$  от давления  $P_{п}$  на входе эти же данные представлены в координатах  $w_{opt} = f(t_s - t_{вх})$  – разности температуры насыщения  $t_s$  и температуры воды на входе  $t_{вх}$ . Сопоставляя теперь этот график с рисунком 21, а, мы увидим фундаментальную причину уменьшения оптимальной скорости при снижении давления. Это уменьшение происходит тогда, когда разность  $t_s - t_{вх}$  изначально мала и любая потеря давления, связанная с ростом скорости, существенно влияет на температурный напор теплопередачи, уменьшает теплоём труб.

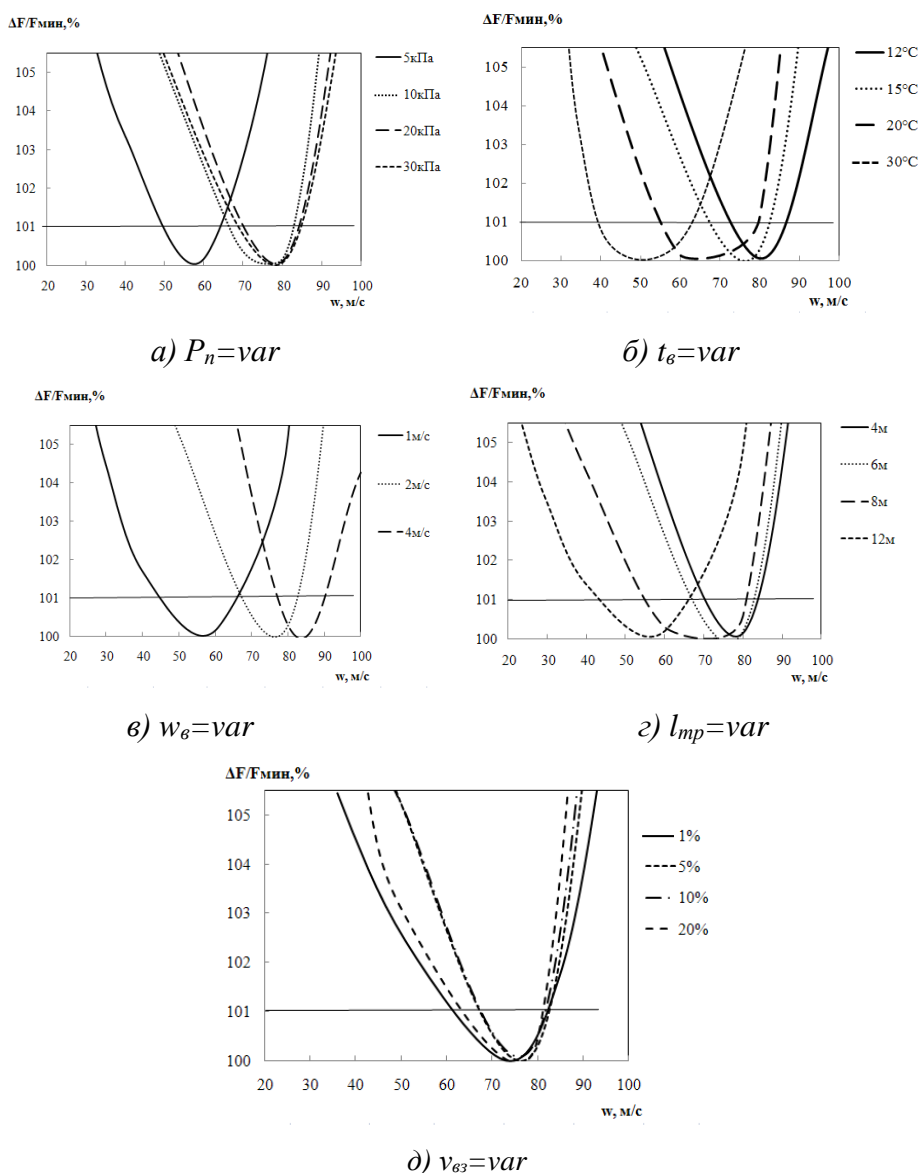


Рисунок 20 – Зависимости площади поверхности теплообмена от скорости ПГС

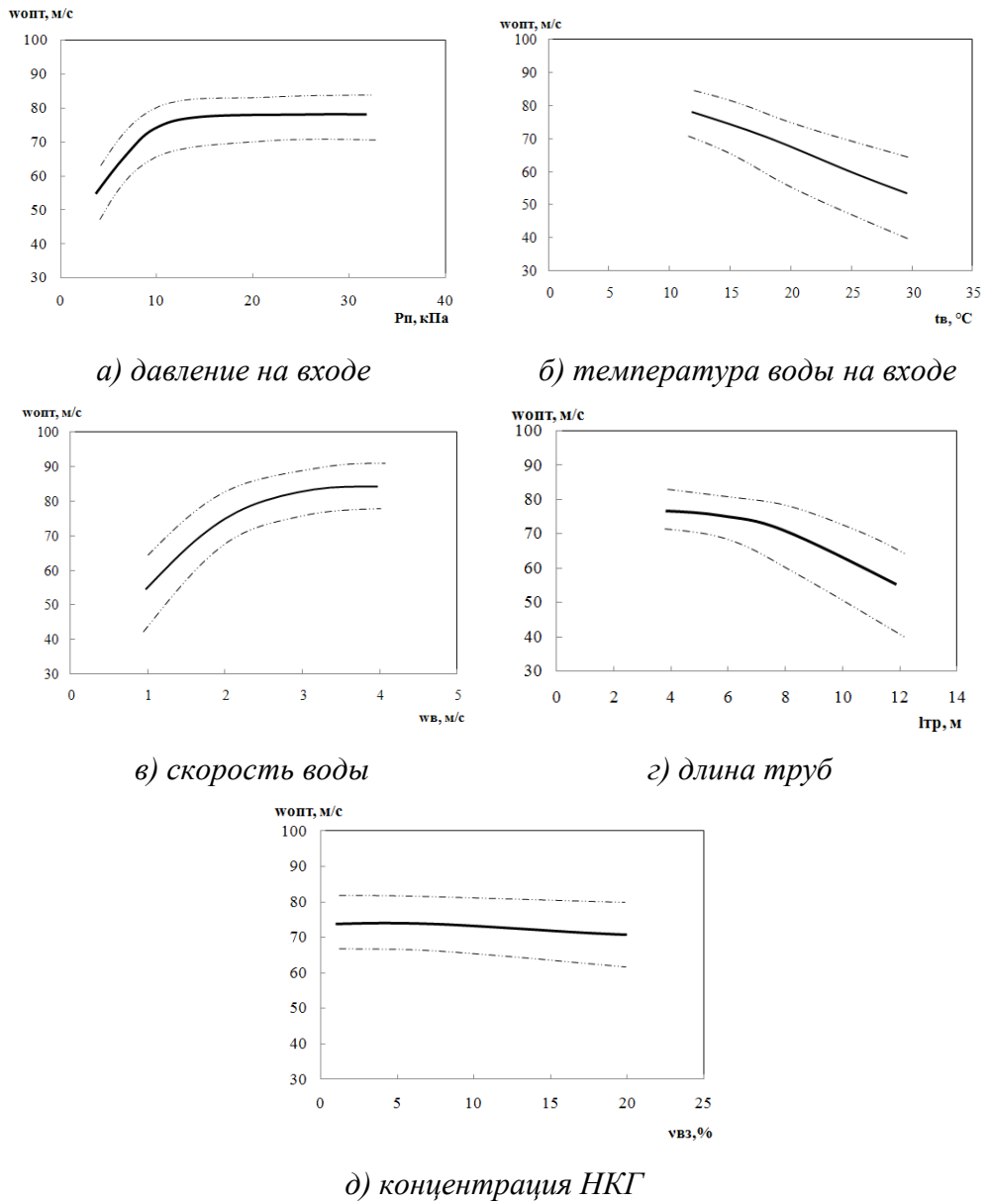


Рисунок 21 – Зависимости оптимальной скорости ПГС от переменного параметра

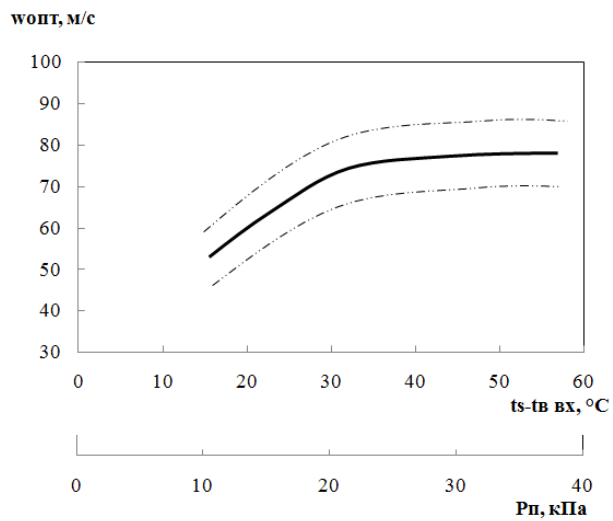


Рисунок 22 – Зависимость оптимальной скорости пара от температурной разности при разных значениях давления конденсации 5; 10; 20; 30 кПа

Существенное влияние скорости охлаждающей воды на  $w_{\text{опт}}$  смеси объясняется следующим: до тех пор, пока коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к охлаждающей воде  $\alpha_g$  находится на уровне  $8 \div 10 \text{ кВт/м}^2 \cdot \text{К}$  и более, основное влияние на коэффициент теплоотдачи идет от ПГС. Но при  $\alpha_g \leq 5 \div 6 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$  интенсификация теплообмена за счет скорости ПГС становится неэффективной: растут потери давления, уменьшается  $t_s$ , а рост коэффициента теплопередачи от ПГС не компенсирует эти потери.

Представляется несколько неожиданным заметное влияние длины теплообменных труб (Рисунок 20, з). Здесь скрыт тот факт, что по мере нагрева воды в трубе локальное значение теплового потока уменьшается и в конденсаторе возникает неравномерность теплосъёма, описанная в [37], т.е. в коллектор газоудаления поступает избыток неконденсированного пара из зоны высокой температуры охлаждающей воды, либо в зоне низкой температуры формируется объём, занятый неконденсирующимися газами. Этот эффект нарастает по мере увеличения длины труб и, как следствие, уменьшает  $w_{\text{опт}}$ .

Слабое влияние начальной концентрации НКГ на  $w_{\text{опт}}$  также можно легко объяснить: после прохождения нескольких первых рядов труб концентрация НКГ заметно растёт, т.е. хвостовая часть канала работает одинаково во всех рассмотренных случаях, это и объясняет слабое влияние на значение оптимальной скорости пара.

Влияние эксплуатационных фактов – отложений на поверхности труб на оптимальных скоростях ПГС иллюстрирует рисунок 23. По существу, это влияние не отличается от влияния скорости воды и могло быть представлено как суммарное термическое сопротивление отложений стенки и теплоотдачи от стенки к воде.

Влияние погрешности в определении коэффициента теплопередачи (Рисунок 24) подтверждает слабую зависимость оптимальной скорости от этого фактора в пределах  $\pm 20\%$  от расчетной величины, что подтверждает корректность выводов из проведенного анализа.

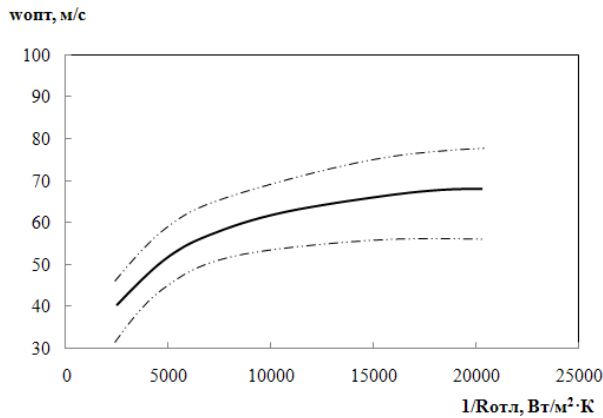


Рисунок 23 – Зависимость оптимальной скорости пара от  $1/R_{отл}$ : 5000; 1000; 2000; 4000 Вт/м<sup>2</sup>·К

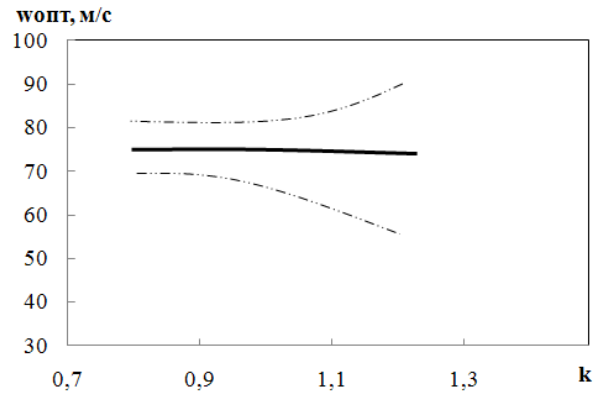


Рисунок 24 – Зависимость оптимальной скорости пара от заданной погрешности в определении коэффициента теплопередачи  $k$ :  $0.8 \cdot k$ ;  $k$ ;  $1.2 \cdot k$

### Выводы по 3 главе

1. На основании экспериментальных данных главы 2 разработана инженерная методика расчета высокоэффективного конденсатора пара, содержащего неконденсирующиеся газы с учетом скорости парогазовой смеси и воды, конденсации неконденсирующихся газов, геометрических характеристик трубного пучка и потери давления по ходу потока ПГС.

Методика определяет размеры парового канала, сечение которого уменьшается по мере конденсации пара из парогазовой смеси.

2. С использованием разработанной методики проведен расчет оптимальной скорости пара в зависимости от конфигурации трубного пучка, температуры и скорости охлаждающей воды, длины теплообменных труб и наличия отложений в этих трубах.

Показано, что величина оптимальной скорости, как правило, больше 40 м/с, отклонение от нее в пределах 1% по поверхности теплообмена, как правило, составило  $15 \div 20\%$  от точки оптимальной скорости.

## ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДУЛЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО КОНДЕНСАТОРА

### 4.1 Конструкция модуля ВЭК

Рассчитанный по программе главы 3 высокоэффективный конденсатор пара представляет собой криволинейную призму с удлиненными боковыми гранями, рисунок 25, *а*. При реализации такой конструкции неизбежны отклонения от расчетов, которые сопровождаются увеличением или уменьшением скорости парового потока по сравнению с расчетной величиной. В результате технологически обоснованных отклонений получен модуль, его конструктивная схема представлена на рисунке 25, *б*.

Он представляет собой трубный пучок, набранный из латунных труб диаметром  $22 \times 1$  длиной 200 мм, развальцованных в трубных досках толщиной 25 мм. Пар проходит через 6 групп трубных пучков, каждый из которых имеет самостоятельный подвод и отвод охлаждающей воды. Все трубы в группе последовательно соединены между собой по воде, имитируя длинную теплообменную трубу.

Параметры трубных пучков по группам приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Площади теплообмена по группам труб

Группа	1	2	3	4	5	6	Общ.
Число труб	40	40	28	18	26	26	178
Площадь теплообмена, м <sup>2</sup>	0,558	0,558	0,39	0,251	0,363	0,363	2,484

Трубные пучки сформированы таким образом, что теплообменный модуль образует треугольную форму. В дальнейшем это позволит собрать секцию конденсатора из нескольких теплообменных модулей необходимой суммарной тепловой мощности с контролем процессов тепломассопереноса в различных зонах трубного пучка.

Чертеж опытного образца модуля высокоэффективного конденсатора (ВЭК) показан на рисунке 26, а его фотография на ТЭЦ ПАО «Калужский турбинный завод» показана на рисунке 27.

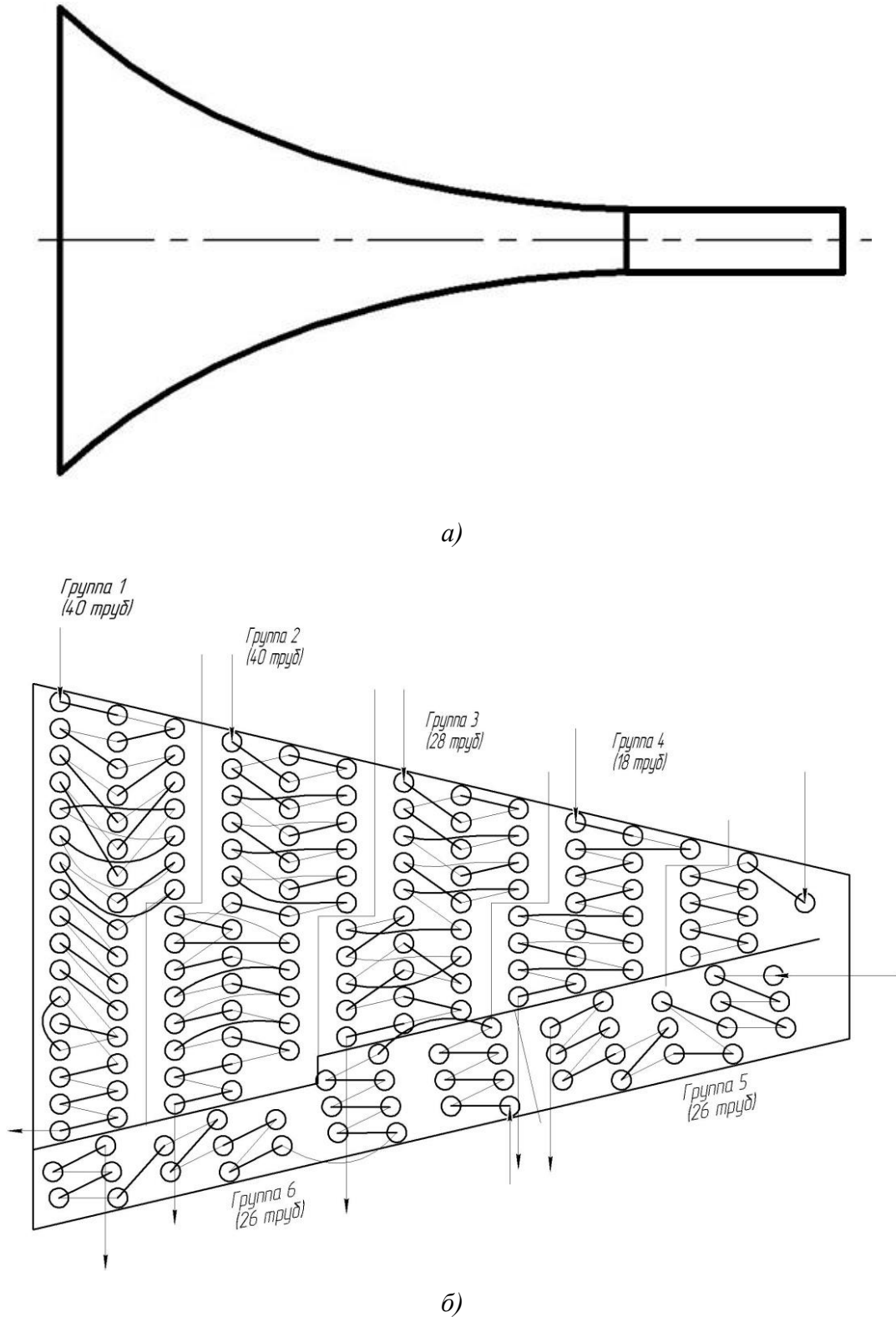


Рисунок 25 – Форма парового канала и трубного пучка ВЭК:  
а) расчетный паровой канал; б) конструктивная схема трубного пучка

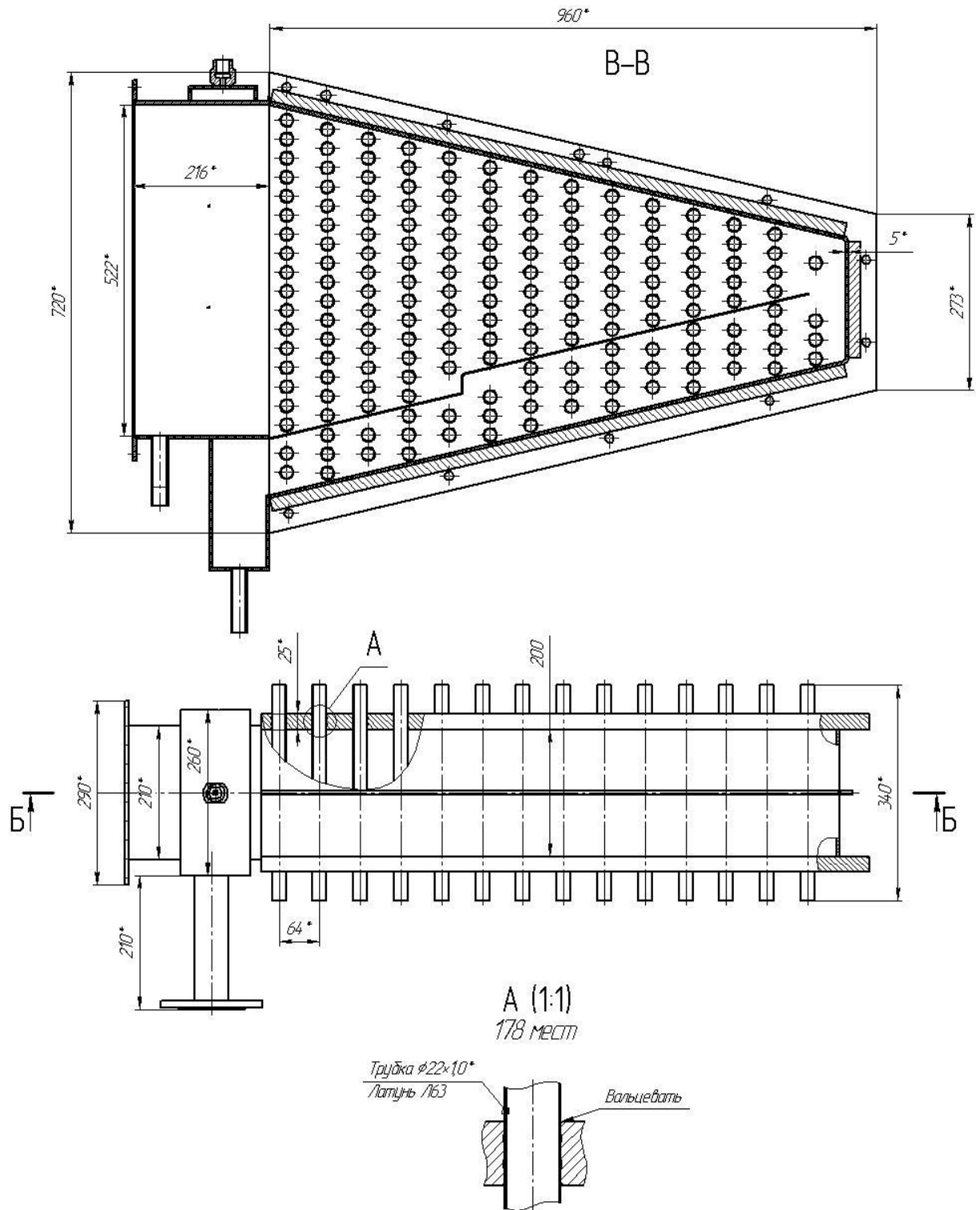


Рисунок 26 – Теплообменный модуль ВЭЖ

Конструкция его позволяет оценить эффективность работы различных зон конденсатора по мере движения пара от входа к точке отсоса парогазовой смеси и обеспечивает инструментальное измерение, обработку и обобщение данных, необходимых для разработки проекта в натурном исполнении высокоэффективного конденсатора пара с большим до 15% содержанием

неконденсирующихся газов, например, от высокотемпературной газопаровой турбины.



Рисунок 27 – Модуль высокоэффективного конденсатора (ВЭК) на ТЭЦ ПАО «Калужский турбинный завод»

#### 4.2 Схема стенда испытаний модуля ВЭК

Стенд установлен в машзале ТЭЦ ПАО «Калужский турбинный завод».

Подвод пара в объект испытаний (внешний вид представлен на рисунке 25) осуществляется через паровой коллектор с выравнивающей решеткой, после которой пар поступает на теплообменный модуль. Перед трубным пучком производится отбор давления в устройстве, позволяющем получить усредненное значение этого параметра.

Пар проходит через 6 групп трубных пучков (схема расположения труб представлена на рисунке 25), каждый из которых имеет самостоятельный подвод и отвод охлаждающей воды.

Теплообменный модуль, показанный на рисунке 26, представляет собой трубный пучок, состоящий из латунных труб 22×1 длиной 200 мм, развальцованных в трубных досках толщиной 25 мм.

Трубные пучки сформированы таким образом, чтобы теплообменный модуль образовывал треугольную форму. Это позволит сгруппировать конденсатор из нескольких теплообменных модулей необходимой тепловой мощности с контролем процессов тепломассопереноса в различных зонах трубного пучка.

Конструкция экспериментального образца высокоэффективного конденсатора пара позволяет оценить эффективность работы различных зон конденсатора по мере движения пара от входа к точке отсоса парогазовой смеси и обеспечивает инструментальное измерение, обработку и обобщение данных.

Принципиальная схема стенда высокоэффективного конденсатора пара представлена на рисунке 28.

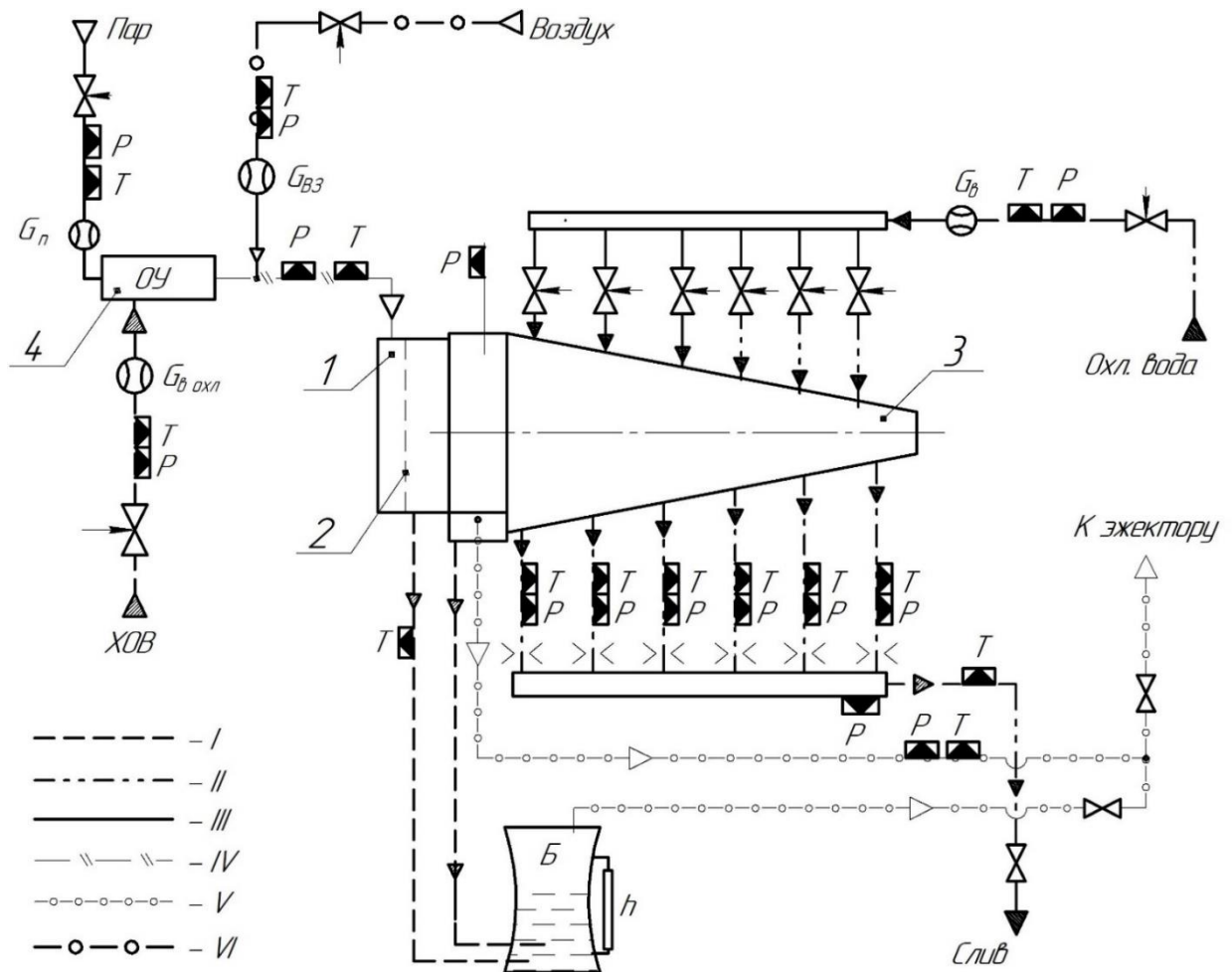


Рисунок 28 – Принципиальная схема стенда для испытаний модуля высокоэффективного конденсатора:  
 I — конденсат; II — охлаждающая вода; III — пар острый; IV — ПВС;  
 V — неконденсирующиеся газы; VI — воздух

В состав высокоэффективного конденсатора пара входят:

- паровой коллектор 1;
- решетка выравнивающая 2;
- трубный пучок, состоящий из 6-ти групп трубок 3;
- устройство подготовки пара на входе в трубный пучок 4;
- конденсатосборник Б трубного пучка с патрубком для удаления неконденсирующихся газов (НКГ) 5.

Перед пуском стенда ВЭК проводятся регламентные работы и составляются акты технической готовности объекта испытаний и стенда к использованию, при этом проверяются:

1. Удобство пользования запорной и регулирующей арматурой; исходное её состояние.
2. Плотность соединений трубопроводов и сосудов.
3. Правильность установки приборов контроля системы управления и измерений.
4. Нулевые показания приборов управления и СИ.
5. Снимается экспериментальная характеристика газоудаляющего устройства стенда, что необходимо для учета влияния его на номинальные переменные тепловые нагрузки.
6. Определяется величина присосов воздуха через неплотности стенда и объекта испытаний.

### **4.3 Определение характеристики газоудаляющего устройства стенда ВЭК**

В качестве газоудаляющего устройства стенда ВЭК используется пароструйный эжектор ЭО-50. Его описание и основные технические данные представлены ниже.

Эжектор ЭО-50 представляет собой сложную систему, где внутреннее пространство разграничено на три независимые зоны посредством

специальных перегородок. Конструкция включает парный комплект охладителей и две автономные ступени, каждая из которых размещена в своем отсеке с индивидуальной системой охлаждения паровоздушных потоков.

Основу первой ступени формирует интегрированный узел, состоящий из диффузионного механизма, камеры с соплом и соплодержателя. Корпусная часть устройства создается путем сварного соединения двух цилиндрических обечаек, к которым крепятся верхний защитный кожух и специализированный фланец снизу. Внутренняя архитектура агрегата образована системой боковых и промежуточных перегородок, приваренных к цилиндрическим секциям.

В основе охлаждающей системы находится двухсекционный стояк, разделенный вертикальной перегородкой. Перпендикулярно его оси размещены коллекторы, где зафиксированы развальцованные окончания змеевиков. Каждая из двух независимых секций оборудована фланцевым соединением - одна для поступления охлаждающей жидкости, другая для её выхода.

Охладитель состоит из двух уровней трубчатых элементов, расположенных один над другим. Группы по четыре змеевика, скрепленные хомутами, образуют эти уровни. Для создания оптимальной дистанции между витками змеевиков используются спиральные разделители, которые также формируют винтовой маршрут движения паровоздушных масс.

Охлаждающая система включает две последовательные секции, где циркуляция теплоносителя осуществляется благодаря конденсатному насосу. Противоточное взаимодействие между паровоздушной смесью и водой происходит в спиральных каналах, где теплоноситель поднимается по змеевиковым элементам. Распределение охлаждающей жидкости начинается с её поступления в первичный стояк, откуда она направляется в параллельные коллекторные системы со змеевиковыми пучками. Финальная стадия процесса характеризуется сбором воды специальными коллекторами, её последующим перемещением через вторичную секцию стояка и выводом через фланцевое соединение. Фланцевые узлы обеих охлаждающих секций служат точками

подключения для подачи охлаждающего конденсата. К корпусу эжектора крепится щит со следующими контрольно-измерительными приборами:

- а) вакуумметр для измерения разрежения в сопловой камере 1-й ступени;
- б) мановакуумметр для измерения разрежения в сопловой камере 2-й ступени;
- в) манометр для измерения давления пара перед соплом 1-й ступени;
- г) манометр для измерения давления пара перед соплом 2-й ступени.

Основные технические данные:

Тип эжектора	ЭО-50
Количество ступеней	2
Объёмная производительность эжектора по паровоздушной смеси	860 м <sup>3</sup> /час
Создаваемый вакуум	97%
Давление насыщенного рабочего пара	6 ата
Суммарный расход рабочего пара	450 кг/час
Расход охлаждающей воды	26 т/час
Габаритные размеры эжектора	1400×780×1500 мм
Масса эжектора (сухого)	750 кг

Для получения характеристики пароструйного эжектора ЭО-50 проведены его испытания в следующем порядке:

1. Подача питания на щит управления и измерения.
2. Установка критического сопла в расходомер воздуха диаметром 9 мм.
3. Запуск пароструйного эжектора. Выход на номинальные параметры.
4. Открытием клапанам подачи воздуха К1 выставляется расход воздуха в конденсатор. Используется I и II ступень, давление острого пара на входе в первую ступень составляет 7 кг/см<sup>2</sup> (изб.), на входе во II ступень 7 кг/см<sup>2</sup> (изб.). Температура пара составляет 270°С.

6. Набор вакуума. Температура охлаждающей воды на входе составляет 23 °С.

7. Измерение давления при различных расходах сухого воздуха в конденсатор.

8. Остановка стенда, подрыв вакуума.

Результаты испытаний пароструйного эжектора ЭО-50 представлены в таблицах 8–9.

Таблица 8 – Результаты испытаний пароструйного эжектора ЭО-50 давление пара на входе в эжектор 0,6 МПа

Давление на входе в I и II ступень, $P_{1,2}=0,6$ МПа			
№ режима	Давление перед расходомером воздуха $P_{вз}$ , кПа	Давление в полости конденсатора $P_4$ , кПа	Расход воздуха подаваемый в конденсатор, кг/с
1	3,1	3	0,0004
2	5,6	3,4	0,0008
3	8,8	3,5	0,0012
4	14,7	3,8	0,0021
5	17,1	3,9	0,00246
6	20,6	4,2	0,00297
7	25,2	4,4	0,00364
8	30,2	4,8	0,00437
9	36,8	5,2	0,00532
11	40	5,4	0,0057
12	45,6	5,9	0,0066
13	50	6,5	0,0072
14	55,1	7	0,0079
15	60,3	8,3	0,0087
16	65,6	10,5	0,0094
17	71,7	13,4	0,0103
18	75	15,7	0,0108
19	80,4	19,6	0,0116
20	84,8	21,7	0,0122

Таблица 9 – Результаты испытаний пароструйного эжектора ЭО-50 давление пара на входе в эжектор 0,7 МПа

Давление на входе в I и II ступень, $P_{1,2}=0,7$ МПа			
№ режима	Давление перед расходомером воздуха $P_{вз}$ , кПа	Давление в полости конденсатора Р4, кПа	Расход воздуха подаваемый в конденсатор, кг/с
1	4,1	4,3	0,00059
2	5,3	4,6	0,00076
3	9,2	4,8	0,00132
4	12	4,8	0,00173
5	15,9	5	0,00229
6	19,4	5,3	0,0028
7	24,1	5,5	0,00348
8	29,8	5,9	0,0043
9	36,8	6,3	0,0053
11	39,6	6,6	0,0057
12	43,8	6,9	0,0063
13	47,6	7,1	0,0068
14	52,3	7,4	0,0075
15	59,4	8,6	0,0085
16	65,8	10,3	0,0095
17	71,5	12,5	0,0103
18	77,3	15,2	0,0111
19	84,4	18,6	0,012193935
20	-	-	-

По результатам испытаний получена зависимость давления всасывания эжектора от расхода сухого воздуха, представленная на рисунке 29.

На основании проведенных испытаний характеристики эжектора будут учтены при анализе номинальных и переменных режимов модуля высокоэффективного конденсатора.

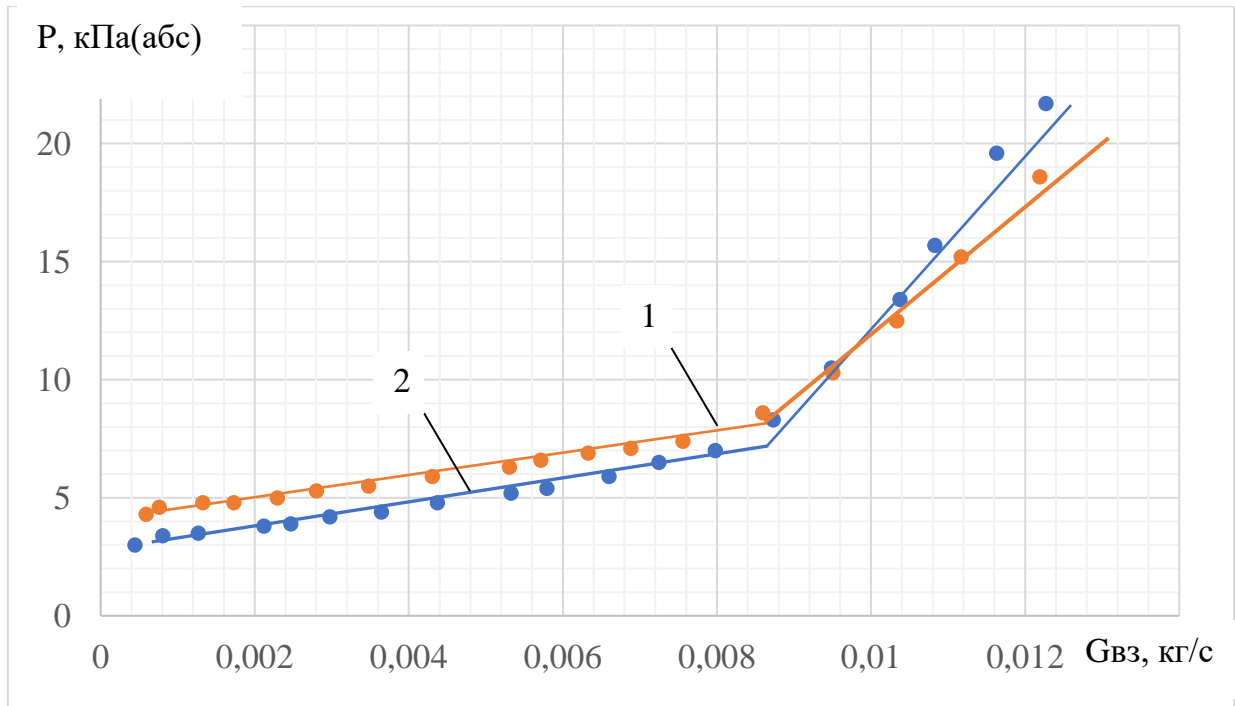


Рисунок 29 – Зависимость давления всасывания эжектора ЭО-50 от расхода сухого воздуха ( $t = 23^\circ\text{C}$ ):

- 1 – давление острого пара на входе в эжектор  $P_{1,2} = 0,6 \text{ МПа}$ ;  
 2 – давление острого пара на входе в эжектор  $P_{1,2} = 0,7 \text{ МПа}$

#### 4.4 Определение величины присосов воздуха из окружающей среды через неплотности стенда конденсатора-эжектора

Поскольку на теплотехнические показатели объекта испытаний оказывает значительное влияние количество воздуха в его паровом тракте (внутренней полости, в которой во время испытаний движется пар), определена величина присосов воздуха из окружающей среды в паровой тракт объекта испытаний.

Для определения величины присосов окружающего воздуха в паровой тракт конденсатора-эжектора, выполнены испытания в следующем порядке:

- 1) Включается система энергообеспечения.
- 2) Включается система измерений.
- 3) Осуществляется подача рабочего пара на пароструйный эжектор ЭО-50.
- 4) Паровой тракт путём перекрытия запорной арматуры отсекается от линий подачи и отвода пара и конденсата, за исключением линии эжектирования.

5) Создаётся максимально реализуемый вакуум в паровом тракте объекта испытаний.

6) Перекрывается линия эжектирования конденсатора-эжектора.

7) Сразу после отсечения последней линии производится измерение давления в паровом тракте объекта испытаний.

8) Давление и температура в паровом тракте объекта испытаний контролируются на протяжении некоторого промежутка времени, за который давление увеличится на величину, превышающую погрешность измерений прибора.

9) Зная объём парового тракта и участков трубопроводов до запорной арматуры, длительность испытаний, температуру и величину изменения давления в паровом тракте, можно вычислить расход окружающего воздуха, поступающего в паровой тракт вследствие его присосов через неплотности.

По результатам измерения величин через неплотности экспериментального стенда составил 0,0000015 г/с и была учтена при обработке экспериментальных данных. В итоге на входе в конденсатор пар имеет не более 0,0005% воздуха по массе.

## **4.5 Тепловые испытания модуля ВЭК на площадке Калужского турбинного завода**

### **4.5.1 Цель и задачи испытаний**

**Цель:** определение теплотехнических показателей стенда высокоэффективного конденсатора пара с большим (до 15÷20%) содержанием неконденсирующихся газов при работе на режимах с различными расходами пара и неконденсирующихся газов.

**Задачи:**

– определение коэффициента теплопередачи теплообменной поверхности объекта испытаний при конденсации пара из паровоздушной смеси (ПВС) с различной долей воздуха в её составе;

– учет величины присосов воздуха из окружающей среды через неплотности стенда.

#### 4.5.2 Проведение теплотехнических испытаний

Работа выполняется на режимах испытаний в объеме таблицы 10.

Таблица 10 – Режимы испытаний

Температура охлаждающей воды <25°C						
Расход пара, кг/с	Расход воздуха, г/с					
0,03	0	1,25	2,5	3,75	5	7
0,04	0	–	–	–	–	–
0,05	0	2	4	6	–	–
0,06	0	–	–	–	5	8
Температура охлаждающей воды 25...30°C						
0,03	0	1,25	2,5	3,75	5	–
0,04	0	2	3,5	5	7	–
0,05	0	2,5	4	6	–	–
0,06	0	–	–	–	5	–

Каждому расходу пара соответствует один или несколько различных расходов воздуха, включая режимы без подачи воздуха в пар.

#### 4.5.3 Методика обработки экспериментальных данных конденсатора

Перед испытаниями осуществляется калибровка датчиков температур относительно показаний лабораторного ртутного термометра.

Калибровочные характеристики используются для корректировки показаний следующих датчиков температур:

$$T_{\text{в\_охл}}, T_5, T_{\text{к}}, T_2, T_1, T_{\text{вз}}, T_{\text{вых}}, 1T_{\text{в2}}, 2T_{\text{в2}}, 3T_{\text{в2}}, 4T_{\text{в2}}, 5T_{\text{в2}}, 6T_{\text{в2}}, T_{\text{нг}}, T_{\text{в1}}$$

Осуществлена калибровка показаний датчиков  $P_4$  и  $P_{нг}$  друг относительно друга, введена поправка к показаниям датчика  $P_{нг}$ .

Расход воды на РОУ определяется по следующей формуле, полученной по результатам предварительных испытаний расходомерного сопла:

$$G_{в\_охл} = -8 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta p_{в\_охл}^2 + 7 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p_{в\_охл} + 0,0032, \quad (4.1)$$

где  $\Delta p_{в\_охл}$  – перепад давлений на расходомерном сопле воды на РОУ, [кПа].

Расход охлаждающей воды на входе в высокоэффективный конденсатор определяется из следующего соотношения:

$$G_{в} = K \cdot \sqrt{\Delta p_{в} \cdot \rho_5}, \quad (4.2)$$

где  $K = 0,02999$  – коэффициент пропорциональности, учитывающий коэффициент расхода, площадь отверстия расходомерной диафрагмы и размерность величины перепада давления на ней;  $\Delta p_{в}$  – перепад давлений на расходомере охлаждающей воды, [кПа];  $\rho_5$  – плотность охлаждающей воды на входе в высокоэффективный конденсатор  $\rho_5 = f(P_5; T_{в1})$ , кг/м<sup>3</sup>.

Расход пара на входе в РОУ определяется из следующего уравнения:

$$G_{п} = \mu \cdot f \cdot 648 \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}, \quad (4.3)$$

где  $\mu = 0,985$  – коэффициент расхода сопла;  $f = 0,000157$  – площадь расходомерного сопла, соответствующая фактическому диаметру 14,14 мм;  $P_1$  – давление пара на входе в сопло, МПа;  $\rho_1$  – плотность пара на входе в расходомерное сопло  $\rho_1 = f(P_1; T_1)$ , если показания датчиков попадают в область перегретого пара, и  $\rho_1 = f(P_1)$ , если они попадают в область влажного пара, кг/м<sup>3</sup>.

Если в пар не подмешивался воздух, то расход воздуха в паровой тракт конденсатора принимается равным  $G_{возд} = 0,000028$  кг/с. Данное значение было получено по результатам определения расхода атмосферного воздуха, подсасываемого во внутренние полости высокоэффективного конденсатора.

Если воздух подаётся, то его расход определяется по следующей формуле:

$$G_{\text{возд}} = 0,000028 + K \cdot \frac{P_{\text{вз}}}{\sqrt{T_{\text{вз}}}}, \quad (4.4)$$

где  $K = 0,001509$  – коэффициент пропорциональности, рассчитанный для сопла с фактическим диаметром 7 мм;  $P_{\text{вз}}$  – давление воздуха перед расходомером, кПа;  $T_{\text{вз}}$  – температура воздуха перед расходомером, К.

Расход пара на выходе из РОУ может рассчитываться как сумма расходов пара и воды перед РОУ  $G_2 = G_{\text{п}} + G_{\text{в,охл}}$ . Для уменьшения погрешности расхода пара за РОУ он также вычисляется из теплового баланса РОУ, кг/с:

$$G_2 = \frac{G_{\text{п}} \cdot i_1 + G_{\text{в,охл}} \cdot i_{\text{в,охл}}}{i_2}, \quad (4.5)$$

где  $i_1$  – энтальпия пара перед РОУ, кДж/кг;  $i_{\text{в,охл}} = f(P_{\text{в,охл}}; T_{\text{в,охл}})$  – энтальпия воды перед РОУ, кДж/кг;  $i_2$  – энтальпия пара на выходе из РОУ, кДж/кг.

$i_1 = f(P_1; T_1)$ ,  $i_2 = f(P_2; T_2)$ , параметры соответствуют перегретому пару.

Расчёт тепловых мощностей, снимаемых с каждой из шести секций высокоэффективного конденсатора, рассчитывается из приведенных зависимостей:

$$Q_N = G_{\text{вN}} \cdot (i_{\text{в2,N}} - i_{\text{в1}}) \text{ кВт}, \quad (4.6)$$

где N – индекс, соответствующий номеру секции;  $G_{\text{вN}}$  – расход охлаждающей воды на N-ю секцию, кг/с;  $i_{\text{в2,N}}$  – энтальпия охлаждающей воды на сливе из N-й секции, кДж/кг.

Расход воды на секции определяется пропорционально давлению воды за ними по уравнению, кг/с:

$$G_{\text{вN}} = \frac{G_{\text{в}} \cdot (P_{\text{в2,N}} + 1)}{P_{\text{в2,1}} + P_{\text{в2,2}} + P_{\text{в2,3}} + P_{\text{в2,4}} + P_{\text{в2,5}} + P_{\text{в2,6}} + 6}, \quad (4.7)$$

где  $P_{\text{в2,N}}$  – давление воды на выходе из N-й секции, кГс/см<sup>2</sup>.

Расход пара на каждую секцию вычисляется с учётом расхода воздуха в паровой тракт высокоэффективного конденсатора.

Объёмная доля воздуха в парогазовой смеси на входе в первую секцию высокоэффективного конденсатора определяется из следующего соотношения:

$$\varepsilon_{ВЗV1} = \frac{\frac{G_{ВЗ}}{\rho_{ВЗ}}}{\frac{G_2}{\rho_{П}} + \frac{G_{ВЗ}}{\rho_{ВЗ}}} = \frac{1}{\frac{G_2 \cdot \rho_{ВЗ}}{G_{ВЗ} \cdot \rho_{П}} + 1} = \frac{1}{1 + 0,622 \cdot \frac{G_2}{G_{ВЗ}}} \quad (4.8)$$

Таким образом, объёмная доля пара в парогазовой смеси (состоящей из пара и воздуха) на входе в первую секцию высокоэффективного конденсатора определяется по следующей формуле:

$$\varepsilon_{V1} = 1 - \varepsilon_{ВЗV1} = 1 - \frac{1}{1 + 0,622 \cdot \frac{G_2}{G_{ВЗ}}} \quad (4.9)$$

Температура насыщения пара определяется с учётом его объемной доли в парогазовой смеси:  $T_{S1} = f(P_4 \cdot \varepsilon_{V1})$ , °C.

Количество пара, сконденсировавшееся в первой секции, составляет кг/с:

$$G_{Ik} = \frac{Q_1}{r_1} \quad (4.10)$$

где  $r_1$  – скрытая теплота парообразования для температуры насыщения пара в первой секции, кДж/кг.

Расход парогазовой смеси на выходе из первой секции и на входе во вторую, рассчитывается из приведенного соотношения, кг/с:

$$G_{IВх} = G_2 + G_{ВЗ} - G_{Ik} \quad (4.11)$$

Для последующих секций необходимо учитывать потери давления пара по ходу его движения. Приблизённо потери на каждой секции приняты линейно зависящими от количества рядов труб в ней. Тогда давление паровоздушной смеси на входе во вторую секцию определится из следующего уравнения, кПа:

$$P_{22} = P_4 - \frac{P_4 - P_{НГ}}{24} \cdot Z \quad (4.12)$$

где 24 – количество рядов труб по ходу пара в высокоэффективном конденсаторе;  $z$  – количество рядов труб по ходу пара в его первой секции.

Расчёты остальных секций производятся аналогичным образом. Количество рядов труб по секциям высокоэффективного конденсатора пара приведено в таблице 11.

Таблица 11 – Количество рядов труб по секциям высокоэффективного конденсатора пара

Номер секции	1	2	3	4	5	6
Количество рядов труб, $z$	2	3	3	3	4	9

Количество пара на выходе из шестой секции высокоэффективного конденсатора определяется по зависимости кг/с:

$$\Delta G_{\Pi} = G_{VI_{\text{ВЫХ}}} - G_{\text{ВОЗД}} \quad (4.13)$$

где  $G_{2_{\text{ВЫХ}}}$  – расход паровоздушной смеси на выходе из конденсатора кг/с.

Давление насыщения при температуре неконденсирующихся газов на выходе из высокоэффективного конденсатора  $P_{S_{\text{НГ}}} = f(T_{\text{НГ}})$ , кПа

В то же время измеряется фактическое давление паровоздушной смеси на выходе из высокоэффективного конденсатора  $P_{\text{НГ}}$ .

Тогда парциальное давление воздуха в ПВС на выходе из высокоэффективного конденсатора определяется из следующего уравнения, кПа:

$$P_{\text{В}} = P_{\text{НГ}} - P_{S_{\text{НГ}}} \quad (4.14)$$

Массовая доля воздуха в ПВС определится из следующей зависимости:

$$\varepsilon_{\text{В}} = \frac{1}{1 + 0,622 \cdot \frac{P_{S_{\text{НГ}}}}{P_{\text{В}}}} \quad (4.15)$$

Учитывая тот факт, что  $\varepsilon_{\text{В}} + \varepsilon_{\text{П}} = 1$ , т.к. ПВС состоит только из пара и воздуха, очевидно, что  $\varepsilon_{\text{П}} = 1 - \varepsilon_{\text{В}}$ .

Расход пара на выходе из высокоэффективного воздушного конденсатора определяется из приведенного уравнения кг/с:

$$\Delta G'_{\Pi} = \frac{\varepsilon_{\Pi}}{\varepsilon_{\text{в}}} \cdot G_{\text{возд}} \quad (4.16)$$

Расходы пара на выходе из высокоэффективного конденсатора, полученные двумя вышеописанными методами, сравниваются путём вычисления невязки между ними:

$$\delta = \frac{2 \cdot |\Delta G'_{\Pi} - \Delta G_{\Pi}|}{\Delta G'_{\Pi} + \Delta G_{\Pi}} \cdot 100\% \quad (4.17)$$

Среднелогарифмические теплоперепады на каждой секции вычисляются из следующего уравнения:

$$\Delta T_{\text{ср.лог.}N} = \frac{NT_{\text{в}2} - T_{\text{в}1}}{\ln \frac{T_{\text{сн}} - NT_{\text{в}2}}{T_{\text{сн}} - T_{\text{в}1}}} \quad (4.18)$$

где  $NT_{\text{в}2}$  – температура охлаждающей воды на сливе из N-й секции, °С;  
 $T_{\text{сн}}$  – температура насыщения пара в N-й секции, °С.

Коэффициенты теплопередачи для каждой секции в отдельности рассчитываются по приведенным формулам, Вт/м<sup>2</sup>К:

$$K_N = \frac{1000 \cdot Q_N}{\Delta T_{\text{ср.лог.}N} \cdot F_N} \quad (4.19)$$

где  $F_N$  – площадь поверхности теплообмена N-й секции, [м<sup>2</sup>].

$$F_1 = 0,558 \text{ м}^2; F_2 = 0,558 \text{ м}^2; F_3 = 0,39 \text{ м}^2;$$

$$F_4 = 0,251 \text{ м}^2; F_5 = 0,363 \text{ м}^2; F_6 = 0,363 \text{ м}^2.$$

Признаком корректности проведенных экспериментов и выполненной обработки служит равенство тепловой мощности, отводимой от пара и подводимой к охлаждающей воде.

Тепловая мощность, отдаваемая паром в высокоэффективном конденсаторе пара, вычисляется из уравнения, кВт:

$$Q_{\Pi} = (G_2 - \Delta G_{\Pi}) \cdot (i_2 - i_{\text{к}}) \quad (4.20)$$

где  $i_{\text{к}} = f(P_{\text{снг}})$  – энтальпия конденсата на выходе из конденсатора пара, кДж/кг.

Тепловая мощность, получаемая водой в высокоэффективном конденсаторе пара, вычисляется из следующего соотношения, кВт:

$$Q_B = G_B \cdot (i_{\text{ВЫХ}} - i_{\text{В1}}) \quad (4.21)$$

где  $i_{\text{ВЫХ}} = f(P_{\text{ВЫХ}}; T_{\text{ВЫХ}})$  – энтальпия охлаждающей воды на выходе из коллектора за высокоэффективным конденсатором пара.

Также тепловая мощность, получаемая водой в высокоэффективном конденсаторе, может быть рассчитана как сумма тепловых мощностей, подводимых к воде в отдельных его секциях:

$$Q'_B = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \text{ кВт} \quad (4.22)$$

Невязка теплового баланса между паром и водой определяется по следующей зависимости:

$$\delta = \frac{2 \cdot |Q_{\text{П}} - Q_B|}{Q_{\text{П}} + Q_B} \cdot 100\% \quad (4.23)$$

Для дальнейших вычислений используется среднее значение тепловой мощности:

$$Q = \frac{Q_{\text{П}} + Q_B + Q'_B}{3}, \text{ кВт} \quad (4.24)$$

Суммарный коэффициент теплопередачи высокоэффективного конденсатора определяется из приведенного соотношения:

$$K = \frac{1000 \cdot Q}{F \cdot \Delta T_{\text{ср.лог}}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (4.25)$$

где  $F = 2,484 \text{ м}^2$  – суммарная площадь поверхности теплообмена высокоэффективного конденсатора пара;  $\Delta T_{\text{ср.лог}}$  – среднелогарифмический температурный напор высокоэффективного конденсатора пара.

$$\Delta T_{\text{ср.лог}} = \frac{1T_{\text{В2}} - T_{\text{В1}}}{\ln \frac{T_{\text{С}} - T_{\text{В1}}}{T_{\text{С}} - 1T_{\text{В2}}}} \quad (4.26)$$

#### 4.5.4 Результаты определения теплотехнических показателей модуля высокоэффективного конденсатора ПГС

Результаты испытаний представлены в таблицах 12–13.

Таблица 12 – Результаты обработки экспериментальных данных при температуре охлаждающей воды 21,4÷23,5 °С

Параметр	Значения														
	30,5	44,8	54,1	26,9	27,9	28,3	28,8	35,1	40,9	40,6	41,6	52,6	51,9		
Плотность теплового потока $q$ , кВт/м <sup>2</sup>				0,47	1,01	1,52	2,01	2,67	0,81	1,67	2,5	2,21	3,27		
Удельный расход воздуха $g_{\text{воз}}$ , г/(м <sup>2</sup> · с)				0,023	0,046	0,067	0,085	0,092	0,025	0,052	0,075	0,053	0,076		
Объемная доля воздуха в ПВС на входе $v$															
Давление в конденсаторе $p_k$ , кПа	5,56	6,51	8,22	5,15	5,90	6,70	7,46	9,74	7,39	8,41	9,64	10,48	12,44		
Температура конденсата по давлению насыщения $t_{\text{к}}$ , °С	34,66	37,74	42,36	33,12	34,89	36,65	38,10	41,22	39,49	41,16	43,13	45,51	48,07		
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{\text{w1}}$ , °С	21,82	22,51	22,26	21,43	21,41	21,49	21,44	22,17	22,61	22,55	22,54	21,88	23,47		
Средний по площади коэффициент теплопередачи конденсатора $K$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	3270	4439	4093	3210	2696	2322	2089	2032	3407	2864	2574	2996	2706		
Располагаемый температурный напор в конденсаторе $\Delta$ , °С	12,85	15,23	20,09	11,69	13,49	15,16	16,66	19,05	16,89	18,61	20,58	23,63	24,6		
Эквивалентный расход воздуха $G_{\text{вз}}$ , кг/ч	–	–	–	6,1	7,7	8,8	10,1	13,5	9,8	12,7	13,8	14,5	17,6		
Давление в эжекторе $P_{\text{э0}}$ , кПа	–	–	–	3,8	4,3	4,7	5,1	6,2	5	6	6,3	6,5	7,7		
Температура в эжекторе $t_{\text{э0}}$ , °С	–	–	–	28,8	30,2	31,8	33,2	36,8	32,9	36,16	37	37,6	40,8		
Располагаемый температурный напор в эжекторе $\Delta_{\text{э}}$ , °С	–	–	–	7,37	8,79	10,31	11,76	14,63	10,29	13,61	14,46	15,72	17,33		
Относительный температурный напор в эжекторе $\bar{\Delta}_{\text{э}}$	–	–	–	0,59	0,7	0,83	0,94	1,17	0,82	1,09	1,16	1,26	1,39		
Относительная тепловая нагрузка конденсатора $\bar{Q}$	0,9	1,21	1,57	0,79	0,82	0,83	0,84	1,03	1,2	1,18	1,22	1,54	1,51		
Расчётная температура конденсации $t_{\text{кз}}$ , °С	33	37,6	41,8	32,8	33,6	34,9	35,7	39,2	38,7	39,8	40,8	42,82	45,3		
Разность между расчётным и экспериментальным значениями температуры конденсата $\delta$ , °С	-1,66	-0,14	-0,56	-0,32	-1,29	-1,75	-2,40	-2,02	-0,79	-1,36	-2,33	-2,69	-2,77		

Таблица 13 – Результаты обработки экспериментальных данных с использованием методики расчета переменных режимов при температуре охлаждающей воды  $24,8 \div 31,7^\circ\text{C}$

Параметр	Значения																
	20,4	36,4	41,0	48,6	24,1	24,4	24,3	24,4	24,4	35,8	33,2	33,1	33,8	39,1	40,3	40,4	47,8
Плотность теплового потока $q$ , кВт/м <sup>2</sup>	20,4	36,4	41,0	48,6	24,1	24,4	24,3	24,4	24,4	35,8	33,2	33,1	33,8	39,1	40,3	40,4	47,8
Удельный расход воздуха $g_{\text{воз}}$ , г/(м <sup>2</sup> · с)	–	–	–	–	0,51	0,97	1,54	2,02	0,68	1,34	2,01	2,69	0,95	1,67	2,51	2,02	2,02
Объемная доля воздуха в ПВС на входе $v$	–	–	–	–	0,151	0,284	0,390	0,468	0,191	0,318	0,410	0,495	0,194	0,326	0,44	0,34	0,34
Давление в конденсаторе $P_k$ , кПа	6,88	8,82	9,34	10,88	7,39	7,94	8,60	9,33	10,15	10,10	10,90	12,08	10,38	11,40	12,8	13,6	13,6
Температура конденсата по давлению насыщения $t_k$ , °C	38,75	43,74	44,61	47,54	39,64	40,42	41,27	42,23	45,93	45,18	45,90	47,20	45,58	47,23	49,0	50,5	50,5
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{w1}$ , °C	30,00	31,71	30,89	31,38	30,02	29,81	29,67	29,64	31,27	31,11	30,99	30,86	30,92	30,79	31,0	31,3	31,3
Средний по площади коэффициент теплопередачи конденсатора $K$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	3530	4814	4607	4591	3602	3089	2671	2375	3540	3278	2923	2606	3745	3383	2951	3408	3408
Располагаемый температурный напор в конденсаторе $\Delta$ , °C	8,75	12,03	13,72	16,16	9,62	10,62	11,60	12,59	14,66	14,07	14,91	16,33	14,66	16,44	18,0	19,3	19,3
Эквивалентный расход воздуха $G_{\text{вз}}$ , кг/ч	–	–	–	–	9,3	11,2	11,8	13,2	18,8	10,8	15,3	16,8	16,3	17,7	17,7	18,8	18,8
Давление в эжекторе $P_{\text{э0}}$ , кПа	–	–	–	–	4,80	5,50	5,75	6,20	8,00	5,30	6,80	6,70	7,30	7,30	7,60	10,0	10,0
Температура в эжекторе $t_{\text{э0}}$ , °C	–	–	–	–	32,15	34,6	35,4	36,8	41,5	33,9	38,5	38,2	39,8	39,8	40,5	45,8	45,8
Располагаемый температурный напор в эжекторе $\Delta_{\text{э}}$ , °C	–	–	–	–	2,13	4,79	5,73	7,16	10,23	2,79	7,51	7,34	8,88	9,01	9,54	14,5	14,5

Окончание таблицы 13

Относительный температурный напор в эжекторе $\Delta_3$	–	–	–	0,18	0,40	0,48	0,60	0,85	0,23	0,63	0,61	0,74	0,75	0,79	1,21
Относительная тепловая нагрузка конденсатора $\bar{Q}$	0,71	1,01	1,14	1,34	0,72	0,72	0,72	1,05	0,98	0,98	1,00	1,15	1,19	1,19	1,41
Расчётная температура конденсации $t_{кз}, ^\circ\text{C}$	38,5	43,7	44,5	47,4	39,0	39,5	39,6	43,9	43,2	44,0	–	45,5	45,8	46,3	50,5
Разность между расчётным и экспериментальным значениями температуры конденсата $\delta, ^\circ\text{C}$	–0,25	0	–0,1	–0,15	–0,6	–0,9	–1,7	–2,0	–2,8	–1,9	–	–0,1	–1,4	–2,7	0

Зависимость среднего коэффициента теплопередачи  $\bar{k}$  от объёмной концентрации неконденсирующихся газов  $\bar{v}$  приведена на рисунке 30. Из рассмотрения его следует, что модуль высокоэффективного конденсатора может обеспечить умеренное снижение  $\bar{k}$  с 4400÷4600 Вт/м<sup>2</sup>К до 2600÷2800 Вт/м<sup>2</sup>К при изменении  $\bar{v}$  от ~0,5 до 9 %. Заметим, что обычный стационарный конденсатор при расчете по методике АО «ВТИ» (Л.Д. Берман) [65] должен обеспечить  $\bar{k} = 3200 \div 3500$  Вт/м<sup>2</sup>К при нормативной вакуумной плотности и температуре воды 25°C.

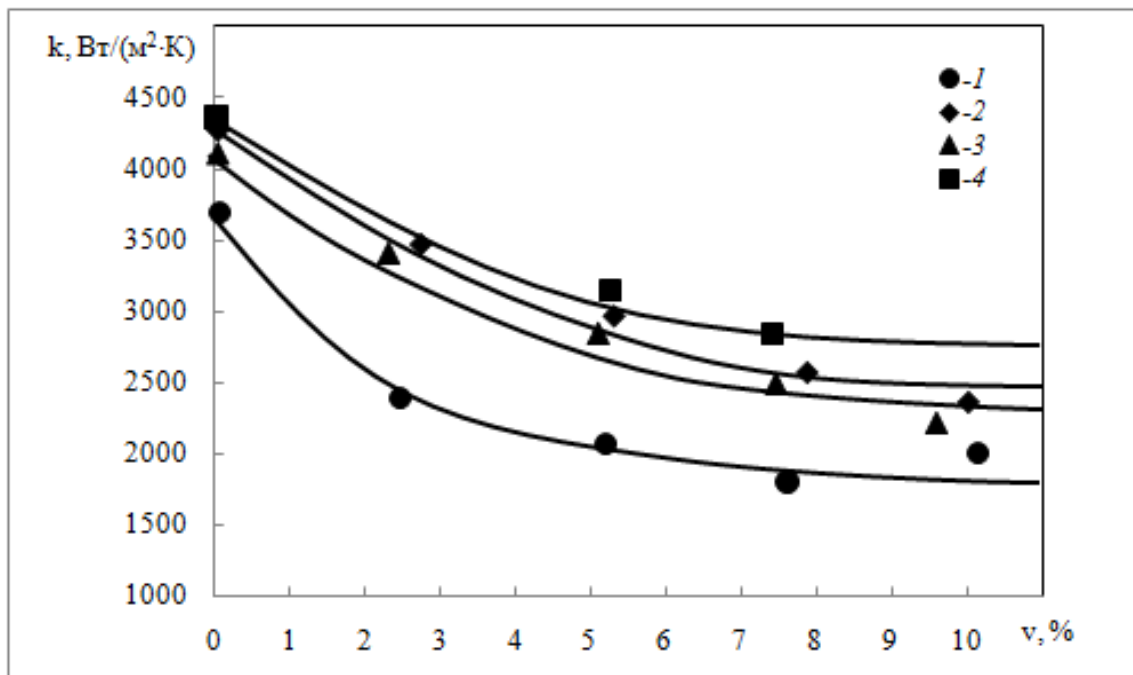


Рисунок 30 – Зависимость среднего КТП от концентрации воздуха на входе при различных нагрузках  
1 – при нагрузке 0,62 қном; 2 – 0,78 қном; 3 – қном; 4 – 1,33 қном

На рисунке 31 приведено распределение коэффициента теплопередачи по секциям при тепловой нагрузке, близкой к номинальной, и объёмной концентрации НКГ на входе ~0÷7,5 %. Из рассмотрения рисунка 30 следует, что при  $\bar{v} \rightarrow 0$  все секции имеют высокий коэффициент теплопередачи 4200÷4600 Вт/м<sup>2</sup>К (отнесённый к давлению на входе). Средний коэффициент теплопередачи с ростом  $\bar{v}$  до 7,5 % уменьшится до 2500 Вт/м<sup>2</sup>К, последней секции – до 1700 Вт/м<sup>2</sup>К, а секции 1–3 сохраняют высокие значения  $k$  не ниже 3200 Вт/м<sup>2</sup>К.

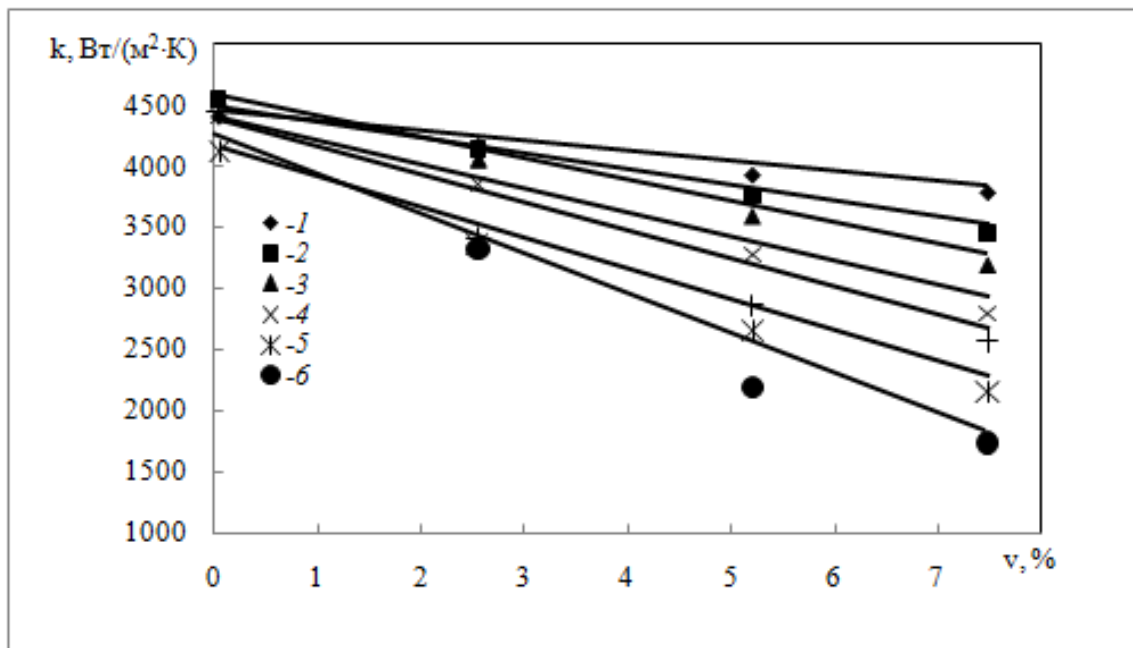


Рисунок 31 – Зависимость КТП групп труб от концентрации воздуха на входе при  $q_{ном}=41$  (кВт/м<sup>2</sup>), 1÷6 – номера групп по ходу пара

На рисунке 32 приведена зависимость среднего коэффициента теплопередачи  $\bar{k}$  от скорости воды в трубах  $w_w$  конденсатора при нагрузке, близкой к номинальной. Существенная зависимость  $\bar{k}$  от  $w_w$  свидетельствует о хорошей организации потока: теплообмен со стороны парогазовой смеси при  $\bar{v} = 7,5\%$  не лимитирует рост  $\bar{k}$ . Экстраполируя график до  $w_w=2$  м/с, можно ожидать для относительно чистого пара  $\bar{k} = 5000$  Вт/м<sup>2</sup>К, для  $\bar{v} = 8\%$  прирост величины  $\bar{k}$  будет более скромным.

На рисунке 33 приведена зависимость среднего коэффициента теплопередачи модуля от тепловой нагрузки для практически чистого пара при разных температурах охлаждающей воды. Переход от температуры  $t_w=21-23$  °С к  $t_w=30-31$ °С увеличивает  $\bar{k}$  в среднем на 15% в зоне больших тепловых потоков  $44\div 48$  кВт/м<sup>2</sup> и на  $\sim 25\div 30\%$  в зоне малых  $\sim 24\div 26$  кВт/м<sup>2</sup>. Оценки влияния теплофизических свойств (рост коэффициента теплопроводности, уменьшение вязкости и числа Прандтля) с ростом температуры не объясняет улучшение работы конденсатора с ростом  $t_w$ . Причина этого явления, характерная для всех конденсаторов, лежит в соотношении характеристики устройства газоудаления и условий

охлаждения. Внешним проявлением этого является уменьшение коэффициента теплопередачи при низкой температуре охлаждающей воды, что отражено в [42].

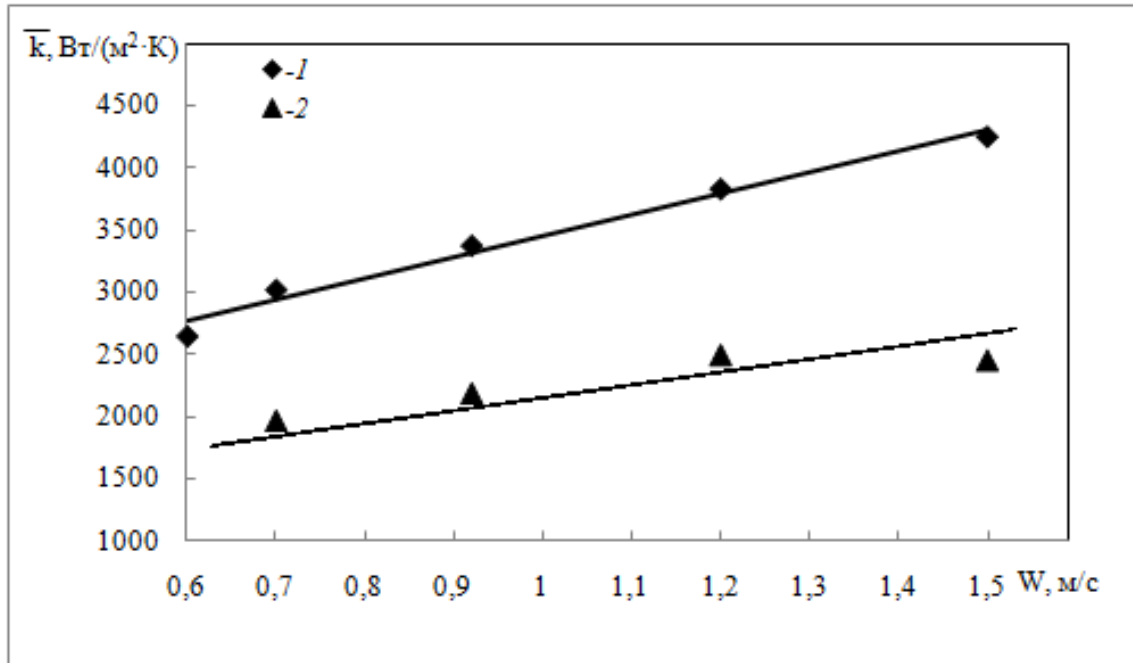


Рисунок 32 – Зависимость среднего КТП от скорости охлаждающей воды:  
1 – концентрация НКГ  $\bar{v} < 0,5\%$ ; 2 –  $\bar{v} = 14,5\%$

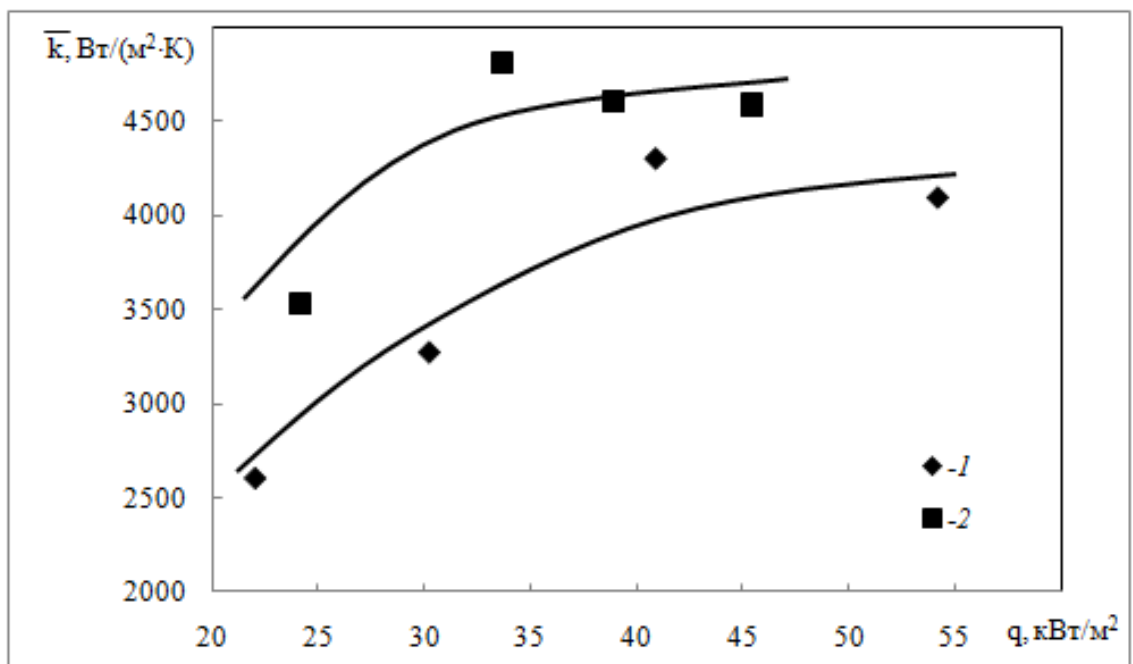


Рисунок 33 – Зависимость среднего КТП от плотности теплового потока при различных температурах охлаждающей воды (1 –  $t_w = 22,2^\circ\text{C}$ ; 2 –  $t_w = 31^\circ\text{C}$ )

Из рассмотрения результатов теплотехнических испытаний можно сделать следующие выводы:

1) Модуль высокоэффективного конденсатора может обеспечить умеренное снижение  $\bar{k}$  с 4400÷4600 Вт/м<sup>2</sup>К до 2600÷2800 Вт/м<sup>2</sup>К при изменении  $\bar{v}$  от ~0,5 до 9%.

2) При  $\bar{v} \rightarrow 0$  все секции имеют высокий коэффициент теплопередачи 4200÷4600 Вт/м<sup>2</sup>К (отнесённый к давлению на входе). Средний коэффициент теплопередачи с ростом  $\bar{v}$  до 7,5% уменьшится до 2500 Вт/м<sup>2</sup>К, последней секции – до 1700 Вт/м<sup>2</sup>К, а секции 1–3 сохраняют высокие значения  $k$  не ниже 3200 Вт/м<sup>2</sup>К.

3) Существенная зависимость  $\bar{k}$  от  $w_w$  свидетельствует о хорошей организации потока: теплообмен со стороны парогазовой смеси при  $\bar{v} = 7,5\%$  не лимитирует рост  $\bar{k}$ . Экстраполируя график до  $w_w = 2$  м/с, можно ожидать для относительно чистого пара  $\bar{k} = 5000$  Вт/м<sup>2</sup>К, для  $\bar{v} = 8\%$  прирост величины  $\bar{k}$  будет более скромным.

Эжектор ЭО-50, использованный для работы стенда, имеет при практически полном отсутствии присосов воздуха  $p_n = 4$  кПа (см. Рисунок 28), чему соответствует температура насыщения 29°C. Во всех случаях, когда температура охлаждающей воды  $t_w < 29^\circ\text{C}$ , невозможно иметь давление в конденсаторе ниже 4 кПа.

Если же температура воды  $t_w > 29^\circ\text{C}$  (кривая для  $t_{w1} = 30\text{--}31^\circ\text{C}$ ), при очень малой тепловой нагрузке значение  $p_k$  определяем по 1  $t_{w1}$  – не ниже 4,5 кПа и далее с ростом нагрузки – по характеристике конденсатора [45].

Произведена обработка результатов измерения с использованием методики расчета переменных режимов по [65]. В соответствии с этой методикой располагаемая разность температур  $\Delta$  между температурой конденсации  $t_k$  и  $t_{w1}$  охлаждающей воды на входе

$$\Delta = t_k - t_{w1} \quad (4.27)$$

определяется по уравнению:

$$\Delta = \bar{\Delta} \cdot \Delta_p, \quad (4.28)$$

где  $\Delta_p = t_{sp} - t_{w1p}$  – расчетное значение разности при номинальной нагрузке  $Q_p$ , которое не зависит от работы воздухоудаляющего устройства; эта величина определяется по результатам испытаний по той же методике [65].

Относительное значение разности температур  $\bar{\Delta}$

$$\bar{\Delta} = \bar{\Delta}(\bar{\Delta}_0, \bar{Q}), \quad (4.29)$$

$$\text{где } \bar{\Delta}_0 = \frac{t_3 - t_{w1}}{\Delta_p}, \quad (4.30)$$

$t_3$  соответствует минимальному давлению, которое может создать эжектор при заданных расходах воздуха, эквивалентный расход воздуха рассчитывается по формуле Л.Д. Бермана [65]:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q_p} \text{ – относительное значение тепловой нагрузки конденсатора.}$$

В соответствии с [65]

$$\bar{\Delta} = \frac{(a_1 \bar{Q} + a_3) \bar{Q} + 1}{a_2 \bar{Q} + a_4}. \quad (4.31)$$

Коэффициенты в (4.31) равны:

$$a_1 = a_2 + \frac{1}{c^2}, \quad (4.32)$$

$$a_2 = a_3 - \left( \frac{d\bar{\Delta}}{d\bar{Q}} \right) \cdot a_4, \quad (4.33)$$

$$a_3 = a_4 - \frac{2}{c}, \quad (4.34)$$

$$a_4 = \frac{1}{\bar{\Delta}_0}. \quad (4.35)$$

Значение величин  $c$  и  $\frac{d\bar{\Delta}}{d\bar{Q}}$  подобраны на основании обработки результатов испытаний классических вакуумных конденсаторов, они равны:

$$c = 1 + \bar{\Delta}_0,$$

$$\frac{d\bar{\Delta}}{d\bar{Q}} = (1 - \bar{\Delta}_0)^2. \quad (4.36)$$

В [50] приведена номограмма для определения  $\bar{\Delta} = \bar{\Delta}(\bar{\Delta}_0, \bar{Q})$  и расчета температуры (и, следовательно давления конденсации  $P_k$ ):

$$t_k = t_{w1} + \bar{\Delta} \cdot \Delta_p. \quad (4.37)$$

В таблице 12 приведены результаты испытаний высокоэффективного конденсатора для температуры охлаждающей воды  $t_{w1}=30-31^\circ\text{C}$  и  $21-23^\circ\text{C}$ . Расчетная разность температур для первого случая  $\Delta_p=12^\circ\text{C}$ , для второго  $\Delta_p=12,5^\circ\text{C}$  при скорости воды 1,5 м/с.

Из рассмотрения таблицы следует, что значения средних коэффициентов теплопередачи достигают величин 4200–4500 Вт/м<sup>2</sup>К при высоких тепловых нагрузках  $\bar{Q} > 1$  и малых значениях  $\bar{\Delta}_0$ ; последняя величина отражает влияние эжектора на характеристику конденсатора при больших значениях концентрации воздуха на входе. Величина  $\bar{\Delta}_0$  естественно возрастает при снижении температуры охлаждающей воды, и, следовательно, уменьшении значения коэффициента теплопередачи К.

Вывод очевиден: для обеспечения высокой эффективности конденсатора пара с большой концентрацией неконденсирующихся газов необходимо не только поддерживать на высоком уровне скорость пара, но также иметь высокопроизводительное газоудаляющее устройство, характеристики которого корреспондируются с условиями охлаждения, прежде всего температурой охлаждающей воды.

График зависимости среднего КТП от концентрации воздуха на входе при различных тепловых нагрузках представлен на рисунке 30.

График зависимость коэффициента теплопередачи (КТП) групп труб от концентрации воздуха на входе при  $q_{\text{ном}}=41$  кВт/м<sup>2</sup> представлен на рисунке 31.

График зависимости среднего КТП от скорости охлаждающей воды представлен на рисунке 32.

График зависимости среднего КТП от тепловой нагрузки при различных температурах охлаждающей воды представлен на рисунке 33.

## 4.6 Конструктивное оформление высокоэффективного конденсатора пара

В качестве примера конструктивного оформления высокоэффективного конденсатора пара (ВЭК) проведена разбивка трубного пучка для конденсатора пара энергоблока ПВК-150 ХТТЗ. Исходный вариант этого конденсатора приведен на рисунке 34 по данным [16].

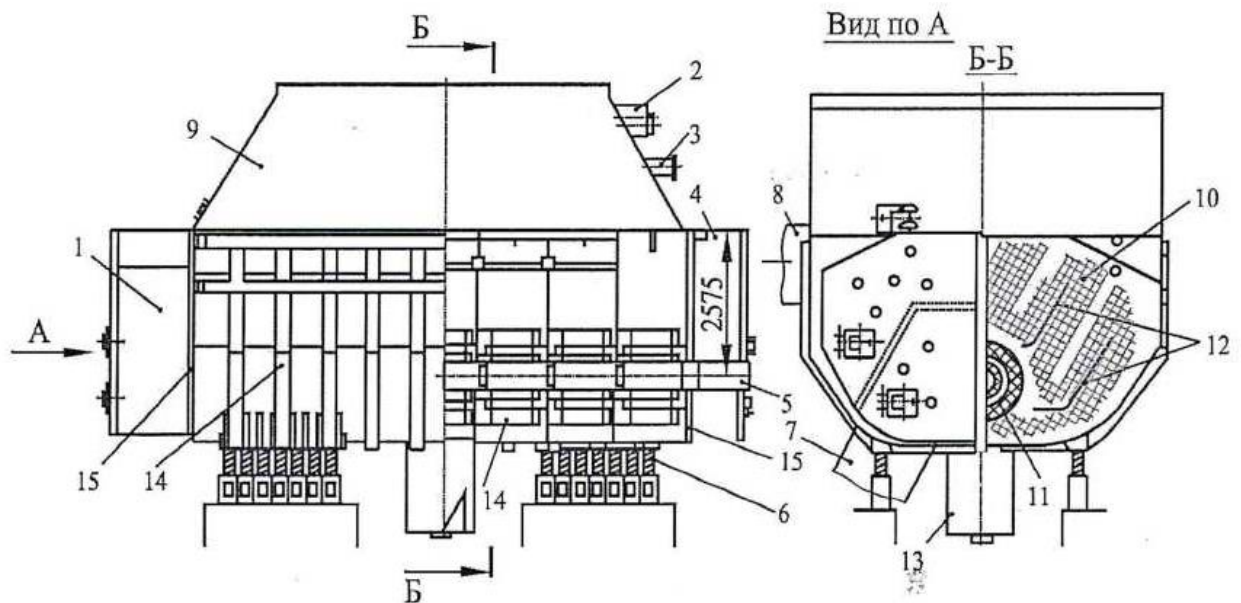


Рисунок 34 – Конденсатор К-150-9115 ХТЗ:

- 1, 4 – передняя и задняя водяные камеры; 2 – сбросное устройство;  
 3 – трубопровод отбора пара; 5 – отсос паровоздушной смеси; 6 – пружинная опора;  
 7, 8 – подвод и отвод охлаждающей воды (в одном потоке); 9 – входной патрубок (горловина); 10 – трубный пучок; 11 – воздухоохладитель; 12 – паровые щиты;  
 13 – конденсатосборник; 14 – ребра жесткости; 15 – трубные доски

С использованием программы расчета высокоэффективного конденсатора на параметры блока ПВК-150 расчетный трубный пучок ВЭК (приложение В).

Для дальнейшей работы разработан модуль, разбивка труб его приведена на рисунке 35 и сборка модулей в секцию (Рисунок 36).

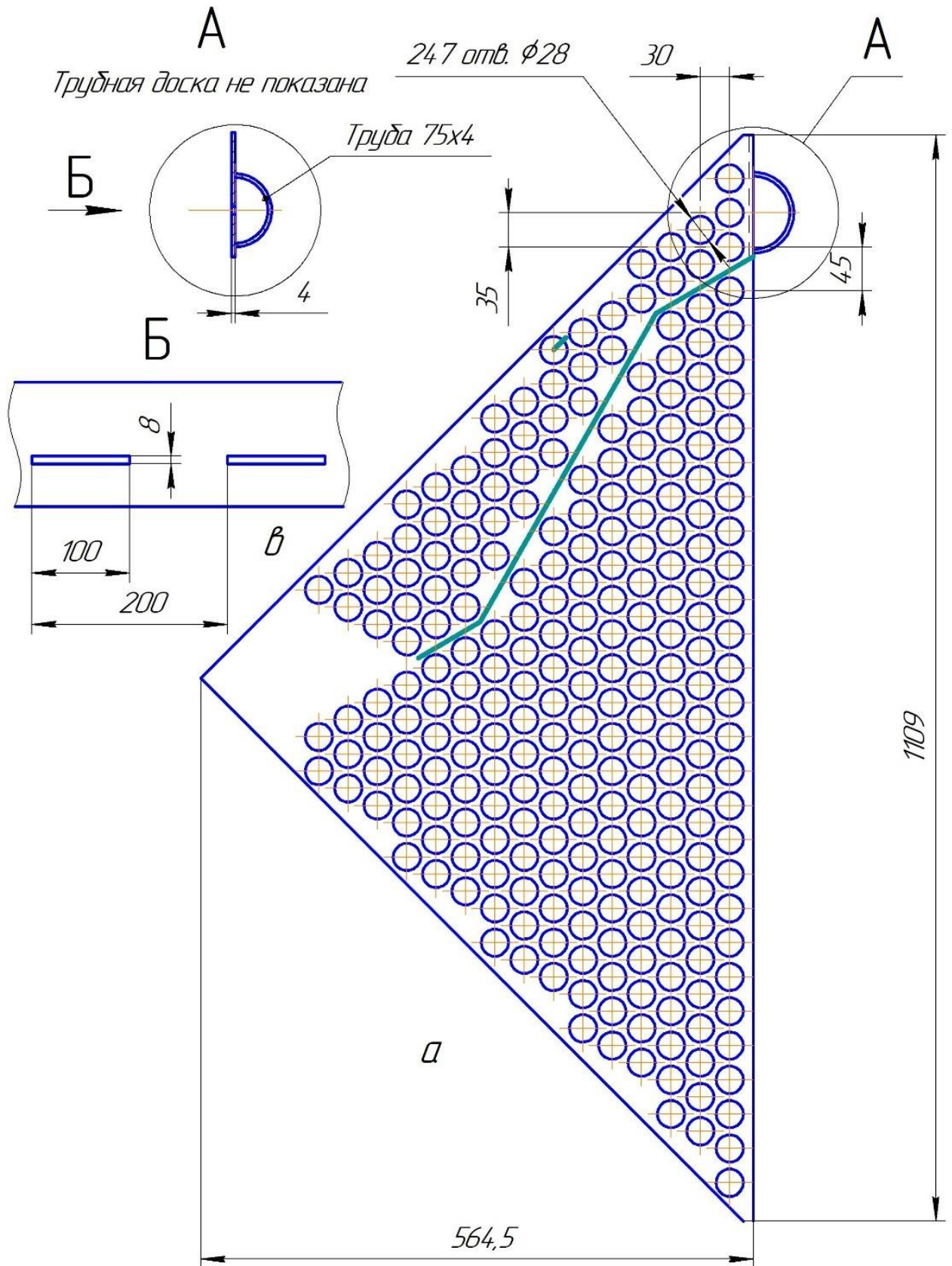


Рисунок 35 – Модуль высокоэффективного конденсатора (ВЭК)

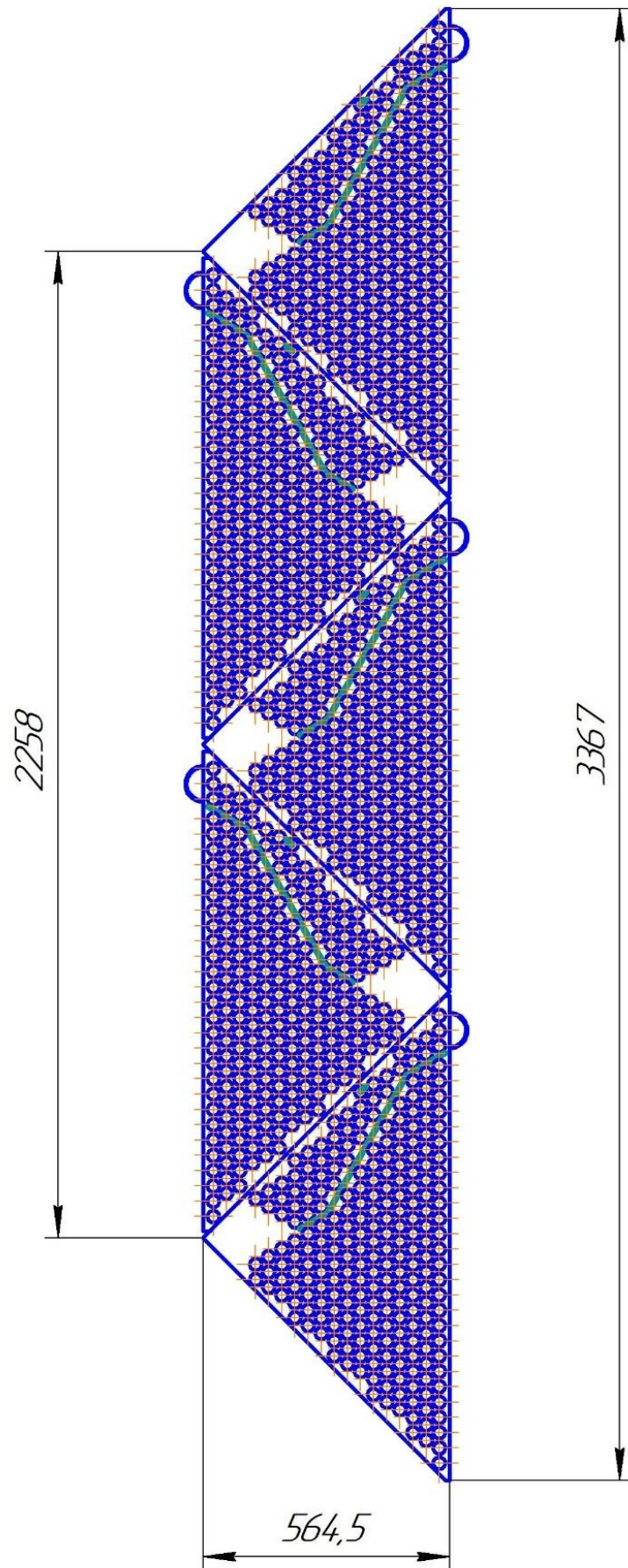


Рисунок 36 – Секция высокоэффективного конденсатора пара для ПВК-150

Конфигурация парового пространства конденсатора для ПВК-150 приведена на рисунке 37.

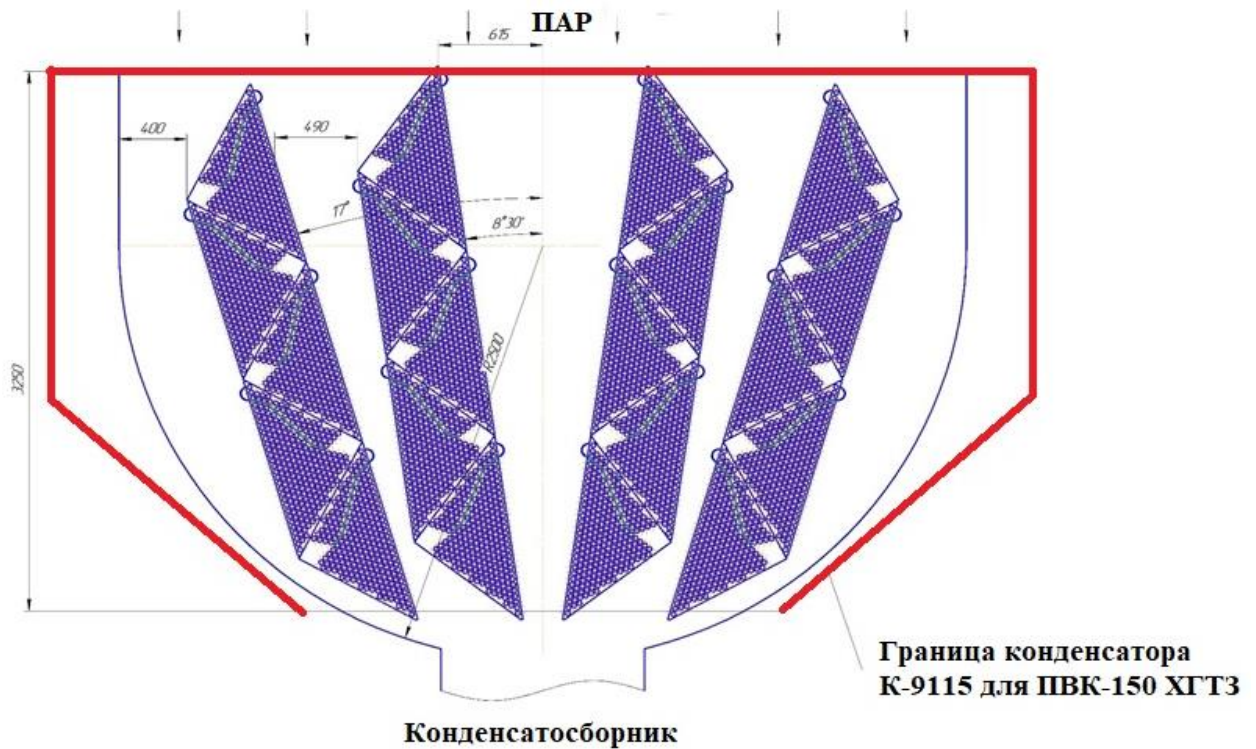


Рисунок 37 – Компоновка трубного пучка конденсатора пара ПВК-150

Сопоставление расчетных характеристик конденсатора К-9115 и варианта ВЭК для блока ПВК-150 сделано в таблице 14.

Таблица 14 – Сравнительные характеристики конденсатора К-9115 и ВЭК для блока ПВК-150 ХТТ2

Параметр	К9115	ПВК-150
Расход пара, т/ч	330	
Давление конденсации, кПа	4,8	
Температура воды на входе, °С	15	
Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	9115	6854
Число труб Ø28	11715	8810
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	21000	18850

### **Выводы по 4 главе**

1. Разработана конструкция, изготовлен модуль высокоэффективного конденсатора и стенд для его испытаний на площади ТЭЦ Калужского турбинного завода.

Стенд и рабочий участок позволяют получить информацию по коэффициенту теплопередачи как в целом по модулю, так и по отдельным его частям по ходу движения ПГС.

2. Проведены испытания воздухоудаляющего устройства ЭО-50 и определены присосы воздуха в стенд. Величина присосов воздуха из окружающей среды через неплотности стенда составила 0,028 г/с и эта величина учитывалась при обработке результатов теплотехнических испытаний.

3. Проведены теплотехнические испытания модуля высокоэффективного конденсатора пара из парогазовой смеси. Получены графики зависимости его коэффициентов теплопередачи для режимов в диапазоне расходов пара в паровой тракт 0,03...0,06 кг/с, расходов воздуха от 0,03 до 8 г/с скорости воды 1,5 м/с при подаче охлаждающей воды с расходом 10 т/ч.

4. Испытания высокоэффективного конденсатора пара, содержащего большое количество неконденсирующихся газов, проведено в диапазоне удельных тепловых нагрузок от 20 до 50 кВт/м<sup>2</sup>, конденсации НКГ от ~0 до 10%, скорость воды до 2 м/с. Показано, что при концентрациях до 10% и номинальной тепловой нагрузки может быть достигнут средний коэффициент теплопередачи, равный 2600–2800 Вт/(м<sup>2</sup> · К) при скорости охлаждающей воды 1,5 м/с.

5. Получены зависимости коэффициента теплопередачи от скорости и температуры охлаждающей воды: для практически чистого пара достигнута величина  $k = 5000$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) при скорости воды 2 м/с, и 3000 Вт/(м<sup>2</sup> · К) при концентрации НКГ до 10%.

6. При скорости охлаждающей воды 1,5 м/с средний коэффициент теплопередачи изменяется в диапазоне 2600–4600 Вт/(м<sup>2</sup> · К) при изменении концентрации НКГ от 0,5 до 10%.

7. Принятая конструкция модуля обеспечивает высокие значения коэффициента теплопередачи 3200–4600 Вт/(м<sup>2</sup> · К) в большей части поверхности теплообмена.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате исследования процессов конденсации пара при большом содержании неконденсирующихся газов были получены следующие основные результаты:

1. Выполнен анализ научно-технической литературы по вопросам конденсации пара и парогазовой смеси, а также расчетов конденсационных аппаратов для этих сред. Показана актуальность исследования процесса конденсации парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов применительно к высокотемпературным установкам по циклу Аллама и ОИВТ РАН.

2. Разработан, изготовлен и введен в эксплуатацию экспериментальный стенд для исследования процесса конденсации парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов на шестирядном пучке горизонтальных медных труб с термодатчиками, установленными в прямоугольных пазах на теплообменных трубах. Анализ погрешности в определении коэффициента теплоотдачи не превышает 10% от ее величины.

3. Проведены исследования по определению коэффициентов теплопередачи при конденсации пара из парогазовой смеси с объемной концентрацией неконденсирующихся газов  $\nu$  до 18%, параметра  $\rho w^2$  от 0 до 66 Па в интервале давления 25–35 кПа. Результаты опытов обобщены безразмерной зависимостью

$$\frac{\alpha_{см}}{\alpha_B} = (1 + 0,74\Pi)(1 - 0,76\nu^{0,37}),$$

где  $\alpha_B = 28,3\Pi^{0,08}Nu^{-0,58}\alpha_H$  – формула Л.Д. Бермана для чистого движущегося пара;  $\Pi = \frac{\rho_n w^2}{\rho_k g d}$  – модифицированное число Фруда;  $\rho_n$ ,  $\rho_k$  – плотность пара и конденсата;  $w$  – скорость пара газовой смеси в узком сечении;  $d$  – диаметр трубы.

4. На основании экспериментальных данных и их обобщения разработана инженерная методика расчета парового канала высокоэффективного конденсатора парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов.

Методика учитывает влияние скорости пара и охлаждающей воды, геометрические характеристики трубного пучка и потери давления по ходу движения ПГС.

5. С использованием разработанной методики проведен расчет оптимальной скорости пара в зависимости конфигурации трубного пучка, температуры и скорости охлаждающей воды, длины теплообменных труб и наличия отложений в этих трубах, величина оптимальной скорости пара лежит в диапазоне 40–60 м/с.

6. Разработана конструкция, изготовлен модуль высокоэффективного конденсатора и стенд для его испытаний на площадке ТЭЦ ПАО «Калужский турбинный завод».

Стенд и рабочий участок позволяют получить информацию по интенсивности теплопередачи как в целом по модулю, так и по отдельным его частям по ходу движения ПГС.

7. Испытания модуля высокоэффективного конденсатора пара, содержащего большое количество неконденсирующихся газов, проведено в диапазоне удельных тепловых нагрузок от 20 до 50 кВт/м<sup>2</sup>, концентрации НКТ от ~0 до 10%, скорость воды до 2 м/с. Показано, что при концентрациях НКГ 10% и номинальной тепловой нагрузки может быть достигнут средний коэффициент теплопередачи, равный 2600–2800 Вт/(м<sup>2</sup> · К) при скорости охлаждающей воды 1,5 м/с.

8. Получены зависимости коэффициента теплопередачи от скорости и температуры охлаждающей воды: для практически чистого пара достигнута величина  $k = 5000$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) при скорости воды 2 м/с и 3000 Вт/(м<sup>2</sup> · К) при концентрации НКГ до 10%. При скорости охлаждающей воды 1,5 м/с средний

коэффициент теплопередачи изменяется в диапазоне 2600–4600 Вт/(м<sup>2</sup> · К) при изменении концентрации НКГ от 0,5 до 10%.

9. Приведен пример конструктивного исполнения конденсатора пара на базе модулей высокоэффективного конденсатора пара. В приведенных технических условиях использование разработанной методики инженерного расчета и проектирования может обеспечить экономию до 30% поверхности теплообмена по сравнению с существующим конденсатором.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Александров, А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник / А.А. Александров, Б.А. Григорьев. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 164 с.
2. Алексеенко, С.В. Волновое течение пленок жидкости / С.В. Алексеенко, В.Е. Накоряков, Б.Г. Покусаев. – Новосибирск: Наука, 1992. – 255 с.
3. Андреев, А.Ф. Об устойчивости ламинарного течения тонких слоев жидкости / А.Ф. Андреев // ЖЭТФ. – 1963. – Т. 45, вып. 3(9). – С. 755–759.
4. Анисимов, С.В. Влияние теплопроводности материала трубы на теплообмен при конденсации на горизонтальных оребренных трубах / С.В. Анисимов, Е.И. Рыжова // Тр. Второй Российской национальной конференции по теплообмену: тезисы докладов. – М.: МЭИ, 1998. – Т. 8. – С. 100–101.
5. Балунов, Б.Ф. Теплоотдача при конденсации чистого пара и пара из парогазовой смеси внутри труб теплообменника СПОТ ПГ АЭС-2006 / Б.Ф. Балунов, В.А. Ильин, А.А. Щеглова, В.Д. Лычаков [и др.] // Теплоэнергетика. – 2017. – № 1. – С. 31–38.
6. Баскаков, А.П. Обобщенное соотношение для оценки влияния стефановского потока на коэффициент теплоотдачи / А.П. Баскаков, О.А. Раков // Теплоэнергетика. – 2013. – № 11. – С. 43–48.
7. Баскаков, А.П. О влиянии стефановского потока на коэффициенты тепло- и массотдачи (бинарная система) / А.П. Баскаков // Теплоэнергетика. – 2012. – № 7. – С. 57–63.
8. Берман, Л.Д. Влияние потока вещества на конвективную теплоотдачу при испарении и конденсации / Л.Д. Берман // Теплоэнергетика. – 1956. – № 2. – С. 25–30.
9. Берман, Л.Д. Влияние примеси воздуха на теплоотдачу при конденсации движущегося пара / Л.Д. Берман, С.Н. Фукс // Известия ВТИ. – 1952. – № 11. – С. 11–18.

10. Берман, Л.Д. Исследование теплоотдачи при конденсации движущегося пара на горизонтальной трубе / Л.Д. Берман, Ю.А. Туманов // Теплоэнергетика. – 1962. – № 10. – С. 77–83.

11. Берман, Л.Д. Массообмен в конденсаторах с горизонтальными трубами при содержании в паре воздуха / Л.Д. Берман, С.Н. Фукс // Теплоэнергетика. – 1958. – № 8. – С. 66–74.

12. Берман, Л.Д. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на поперечно обтекаемых горизонтальных трубах / Л.Д. Берман // Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоках. – М.: 1964. – С. 7–53.

13. Бобе, Л.С. К расчету конденсации пара при поперечном омывании труб парогазовой смесью / Л.С. Бобе, Д.Д. Малышев // Теплоэнергетика. – 1971. – № 12. – С. 84–86.

14. Бобе, Л.С. Тепло- и массообмен в парогазовой фазе при конденсации пара из смесей паров и парогазовых смесей / Л.С. Бобе, Д.Д. Малышев, И.И. Раков. – Тепло- и массоперенос при химических превращениях. Ч. 1. Труды IV Всесоюзного совещания по тепло- и массообмену. – Минск: ИТМО, 1972. – С. 475–480.

15. Бобе, Л.С. Тепло- и массообмен при конденсации пара на парогазовой смеси при турбулентном течении внутри трубы / Л.С. Бобе, В.А. Солоухин // Теплоэнергетика. – 1972. – № 9. – С. 27–30.

16. Бродов, Ю.М. Теплообменники энергетических установок / Ю.М. Бродов. – Екатеринбург: УРФИ, 2014. – 830 с.

17. Буглаев, В.Т. Теплоотдача при конденсации водяного пара из смеси с воздухом, поперечно обтекающей поверхность вертикального пучка труб / В.Т. Буглаев, В.С. Казаков // Теплоэнергетика. – 1971. – № 4. – С. 85–87.

18. Буров, Ю.Г. Теплообмен при конденсации водяного пара на вертикальных трубах / Ю.Г. Буров // ЖТФ. – 1957. – Т. 27, № 2. – С. 331–337.

19. Бутузов, А.Н. Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации пара на вертикальных трубах с проволочным оребрением / А.Н. Бутузов, В.Г. Риферт, Г.Г. Леонтьев // Теплофизика и теплотехника. – 1973. – № 24. – С. 94–96.

20. Гогонин, И.И. Гидродинамика и теплообмен при конденсации неподвижного пара на горизонтальном цилиндре / И.И. Гогонин // Известия СО АН СССР. Сер. техн. наук. – 1986. – № 10, вып. 2. – С. 24–32.

21. Гогонин, И.И. Исследование теплообмена при плёночной конденсации пара / И.И. Гогонин. — Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2015. – 236 с.

22. Гогонин, И.И. Пленочная конденсация движущегося пара на горизонтальном цилиндре / И.И. Гогонин, А.Р. Дорохов, В.И. Сосунов // Журнал прикладной механики и технической физики. – 1979. – № 1. – С. 125–130.

23. Гудымчук, В.А. О теплоотдаче при конденсации пара на твердой стенке / В.А. Гудымчук, В.А. Константинов // ЖТФ. – 1936. – Т. 6, № 9. – С. 1582–1587.

24. Гудымчук, В.А. Теплообмен при конденсации на вертикально трубке / В.А. Гудымчук // Известия ВТИ. – 1946. – № 6. – С. 29–32.

25. Денни, Миллс, Джусионис. Ламинарная пленочная конденсация воздушно-паровой смеси при вынужденном течении вниз по вертикальной поверхности // Теплопередача. – 1971. – Т. 93, № 3. – С. 41–48.

26. Доманский, И.В. Теплопередача к падающей пленке жидкости предварительно нагретой до температуры кипения / И.В. Доманский, В.Н. Соколов // ЖПХ. – 1967. – Т. 40, вып. 1. – С. 66–71.

27. Дудник, Н.М. Исследование процесса конденсации водяного пара из парогазовых смесей различного состава в кожухотрубных теплообменных аппаратах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04 / Дудник Наталия Михайловна. – М.: 2010. – 20 с.

28. Дудник, Н.М. Моделирование процесса пленочной конденсации пара из парогазовых смесей различного состава на наружной поверхности вертикальных труб теплообменного аппарата / Н.М. Дудник, Ф.У. Гаряев // Теплоэнергетика. – 2010. – № 6. – С. 63–68.

29. Зозуля, Н.В. Исследование теплопередачи при конденсации водяного пара на вертикальных трубах / Теплопередача и тепловое моделирование: сборн. статей; Г.М. Кондратьев [и др.]: отв. ред. М.А. Михеев. – М.: Издательство Академии наук СССР, 1959. – С. 287–297.

30. Зозуля, Н.В. К вопросу о методике исследования и физике процесса при конденсации пара / Н.В. Зозуля. – Киев: Ин-т теплоэнергетики АН УССР, 1958. – С. 32–42.
31. Зозуля, Н.В. Теплопередача при конденсации паров четыреххлористого углерода на вертикальной трубе / Н.В. Зозуля, Ю.Г. Хорунжий // Теплопередача при изменении агрегатного состояния вещества. – Киев: Наукова думка, 1968. – С. 85–87.
32. Иванов, М.Е. Теплообмен при конденсации кислорода, азота, аргона / М.Е. Иванов, Н.К. Елухин // Кислород. – 1959. – № 1. – С. 5–13.
33. Исаченко, В.П. Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко. – М.: Энергия, 1977. – 236 с.
34. Капица, П.Л. Волновое течение тонких слоев вязкой жидкости / П.Л. Капица // ЖЭТФ. – 1948. – Т. 18, вып. 1. – С. 1–28.
35. Клименко, А.В. Высокотемпературная газопаротурбинная установка на базе комбинированного топлива / А.В. Клименко, О.О. Мильман, Б.А. Шифрин // Теплоэнергетика. – 2015. – № 11. – С. 1–8.
36. Колыхан, Л.И. Исследование конденсации паров воды из парогазовой смеси / Л.И. Колыхан, Ю.А. Голубничий, Ю.В. Клименков, А.В. Шарый // Известия АН Белоруссии. Сер. физ.-техн. наук. – 1993. – № 3. – С. 99–104.
37. Кружилин, Г.Н. Уточнение Нуссельтовской теории теплообмена при конденсации / Г.Н. Кружилин // ЖТФ. – 1937. – Т. 7, вып. 20/21. – С. 2011–2017.
38. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – М: Энергоатомиздат, 1979. – 416 с.
39. Кутателадзе, С.С. Теплопередача при конденсации и кипении / С.С. Кутателадзе. – М: Машгиз, 1949. – 160 с.
40. Кутателадзе, С.С. Турбулентный пограничный слой сжимаемого газа / С.С. Кутателадзе, Ф.И. Леонтьев. – Новосибирск: Изд-во СО АН СССР, 1962. – 180 с.
41. Кутателадзе, С.С. Формулы и графики для расчета общего коэффициента теплоотдачи в вертикальных подогревателях при пленочной

конденсации медленно движущегося насыщенного пара / С.С. Кутателадзе, А.Н. Шренцель // Советское котлотурбостроение. – 1938. – № 4. – С. 149–152.

42. Лабунцов, Д.А. О влиянии конвективного переноса тепла и сил инерции на теплообмен при ламинарном течении конденсатной пленки / Д.А. Лабунцов // Теплоэнергетика. – 1956. – № 12. – С. 47–50.

43. Лабунцов, Д.А. О влиянии на теплоотдачу при пленочной конденсации пара зависимости физических параметров конденсата от температуры / Д.А. Лабунцов // Теплоэнергетика. – 1957. – № 2. – С. 49–51.

44. Лабунцов, Д.А. Теплопередача при пленочной конденсации чистых паров на вертикальных и горизонтальных трубах / Д.А. Лабунцов // Теплоэнергетика. – 1957. – № 7. – С. 72–80.

45. Лабунцов, Д.А. Физические основы энергетики. Избранные труды по теплообмену, гидродинамике, термодинамике / Д.А. Лабунцов. – М.: Издательство МЭИ, 2000. — 388 с.

46. Левин, А.Б. Теплоотдача при турбулентном течении пленки конденсата / А.Б. Левин, М.П. Брдлик // Вопросы теплопередачи: материалы науч. семинара. – М: МВТИ, 1976. – С. 107–115.

47. Леонтьев, А.И. Инженерные методы расчета трения и теплообмена на проницаемой поверхности / А.И. Леонтьев // Теплоэнергетика. – 1972. – № 9. – С. 19–24.

48. Мазюкевич, И.В. Исследование теплообмена при конденсации паров некоторых холодильных агентов / И.В. Мазюкевич // Вопросы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества. – М., Л.: ГЭИ, 1953. – С. 58–60.

49. Маурин, Л.Н. О волновом течении тонких слоев вязкой жидкости / Л.Н. Маурин // ПМТФ. – 1962. – № 4. – С. 60–67.

50. Мильман, О.О. Воздушно-конденсационные установки / О.О. Мильман, В.А. Федоров. – М: Изд-во МЭИ, 2002. – 240 с.

51. Мильман, О.О. Высокоэффективный конденсатор пара из парогазовой смеси / О.О. Мильман, В.С. Крылов, А.В. Птахин, А.В. Кондратьев, Г.Г. Яньков // Теплоэнергетика. – 2017. – № 12. – С. 12–26.

52. Мильман, О.О. Конденсатор пара из движущейся парогазовой смеси / О.О. Мильман, В.С. Крылов, А.В. Птахин // Теплоэнергетика. – 2018. – № 12. – С. 1–7.

53. Никитин, Н.Н. Определение оптимальной формы поперечного сечения некруглых горизонтальных труб при конденсации / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов, О.В. Петрова // Инженерная физика. – 2007. – № 1. – С. 15–17.

54. Никитин, Н.Н. Течение пленки и теплоотдача при конденсации пара на наклонных и вертикальных некруглых трубах / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов // Теплоэнергетика. – 2008. – № 3. – С. 28–33.

55. Пименова, П.Ф. Исследование процесса конденсации углекислого газа на одиночной вертикальной трубе / П.Ф. Пименова // Холодильная техника. – 1964. – № 4. – С. 51–58.

56. Ратиани, Г.В. Экспериментальные исследования закономерностей теплообмена при переходе от ламинарного режима стекания стенки к волновому / Г.В. Ратиани, И.Г. Шекриладзе // Теплоэнергетика. – 1964. – № 3. – С. 78–80.

57. Риферт, В.Г. Интенсивность конденсации водяного пара на горизонтальных профилированных проволокой трубах / В.Г. Риферт, П.А. Барабаш, А.Б. Голубев // Изв. вузов. Энергетика. – 1980. – № 7. – С. 106–110.

58. Романенко, П.Н. Гидродинамика и теплообмен в пограничном слое / П.Н. Романенко. – М.: Энергия, 1974. – 464 с.

59. Семенов, В.П. Интенсификация теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальной некруглой трубе / В.П. Семенов, Г.Г. Шкловер, А.М. Усачев, Т.П. Семенова // Изв. вузов. Энергетика. – 1988. – № 12. – С. 80–83.

60. Смирнов, Ю.Б. Теплообмен при конденсации пара и паровой смеси несмешивающихся жидкостей на горизонтальных ребренных трубах / Ю.Б. Смирнов // Теплоэнергетика. – 2004. – № 3. – С. 11–16.

61. Тушаков, Н.С. Экспериментальное исследование влияния скорости движения пара на интенсивность теплоотдачи при его конденсации / Н.С. Тушаков, В.И. Походий, А.А. Промыслов, А.В. Шиловостов // Энергомашиностроение. – 1979. – № 4. – С. 11–13.

62. Фаворский, О.Н. Научно-технические основы высокоэффективного производства электроэнергии с использованием органического и водородного топлива / О.Н. Фаворский, А.И. Леонтьев, В.А. Федоров, О.О. Мильман // Энергетика. – 2008. – № 1. – С. 3–10.

63. Филиппова, Ф.Н. К расчету коэффициента массоотдачи при конденсации водяного пара в присутствии неконденсирующихся газов / Ф.Н. Филиппова, В.А. Оленев // Математическое и физическое моделирование процессов в теплотехнических установках. – Иваново, 1985. – С. 100–106.

64. Хозе, А.Н. Исследование конденсации в динамическом двухфазном слое на горизонтальной трубе / А.Н. Хозе, Ю.В. Дьяченко // Изв.вузов. Энергетика. – 1978. – № 11. – С. 140–143.

65. Шкловер, Г.Г. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин / Г.Г. Шкловер, О.О. Мильман. – М: Энергоатомиздат, 1985. – 240 с.

66. Шпильрайн, Э.Э. Введение в водородную энергетику / Э.Э. Шпильрайн, С.И. Малышенко, Г.Г. Кулешов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 350 с.

67. Чернобыльский, И.И. Исследование теплоотдачи при конденсации паров аммиака на наружной поверхности труб / И.И. Чернобыльский, С.А. Городинская // Труды Ин-та теплоэнергетики АН УССР. – Киев, 1961. – № 4. – С. 44–54.

68. Badger, W.L. Evaporation of Caustic Soda to High Concentration by Means of Diphenil Vapor / W.L. Badger, C.C. Monrad, H.W. Diamond // Industrial and Eng. Chemistry. – 1930. – V. 22, N 1. – P. 55–60.

69. Baker, E.M. Film Coefficient for Condensation of Organic Vapor on Single Vertical Copper Tube / E.M. Baker, H. Hipkin // Trans. Inst. Chem. Eng. – 1944. – Vol. 40, N 3. – P. 291–306.

70. Chen, M.M. An Analitical Study of Laminar Film Condensation: Part II – Singles and Multiple Horizontal Tubes / M.M. Chen // Trans. ASME. Ser. C. – 1961. – Vol. 83, N 1. – P. 55–60.

71. Colburn, A.P. Calculation of Condensation with a Portion of of Condensation Lager in Turbulent Motion / A.P. Colburn // Industrial and Eng. Chemistry. – 1934. – Vol. 26, N 4. – P. 432–434.

72. Duckler, A.E. Dynamics of Vertical Falling Film Systems / A.E. Duckler // Chem. Eng. Progress. – 1959. – Vol. 55, N 10. – P. 62–67.

73. Fujii, T. Forced convection condensation from Steam-air mixture on a horizontal tube / T. Fujii, H. Honda, K. Oda, S. Kawano // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. – 1981. – N 147. – P. 836–842.

74. Fujii, T. Laminar filmwise condensation of flowing vapors on a horizontal cylinder / T. Fujii, H. Uehara, Ch. Kurata // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1972. – Vol. 15, N 2. – P. 235–246.

75. Kirkbrids, C.C. Heat Trasfer by Condensation Vapor on Vertical Tubes / C.C. Kirkbrids // Industrial and Eng. Chemistry. – 1934. – Vol. 26, N 4. – P. 425–428.

76. McAdams, W.H. Heat Nransmission / W.H. McAdams. – N.Y., McGrow-Hill, 1951.

77. Meisenburg, S.J. The Influence of Small Concentration of Air in Steam Film Coefficient of Heat Trasfer / S.J. Meisenburg, R.N. Boarts, W.L. Badger // Trans. Amer. Inst. Chem. Eng. – 1934–1935. – Vol. 22. – P. 622–628.

78. Memory, S.B. Free and forced convection laminar film condensation on horizontal elliptical tubes / S.B. Memory , V.H. Adams , P.J. Marto //Int. J. Heat and Mass Transfer. – 1997. – Vol. 40. – P. 3395–3406.

79. Mills, A.F. Experimental study of condensation from steam-air mixture flowing over a horizontal tube: overall condensation rates / A.F. Mills, C. Tan, D.K. Chung // Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., Tokyo. – 1974. – Vol. 5. – P. 20–23.

80. Milman, O.O. Thermophysical Problems in Creation of High-Temperature Steam – Gas Turbine Plants / O.O. Milman // Journal of Engineering Thermophysics. – 2016. – Vol. 25, № 3. – P. 1–7.

81. Minkovicz, M.J. Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable properties, and diffusion / M.J. Minkovicz, E.M. Sparrow // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1967. – Vol. 9. – P. 1125–1144.

82. Hirasava, S. Effect of Surface tension in condensate motion in laminar film condensation (Study of liquid film in a small through) / S. Hirasava, K. Huikata, Y. Mori, W. Nakayama // *Int. J. Heat Mass Transfer.* – 1980. – Vol. 23, N 11. – P. 1471–1478.

83. Nusselt, W. Die Oberflächen Kondensation des Wasserdampfes / W. Nusselt // *Z. der VDI.* – 1916. – Teil 1, N 27. – P. 541–546.

84. Nusselt, W. Die Oberflächen Kondensation des Wasserdampfes / W. Nusselt // *Z. der VDI.* – 1916. – Teil 2, N 28. – P. 569–575.

85. Rose, J.W. Approximate equation for forced convection condensation in the presence of non-condensing gas on a flat plate and horizontal tube / J.W. Rose // *Int. J. Heat Mass Transfer.* – 1980. – Vol. 23. – P. 539–546.

86. Sato, S. Condensation Heat Transfer of Helium in Vertical Tube / S. Sato, H. Osata // *Criogenics.* – 1976. – Vol. 16, N 4. – P. 221–224.

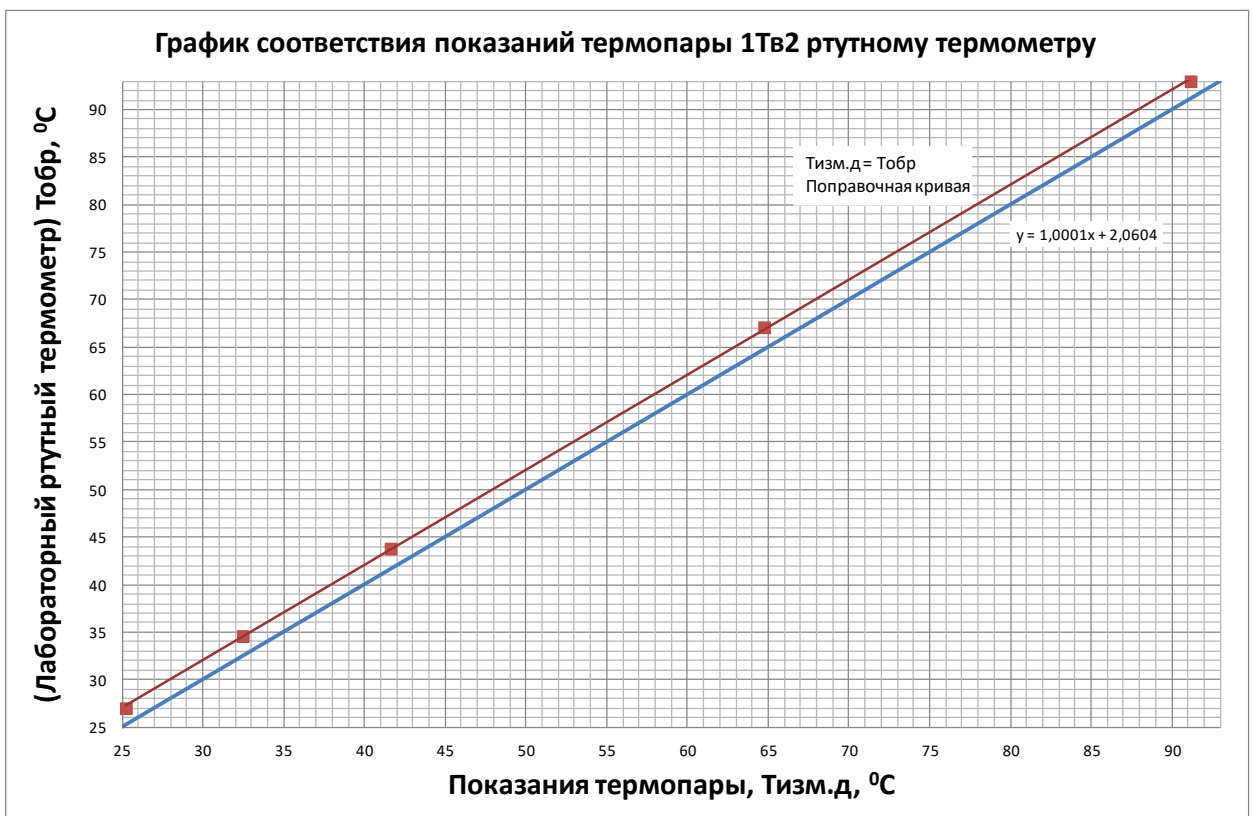
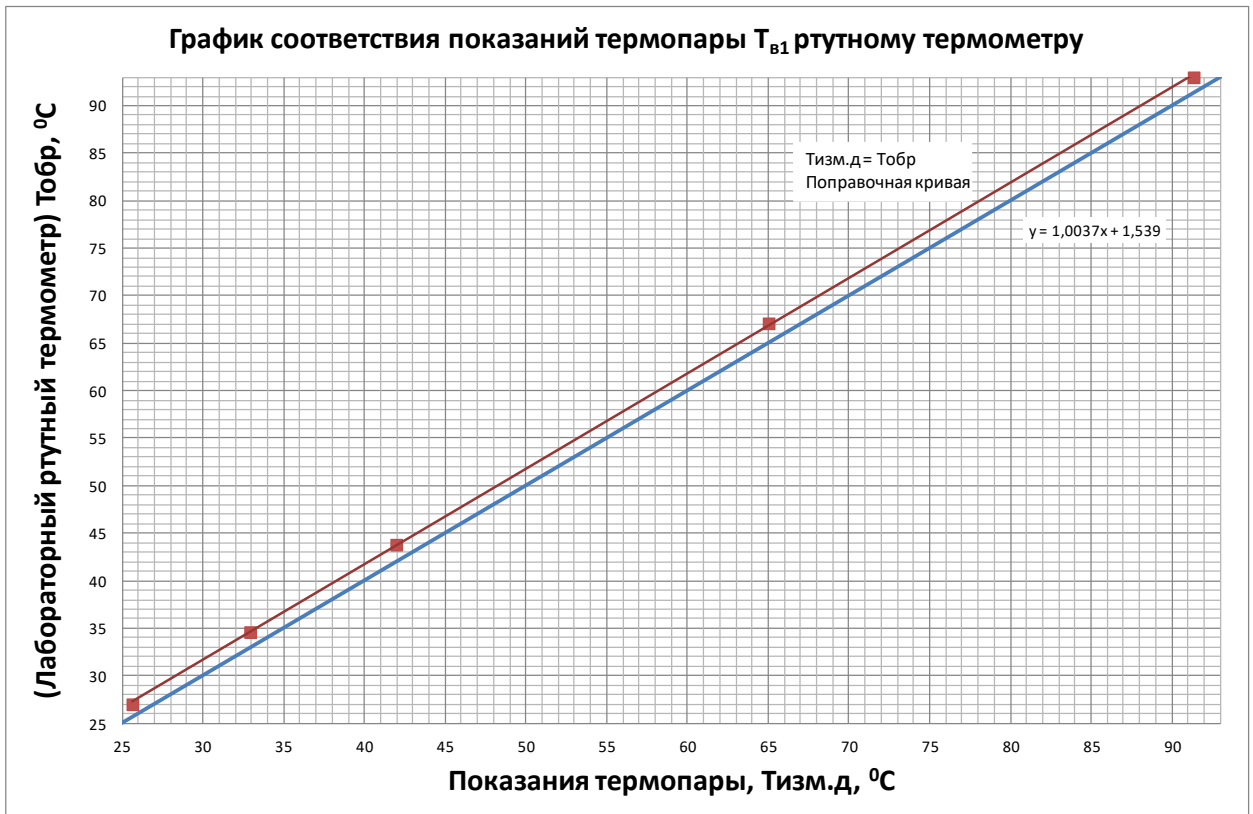
87. Som, S.K. Film condensation in presence of noncondensable gases over horizontal tubes with progressively increasing radius of curvature in the direction of gravity / S.K. Som, S. Chakraborty // *Int. J. Heat and Mass Transfer.* – 2006. – Vol. 49. – P. 594–600.

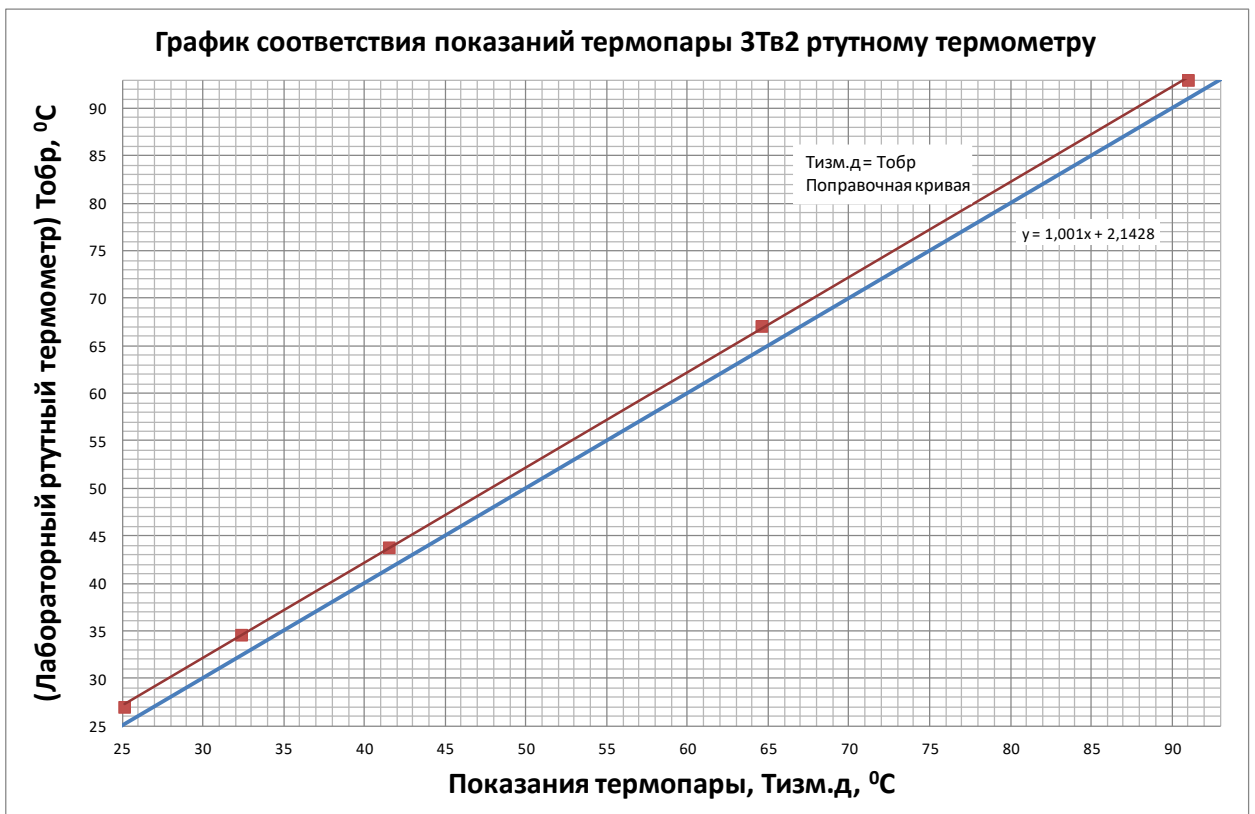
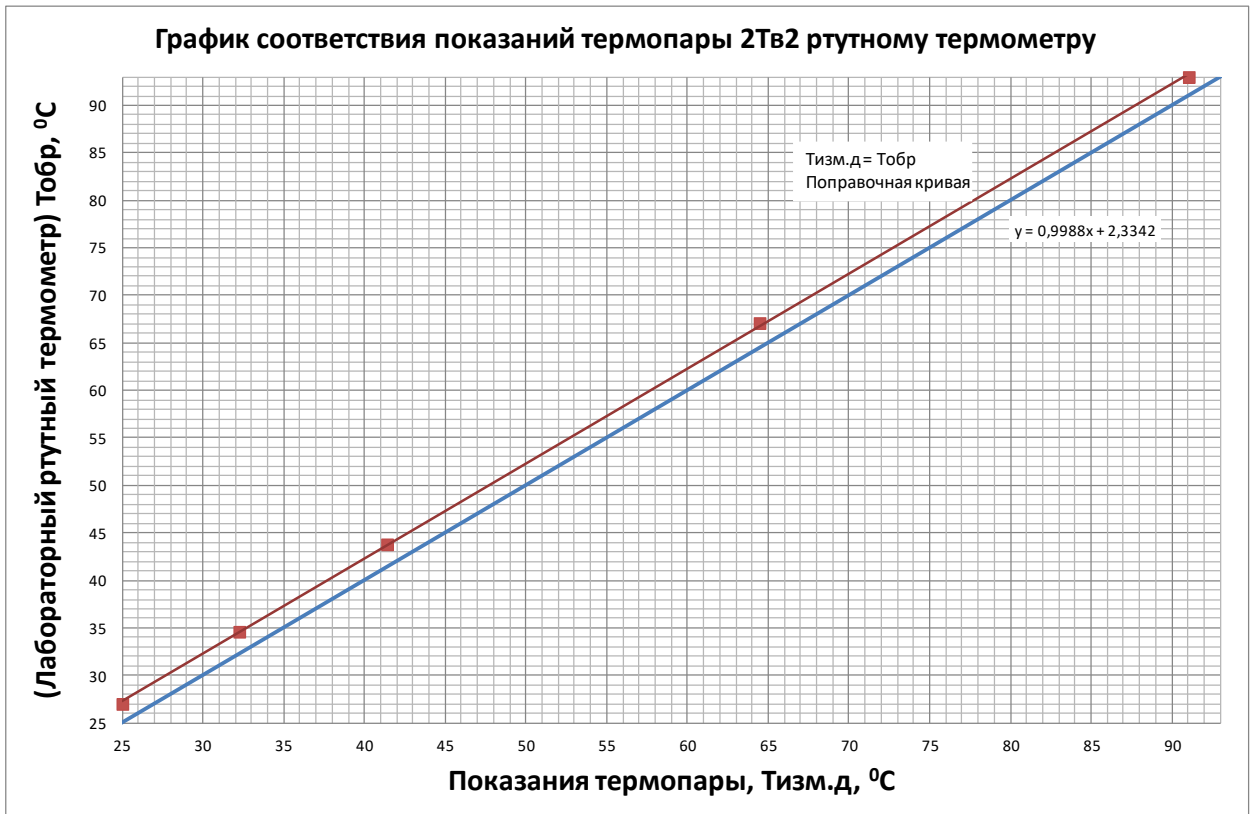
88. Sparrow, E.M. Forced convection condensation in the presence of noncondensables and interfacial resistance / E.M. Sparrow, M.J. Minkovicz, M. Saddy // *Int. J. Heat Mass Transfer.* – 1976. – Vol. 6, N 1. – P. 1829–1845.

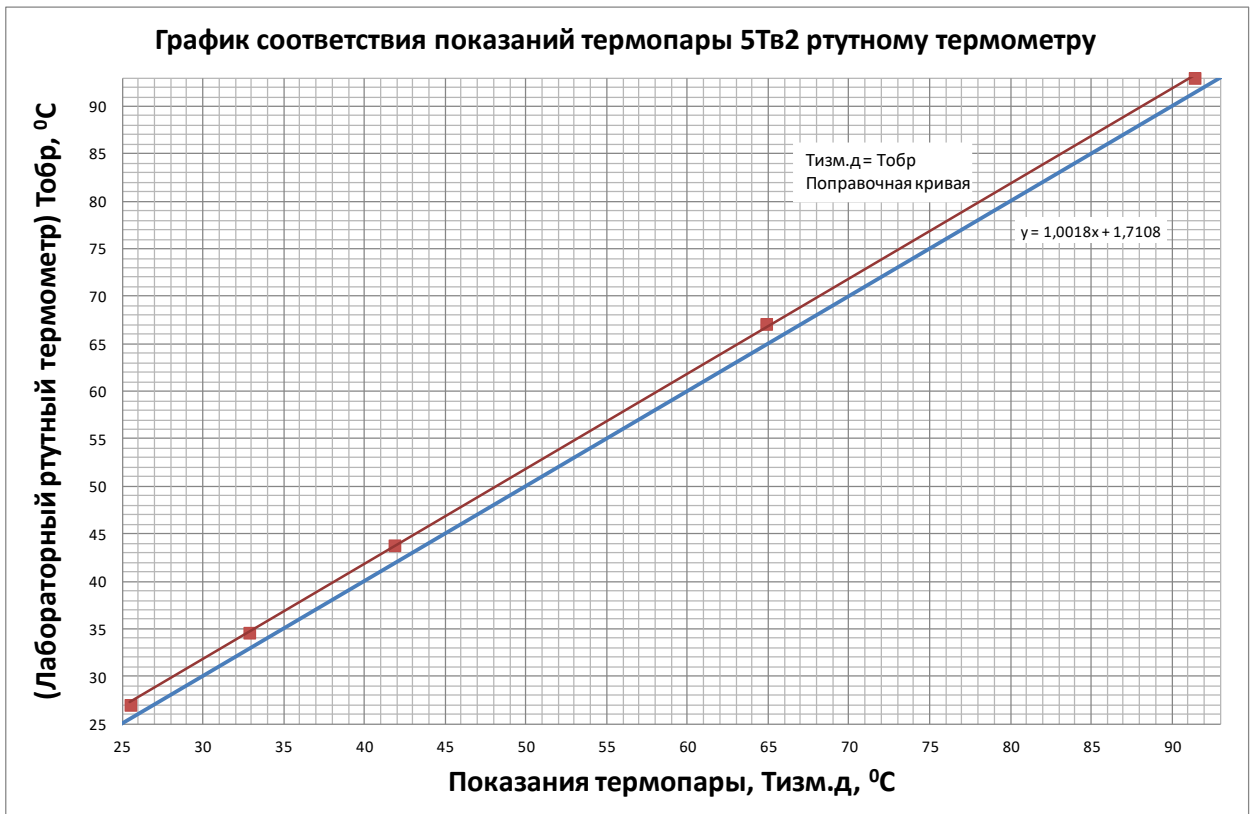
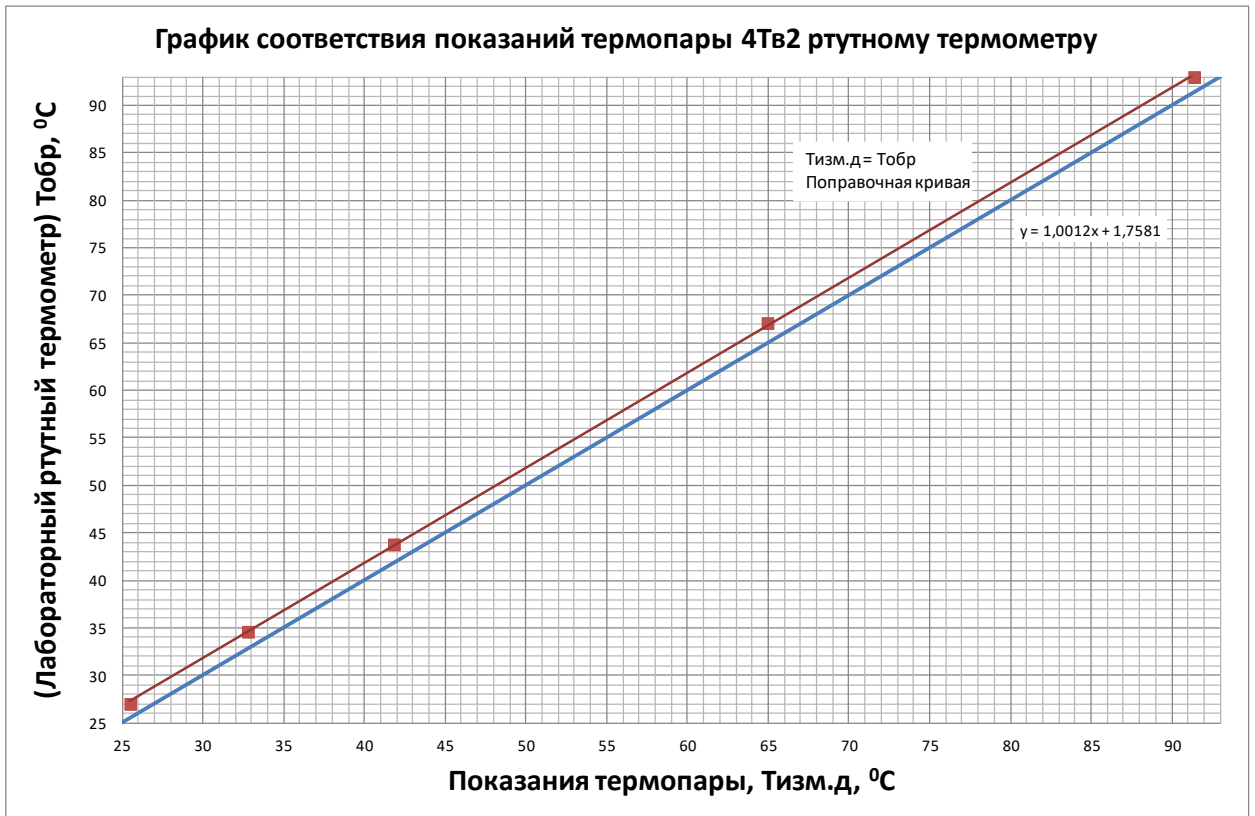
89. Tokuma, M. Condensation Heat Transfer Characteristics of ammonia-water vapor mixture on a vertical flat surface / M. Tokuma, A. Yamada, T. Matsuo, Y. Tokita // *Heat Mass Transfer (Brighton).* – 1984. – Vol. 3. – P. 395–400.

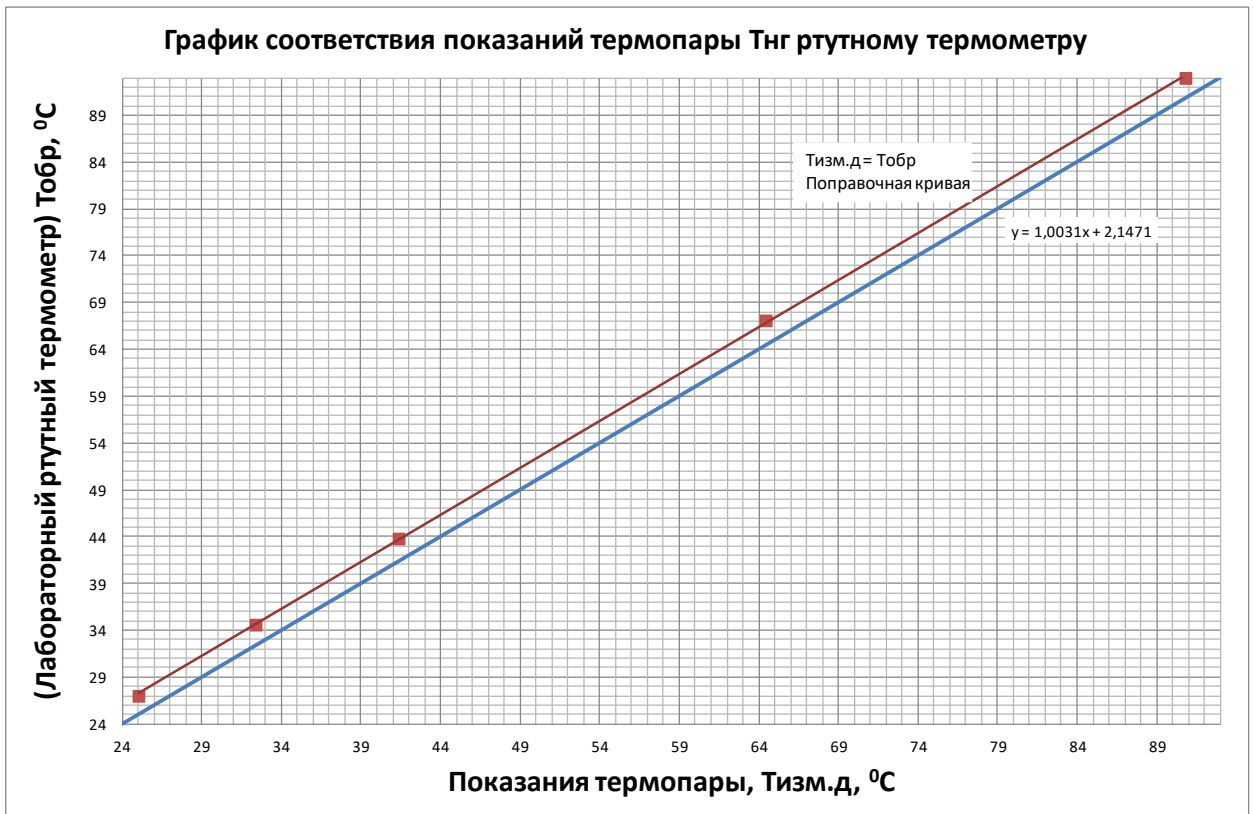
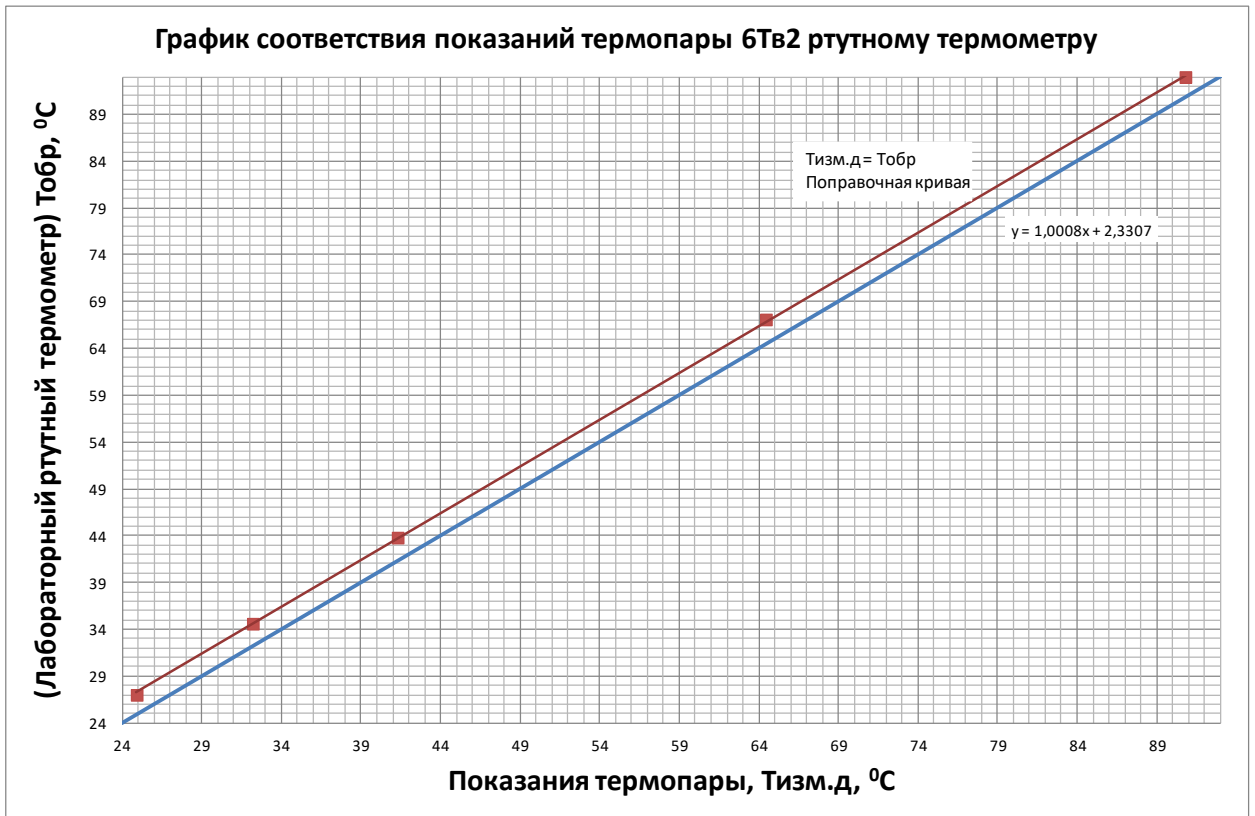
90. Yang, S. Role of surface tension and ellipticity in laminar film condensation on a horizontal elliptical tube / Sheng-An Yang, Cha'o-Kuang Chen // *Int. J. Heat and Mass Transfer.* – 1993. – Vol. 36. – P. 3135–3141.

## **ПРИЛОЖЕНИЕ А**









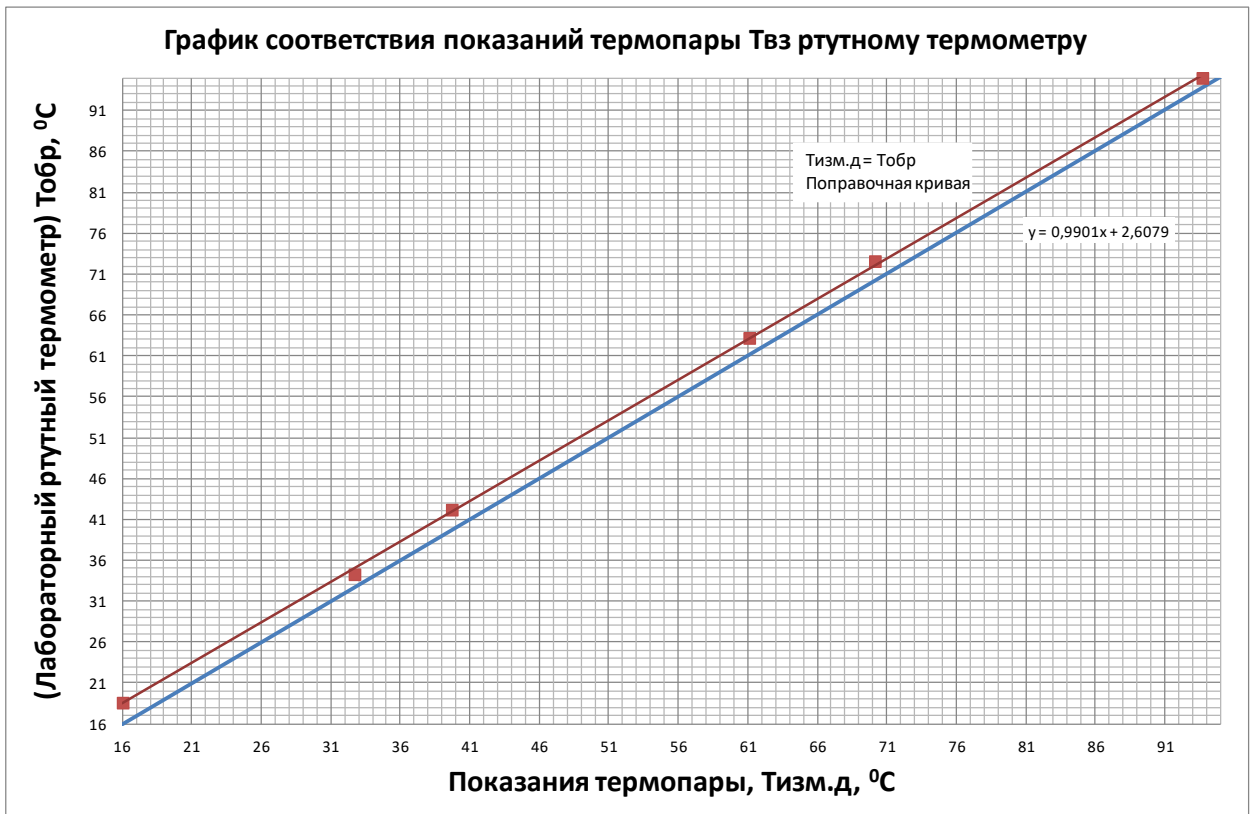
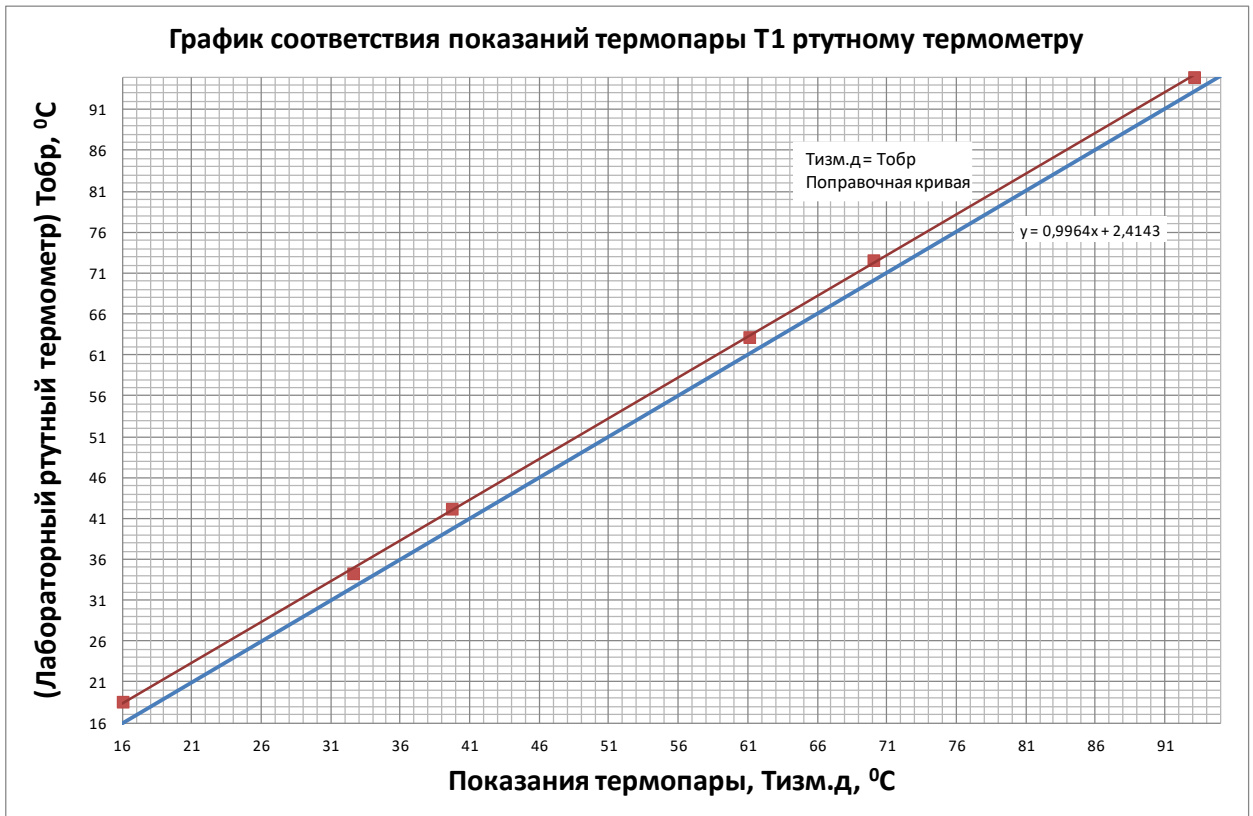
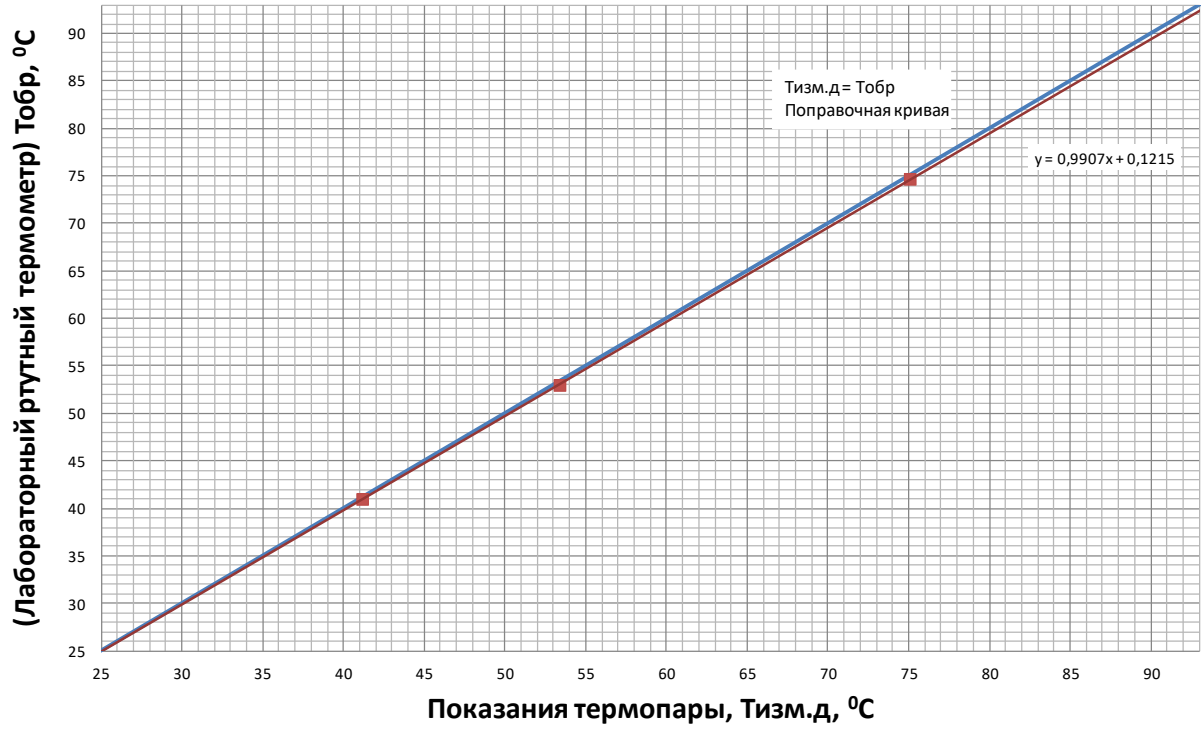
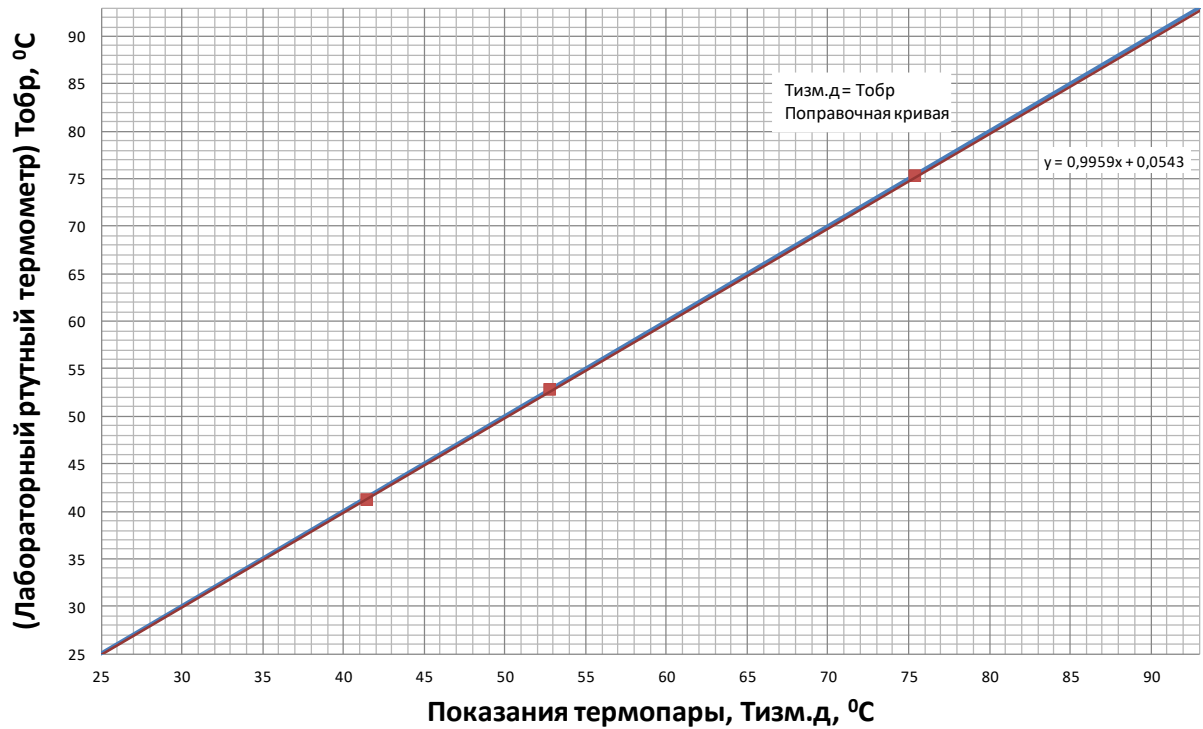
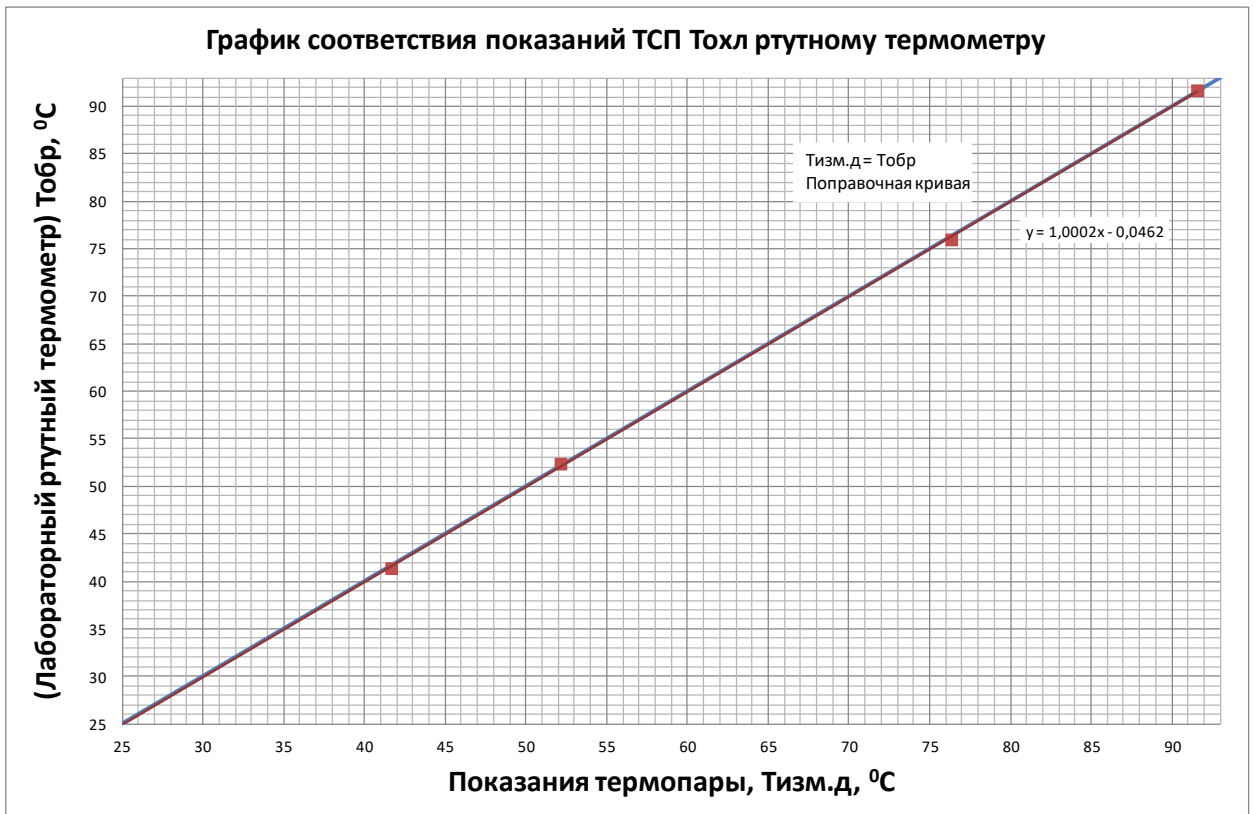
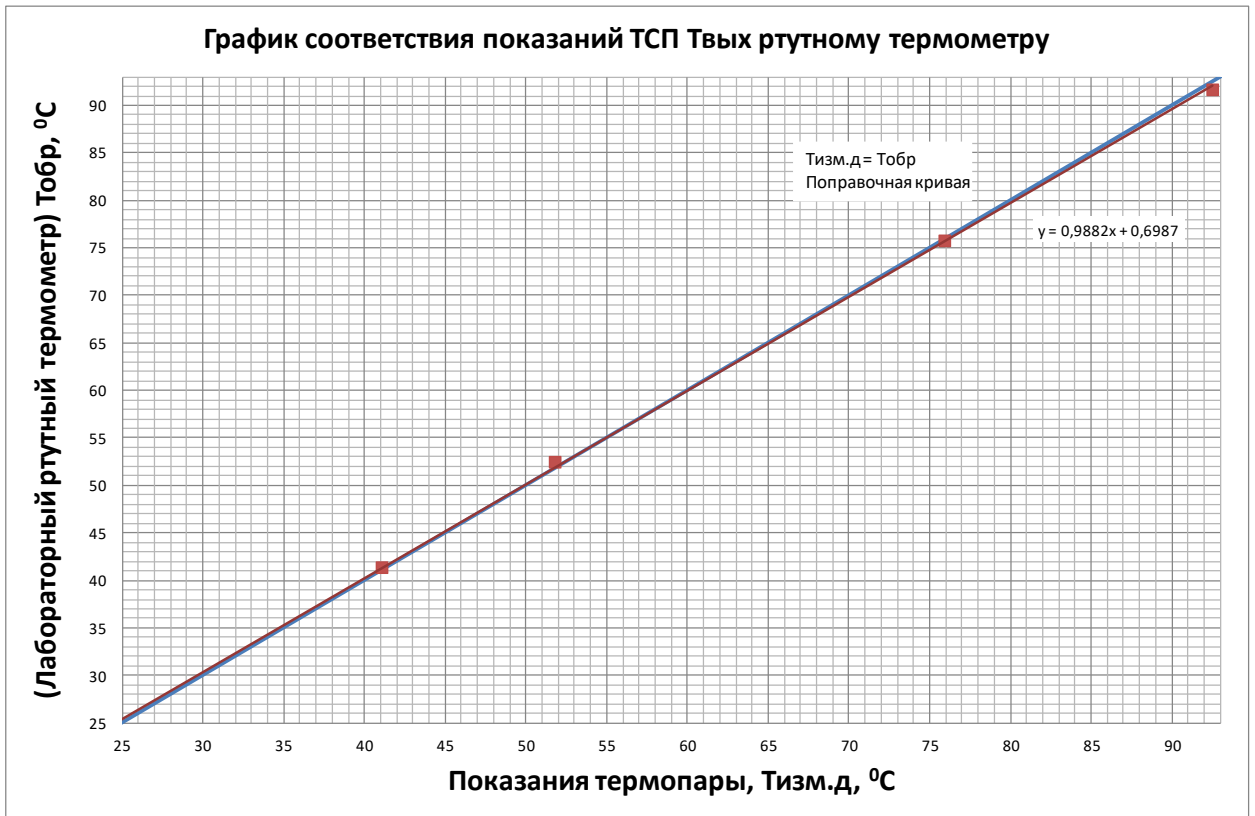
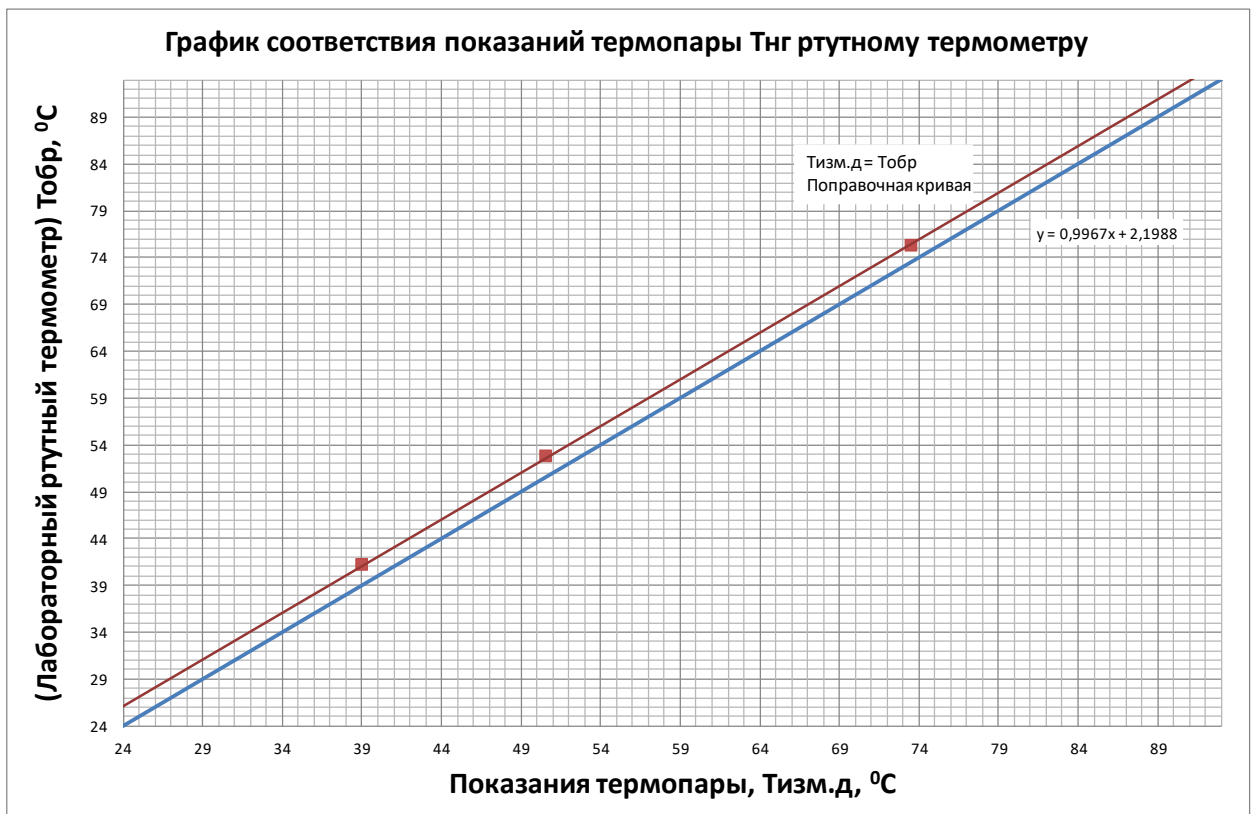
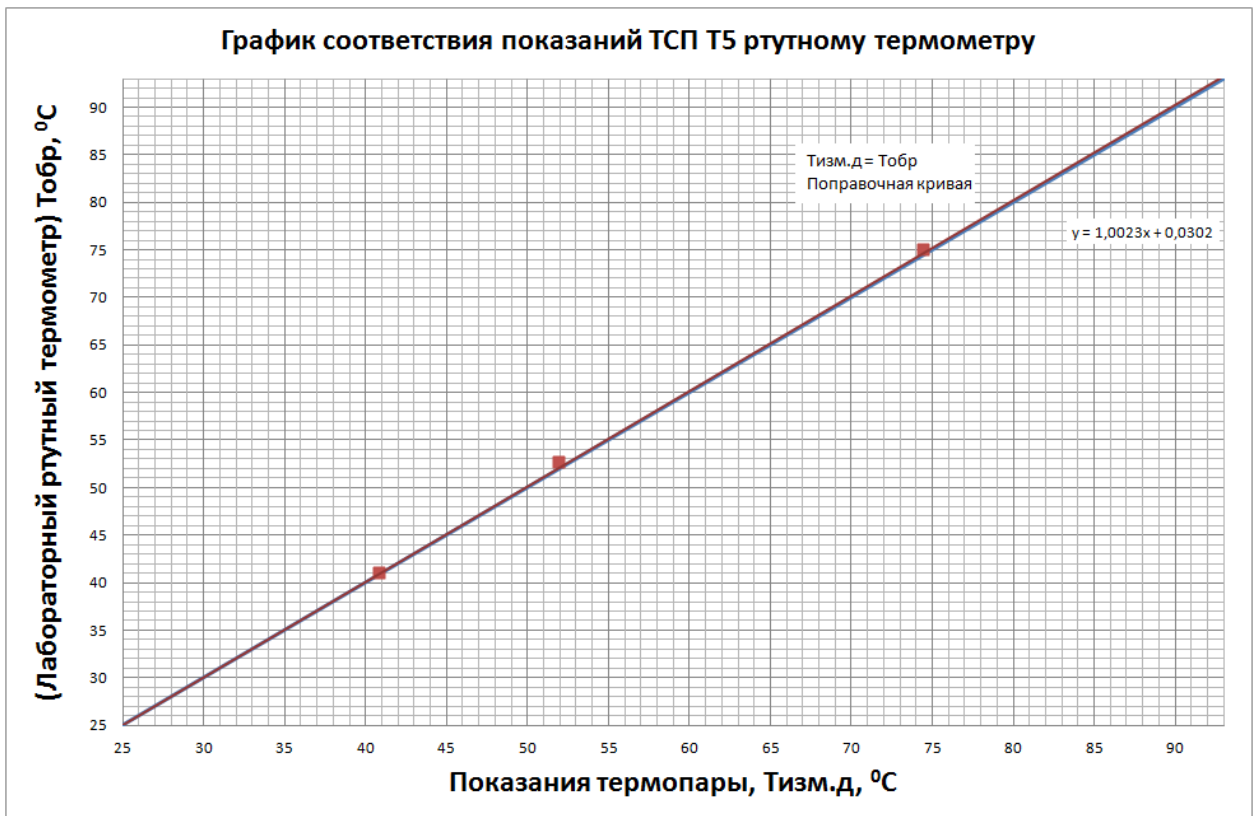


График соответствия показаний ТСП Т<sub>2</sub> ртутному термометруГрафик соответствия показаний ТСП Т<sub>к</sub> ртутному термометру





## **ПРИЛОЖЕНИЕ Б**

## Приложение Б

Результаты испытаний стенда рабочего участка представлены в таблицах 1–6.

Режим № 1.1 при расходе пара  $G_n=0,08$  кг/с.

Таблица 1 – Результаты испытаний на режиме № 1.1

Температура ПВС за РУ	t9	°С	66,2
Давление пара перед расходомером	P1	кПа	145,0
Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	35,9
Давление воздуха перед расходомером	Pвз	кПа	38,5
Давление за КН	P4	кПа	178,3
Давление воды за РУ	P6	кПа	147,9
<b>Давление ПВС за РУ</b>	<b>P3</b>	<b>кПа</b>	<b>29,5</b>
Давление пара на входе в КП	P9	кПа	29,7
Температура пара перед расходомером	t1	°С	109,2
Температура ПВС перед РУ	t2	°С	73,2
Температура воздуха перед расходомером	tвз	°С	23,4
Температура конденсата за РУ	t5	°С	68,0
Температура воды за РУ	t6	°С	40,5
Температура воды на выходе с РУ	Tвых	°С	40,5
Температура вода на входе в РУ	Tвх	°С	21,7
Температура воды на входе в 5ю трубку	T_1	°С	37,3
Температура воды на выходе из 4й трубки	T_2	°С	37,7
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	<b>0,0817</b>
Энтальпия пара на входе в РУ	ip'	кДж/кг	2632,7
Энтальпия пара на выходе из РУ	ip''	кДж/кг	2619,6
Энтальпия конденсата	ik	кДж/кг	284,5
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,3394
Тепловая мощность	Qw	кВт	26,74
Расход конденсата на выходе	Gк	кг/с	0,0110
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,21
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	<b>19,1815</b>
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000001
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,9992
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,0707
Температура насыщения НГ	tsнг	°С	68,71
Температурный напор	Δtсрлог	°С	36,81
Коэффициент теплопередачи	K	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	3699,08
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°С	59,89
Коэффициент теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	15,43
Коэффициент теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	11,70
	αсред/αсрН		<b>1,31910</b>
Объёмная доля воздуха	V	%	0,000
	pв2	Па	71,25

Режим № 2.1 при расходе пара  $G_{\text{п}} = 0,073$  кг/с.

Таблица 2 – Результаты испытаний на режиме № 2.1

Температура ПВС за РУ	t9	°С	65,86
Давление пара перед расходомером	P1	кПа	129,3602
Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	35,20594
Давление воздуха перед расходомером	Pвз	кПа	35,57364
Давление за КН	P4	кПа	121,8629
Давление Воды за РУ	P6	кПа	160,8305
<b>Давление ПВС за РУ</b>	<b>P3</b>	<b>кПа</b>	29,8058
Давление пара на входе в КП	P9	кПа	30,17622
Температура пара перед расходомером	t1	°С	105,6025
Температура ПВС перед РУ	t2	°С	72,72118
Температура воздуха перед расходомером	tвз	°С	27,76246
Температура конденсата за РУ	t5	°С	69,6018
Температура воды за РУ	t6	°С	44,22657
Температура воды на выходе с РУ	Tвых	°С	44,21591
Температура вода на входе в РУ	Tвх	°С	30,39938
Температура воды на входе в 5ю трубку	T_1	°С	42,26121
Температура воды на выходе из 4й трубки	T_2	°С	42,26903
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	0,072927
Энтальпия пара на входе в РУ	ip'	кДж/кг	2631,586
Энтальпия пара на выходе из РУ	ip''	кДж/кг	2619,006
Энтальпия конденсата	ik	кДж/кг	291,3498
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,384146
Тепловая мощность	Qw	кВт	22,19606
Расход конденсата на выходе	Gк	кг/с	0,009142
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,369528
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	16,95331
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000001
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,99913
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,063785
Температура насыщения НГ	tsнг	°С	69,05894
Температурный напор	Δtсрлог	°С	31,24
Коэффициент теплопередачи	K	Вт/(м²*К)	3618,83
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°С	60,42
Коэффициент теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м²*К)	13,08
Коэффициент теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м²*К)	11,84
	αсред/αсрН		1,11
Объёмная доля воздуха	V	%	0,00
	pв2	Па	56,20

Режим № 2.10 при расходе пара  $G_{\text{п}} = 0,073$  кг/с.

Таблица 3 – Результаты испытаний на режиме № 2.10

Температура ПВС за РУ	t9	°C	65,37
Давление пара перед расходомером	P1	кПа	130,5015
Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	35,65204
Давление воздуха перед расходомером	Pвз	кПа	35,16636
Давление за КН	P4	кПа	153,5553
Давление Воды за РУ	P6	кПа	160,4097
<b>Давление ПВС за РУ</b>	<b>P3</b>	<b>кПа</b>	29,33484
Давление пара на входе в КП	P9	кПа	29,54057
Температура пара перед расходомером	t1	°C	105,7016
Температура ПВС перед РУ	t2	°C	72,46707
Температура воздуха перед расходомером	tвз	°C	28,92993
Температура конденсата за РУ	t5	°C	68,75473
Температура воды за РУ	t6	°C	44,68898
Температура воды на выходе с РУ	Tвых	°C	44,64821
Температура вода на входе в РУ	Tвх	°C	31,38003
Температура воды на входе в 5ю трубку	T_1	°C	42,76382
Температура воды на выходе из 4й трубки	T_2	°C	42,76491
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	0,073365
Энтальпия пара на входе в РУ	ip'	кДж/кг	2631,175
Энтальпия пара на выходе из РУ	ip''	кДж/кг	2618,152
Энтальпия конденсата	ik	кДж/кг	287,8016
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,383772
Тепловая мощность	Qw	кВт	21,34301
Расход конденсата на выходе	Gк	кг/с	0,008749
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,368474
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	17,30253
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000001
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,99914
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,064616
Температура насыщения НГ	tsнг	°C	68,60449
Температурный напор	Δtсрлог	°C	30,08
Коэффициент теплопередачи	K	Вт/(м²*К)	3613,56
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°C	60,09
Коэффициент теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м²*К)	12,77
Коэффициент теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м²*К)	11,84
	αсред/αсрН		1,08
Объёмная доля воздуха	V	%	0,00
	pв2	Па	57,70

Режим № 3.1 при расходе пара  $G_{п} = 0,066$  кг/с.

Таблица 4 – Результаты испытаний на режиме № 3.1

Температура ПВС за РУ	t9	°С	65,87
Давление пара перед расходомером	P1	кПа	117,7162
Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	31,85692
Давление воздуха перед расходомером	Pвз	кПа	34,18909
Давление за КН	P4	кПа	165,3553
Давление Воды за РУ	P6	кПа	161,035
<b>Давление ПВС за РУ</b>	<b>P3</b>	<b>кПа</b>	29,05619
Давление пара на входе в КП	P9	кПа	29,7566
Температура пара перед расходомером	t1	°С	102,4714
Температура ПВС перед РУ	t2	°С	71,7929
Температура воздуха перед расходомером	tвз	°С	23,97975
Температура конденсата за РУ	t5	°С	68,86621
Температура воды за РУ	t6	°С	43,59666
Температура воды на выходе с РУ	Tвых	°С	43,464
Температура вода на входе в РУ	Tвх	°С	29,02397
Температура воды на входе в 5ю трубку	T_1	°С	41,25715
Температура воды на выходе из 4й трубки	T_2	°С	41,44665
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	0,06611
Энтальпия пара на входе в РУ	ip'	кДж/кг	2629,898
Энтальпия пара на выходе из РУ	ip''	кДж/кг	2619,013
Энтальпия конденсата	ik	кДж/кг	288,2685
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,385151
Тепловая мощность	Qw	кВт	23,45466
Расход конденсата на выходе	Gк	кг/с	0,009754
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,372734
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	15,72649
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000001
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,99905
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,056355
Температура насыщения НГ	tsнг	°С	68,66238
Температурный напор	Δtсрлог	°С	31,80
Коэффициент теплопередачи	K	Вт/(м²*К)	3756,70
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°С	59,65
Коэффициент теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м²*К)	13,26
Коэффициент теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м²*К)	11,68
	αсред/αсрН		1,14
Объёмная доля воздуха	V	%	0,00
	pв2	Па	47,26

## Режим № 3.10 без впрыска конденсата.

Таблица 5 – Результаты испытаний на режиме № 3.10

Температура ПВС за РУ	t9	°С	65,02
Давление пара перед расходомером	P1	кПа	116,751
Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	33,61486
Давление воздуха перед расходомером	Pвз	кПа	33,51727
Давление за КН	P4	кПа	144,4242
Давление Воды за РУ	P6	кПа	160,8704
<b>Давление ПВС за РУ</b>	<b>P3</b>	<b>кПа</b>	<b>28,54339</b>
Давление пара на входе в КП	P9	кПа	29,02132
Температура пара перед расходомером	t1	°С	102,3545
Температура ПВС перед РУ	t2	°С	71,43826
Температура воздуха перед расходомером	tвз	°С	27,53514
Температура конденсата за РУ	t5	°С	68,70124
Температура воды за РУ	t6	°С	44,33075
Температура воды на выходе с РУ	Tвых	°С	44,25188
Температура вода на входе в РУ	Tвх	°С	31,03404
Температура воды на входе в 5ю трубку	T_1	°С	42,39721
Температура воды на выходе из 4й трубки	T_2	°С	42,43303
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	0,065712
Энтальпия пара на входе в РУ	ip'	кДж/кг	2629,298
Энтальпия пара на выходе из РУ	ip''	кДж/кг	2617,551
Энтальпия конденсата	ik	кДж/кг	287,5775
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,384742
Тепловая мощность	Qw	кВт	21,37739
Расход конденсата на выходе	Gк	кг/с	0,008844
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,371716
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	15,88531
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000001
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,99904
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,056868
Температура насыщения НГ	tsнг	°С	68,13541
Температурный напор	Δtсрлог	°С	29,96
Коэффициент теплопередачи	K	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	3633,63
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°С	59,69
Коэффициент теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	12,89
Коэффициент теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	11,86
	αсред/αсрН		1,09
Объёмная доля воздуха	V	%	0,00
	pв2	Па	47,45

## Режим № 3.11 без впрыска конденсата.

Таблица 6 – Результаты испытаний на режиме № 3.11

Температура ПВС за РУ	t9	°C	65,54
Давление пара перед расходомером	P1	кПа	117,6667
Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	34,16236
Давление воздуха перед расходомером	Pвз	кПа	34,28424
Давление за КН	P4	кПа	144,1424
Давление Воды за РУ	P6	кПа	160,9012
<b>Давление ПВС за РУ</b>	<b>P3</b>	<b>кПа</b>	29,28745
Давление пара на входе в КП	P9	кПа	29,71718
Температура пара перед расходомером	t1	°C	102,6527
Температура ПВС перед РУ	t2	°C	71,91951
Температура воздуха перед расходомером	tвз	°C	27,61285
Температура конденсата за РУ	t5	°C	69,22909
Температура воды за РУ	t6	°C	44,03511
Температура воды на выходе с РУ	Tвых	°C	43,99088
Температура вода на входе в РУ	Tвх	°C	30,37349
Температура воды на входе в 5ю трубку	T_1	°C	42,05527
Температура воды на выходе из 4й трубки	T_2	°C	42,06231
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	0,066293
Энтальпия пара на входе в РУ	ip'	кДж/кг	2630,103
Энтальпия пара на выходе из РУ	ip''	кДж/кг	2618,44
Энтальпия конденсата	ik	кДж/кг	289,7885
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,384642
Тепловая мощность	Qw	кВт	21,95858
Расход конденсата на выходе	Gк	кг/с	0,009098
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,37118
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	15,6575
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000001
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,99905
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,057195
Температура насыщения НГ	tsнг	°C	68,69193
Температурный напор	Δtсрлог	°C	30,99
Коэффициент теплопередачи	K	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	3609,03
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°C	59,93
Коэффициент теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	12,76
Коэффициент теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	11,78
	αсред/αсрН		1,08
Объёмная доля воздуха	V	%	0,00
	pв2	Па	47,18

Результаты испытаний определения теплотехнических показателей стенда представлены в таблицах 7–10.

Таблица 7 – Результаты измерений и обработки испытаний для режимов с расходом пара 0,06 кг/с

Режим		°C	43,1	44,1	46,2	47,7	48,2	48,4
Температура стенки трубы	K1	°C	43,1	44,1	46,2	47,7	48,2	48,4
Температура стенки трубы	K2	°C	46,3	48,1	51,3	53,7	55,6	56,6
Температура стенки трубы	K3	°C	43,2	44,5	46,9	48,9	49,9	50,3
Температура стенки трубы	K4	°C	45,2	47,2	50,7	53,1	55,3	56,4
Температура стенки трубы	K5	°C	47,1	49,1	53,1	56,6	59,1	59,7
Температура стенки трубы	K6	°C	45,2	47,1	50,5	52,7	54,9	56,0
Температура стенки трубы	K7	°C	46,1	48,0	51,8	54,3	56,1	57,1
Температура стенки трубы	K8	°C	42,4	43,9	46,5	48,2	49,3	50,0
Температура стенки трубы	K9	°C	47,2	48,7	52,2	54,7	56,6	57,4
Температура стенки трубы	K10	°C	44,0	45,4	47,3	48,5	49,0	49,5
Температура стенки трубы	K11	°C	46,1	47,8	50,3	51,7	53,2	54,4
Температура стенки трубы	K12	°C	47,3	48,8	52,1	54,6	56,6	57,2
Температура стенки трубы	K13	°C	49,2	50,8	55,1	58,6	60,9	62,0
Температура стенки трубы	K14	°C	49,4	51,5	56,1	59,3	61,9	63,3
Температура стенки трубы	K15	°C	49,7	51,9	56,3	59,4	61,9	63,2
Температура стенки трубы	K16	°C	49,2	51,1	55,3	58,2	60,4	61,5
Температура воды на выходе с НВ	tnv	°C	33,4	31,4	31,5	32,8	33,2	35,6
Температура воды на входе в НВ	trv	°C	16,4	15,8	16,1	16,2	16,2	16,3
Температура ПВС за РУ	t9	°C	50,9	53,3	59,8	65,0	69,4	71,9
Перепад давл. на p-мере воды	Gw	кПа	31,4	31,5	31,5	31,4	31,4	31,4

## Продолжение таблицы 7

Давл. пара перед р-мером	P1	кПа	108,3	109,6	108,0	108,8	108,1	108,3
Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	21,7	22,8	27,8	34,2	40,7	45,2
Давл. в-ха перед р-мером	Pвз	кПа	22,2	24,5	36,9	52,4	70,3	82,4
Давл. Воды за РУ	P6	кПа	190,9	191,0	191,1	191,2	191,3	191,3
Давление ПВС за РУ	P9	кПа	13,5	15,4	22,2	29,3	37,0	42,1
Давление пара на входе в КП	P3	кПа	13,6	15,5	22,2	29,2	36,8	41,9
Т-ра пара перед р-мером	t1	°С	99,6	100,0	99,5	99,8	99,5	99,6
Т-ра ПВС перед РУ	t2	°С	61,4	62,6	66,3	70,2	73,9	76,2
Т-ра в-ха перед р-мером	tвз	°С	27,8	6,0	24,7	25,7	26,2	26,7
Т-ра конденсата за РУ	t5	°С	52,0	54,2	60,7	66,0	70,1	73,2
Т-ра воды за РУ	t6	°С	36,2	37,3	38,9	40,2	41,4	42,0
Температура неконденсирующихся газов на входе в НВ	tнг	°С	36,8	36,0	31,8	32,8	32,9	40,5
Температура воды на входе в градирню АТ2	T7	°С	27,5	27,9	27,6	27,7	27,8	28,1
Т-ра воды перед РУ	T8	°С	26,4	27,0	26,6	26,5	26,7	26,9
Давление неконденсирующихся газов	Pнг	кПа	7,6	7,6	11,5	14,7	19,4	23,1
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	0,0605	0,0612	0,0603	0,0608	0,0603	0,0605
Энтальпия пара на входе в РУ	ип'	кДж/кг	2613,1	2614,9	2620,7	2626,9	2632,8	2636,6
Энтальпия пара на выходе из РУ	ип''	кДж/кг	2592,8	2597,1	2608,5	2617,5	2625,1	2629,3
Энтальпия конденсата	ик	кДж/кг	217,6	227,0	254,2	276,3	293,3	306,3
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,3769	0,3772	0,3770	0,3767	0,3764	0,3762
Энтальпия воды перед РУ	ив'	кДж/кг	110,8	113,2	111,7	111,3	112,0	112,8

## Окончание таблицы 7

Энтальпия воды за РУ	iv"	кДж/кг	151,6	156,5	163,2	168,6	173,3	176,0
Тепловая мощность	Qw	кВт	15,40	16,33	19,42	21,58	23,08	23,79
Расход к-та на выходе	Gк	кг/с	0,0060	0,0064	0,0079	0,0090	0,0097	0,0100
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	30,3570	27,2662	19,0091	14,7526	11,7929	10,4708
<b>Расход воздуха</b>	<b>Gвз</b>	<b>кг/с</b>	<b>0,00001</b>	<b>0,00221</b>	<b>0,00323</b>	<b>0,00457</b>	<b>0,00613</b>	<b>0,00718</b>
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,9894	97,7402	96,7265	95,4819	94,0093	93,0795
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,0545	0,0548	0,0524	0,0518	0,0506	0,0504
Температурный напор	Pтр	кПа	13,60	15,46	22,21	29,25	36,82	41,95
Давление насыщения НГ	Pснг	кПа	13,6	15,1	21,5	27,9	34,6	39,0
Температура насыщения НГ	tsнг	°С	51,95	54,12	61,61	67,46	72,42	75,28
Температурный напор	Δtсрлог	°С	20,29	21,57	28,41	33,63	37,94	40,38
К-т теплопередачи	K	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	3865,01	3854,51	3480,27	3268,60	3098,96	2999,71
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°С	46,30	48,00	51,37	53,76	55,55	56,44
К-т теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	13,89	13,58	9,66	8,03	6,97	6,43
К-т теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	12,27					
$\alpha_{ср\text{ед}}/\alpha_{ср\text{Н}}$			<b>1,13</b>	<b>1,11</b>	<b>0,79</b>	<b>0,65</b>	<b>0,57</b>	<b>0,52</b>
$\rho\text{л}*\text{w}^2$			0,091	0,100	0,140	0,179	0,219	0,245
			41,93	37,36	25,26	19,46	15,21	13,42

Таблица 8 – Результаты измерений и обработки испытаний для режимов с расходом пара 0,078 кг/с

Режим			Расход пара 0,078 кг/с				
			47,7	47,9	49,5	51,9	
Температура стенки трубы	K1	°C	47,7	47,9	49,5	51,9	
Температура стенки трубы	K2	°C	52,5	52,9	55,2	58,3	
Температура стенки трубы	K3	°C	47,6	47,6	49,2	51,3	
Температура стенки трубы	K4	°C	50,3	51,2	52,9	56,0	
Температура стенки трубы	K5	°C	53,0	53,7	56,5	60,5	
Температура стенки трубы	K6	°C	50,7	51,1	53,5	56,6	
Температура стенки трубы	K7	°C	52,0	52,5	55,1	58,9	
Температура стенки трубы	K8	°C	47,3	47,8	49,7	52,5	
Температура стенки трубы	K9	°C	53,1	53,3	56,0	59,7	
Температура стенки трубы	K10	°C	49,5	49,7	51,4	53,8	
Температура стенки трубы	K11	°C	51,6	51,8	53,9	56,3	
Температура стенки трубы	K12	°C	52,9	53,3	55,9	59,4	
Температура стенки трубы	K13	°C	54,6	55,3	58,0	62,0	
Температура стенки трубы	K14	°C	55,4	56,1	59,1	63,1	
Температура стенки трубы	K15	°C	55,8	56,4	59,6	63,6	
Температура стенки трубы	K16	°C	55,0	55,6	58,5	62,7	
Температура воды на выходе с НВ	тнв	°C	28,3	28,6	27,7	28,3	
Температура воды на входе в НВ	тпв	°C	16,9	16,9	16,9	16,9	
Температура ПВС за РУ	t9	°C	57,1	58,4	62,6	68,2	
Перепад давл. на p-мере воды	Gw	кПа	31,1	31,1	31,1	31,1	
Давл. пара перед p-мером	P1	кПа	138,2	135,6	126,2	137,8	

Продолжение таблицы 8

Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	27,6	28,5	31,4	39,1
Давл. в-ха перед р-мером	Pвз	кПа	29,8	38,5	60,7	90,6
Давл. Воды за РУ	P6	кПа	193,8	193,8	193,8	193,9
Давление ПВС за РУ	P9	кПа	19,3	20,8	25,9	33,6
Давление пара на входе в КП	P3	кПа	18,1	19,5	24,7	32,5
Т-ра пара перед р-мером	t1	°C	107,6	107,1	104,9	107,5
Т-ра ПВС перед РУ	t2	°C	67,8	68,2	70,0	74,5
Т-ра в-ха перед р-мером	twз	°C	25,6	25,1	26,4	26,6
Т-ра конденсата за РУ	t5	°C	55,8	58,4	62,0	67,1
Т-ра воды за РУ	t6	°C	39,5	39,9	41,2	43,0
Температура неконденсирующихся газов на входе в НВ	tnг	°C	30,2	30,0	26,7	27,3
Температура воды на входе в градирню АТ2	T7	°C	27,9	28,3	28,6	28,9
Т-ра воды перед РУ	T8	°C	26,9	27,3	27,5	27,6
Давление неконденсирующихся газов	Png	кПа	5,7	9,0	11,6	14,7
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	0,0778	0,0764	0,0712	0,0776
Энтальпия пара на входе в РУ	ip'	кДж/кг	2624,3	2624,7	2627,1	2634,5
Энтальпия пара на выходе из РУ	ip''	кДж/кг	2603,8	2606,0	2613,4	2623,0
Энтальпия конденсата	ik	кДж/кг	233,8	244,7	259,5	281,0
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,3750	0,3748	0,3746	0,3744
Энтальпия воды перед РУ	iw'	кДж/кг	113,1	114,8	115,6	115,9
Энтальпия воды за РУ	iw''	кДж/кг	165,5	167,4	172,8	180,4
Тепловая мощность	Qw	кВт	19,62	19,74	21,42	24,14

## Окончание таблицы 8

Расход к-та на выходе	Gк	кг/с	0,0076	0,0078	0,0087	0,0099
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,33	1,33	1,33	1,33
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	28,0480	25,5607	19,4201	16,5648
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000010	0,003368	0,005293	0,007894
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,9918	97,2617	95,5018	93,9638
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,0702	0,0687	0,0625	0,0677
Температурный напор	Pтр	кПа	18,44	19,90	25,08	32,81
Давление насыщения НГ	Pснг	кПа	18,4	19,4	24,0	30,8
Температура насыщения НГ	tsнг	°С	58,31	59,35	64,01	69,73
Температурный напор	Δtотлог	°С	24,58	25,20	29,11	33,81
К-т теплопередачи	K	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	4065,82	3990,38	3748,11	3636,29
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°С	51,81	52,27	54,62	57,92
К-т теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	15,36	14,19	11,62	10,41
К-т теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	12,06			
	α <sub>сред</sub> /α <sub>срН</sub>		<b>1,27</b>	<b>1,18</b>	<b>0,96</b>	<b>0,86</b>
	ρп*w <sup>2</sup>		0,121	0,127	0,155	0,196
			47,65	41,42	29,20	26,92

Таблица 9 – Результаты измерений и обработки испытаний для режимов с расходом пара 0,083 кг/с

Режим			°C	Расход пара 0,083 кг/с				
				48,1	50,3	51,5	52,2	53,5
Температура стенки трубы	K1		°C	48,1	50,3	51,5	52,2	53,5
Температура стенки трубы	K2		°C	53,7	56,3	58,4	59,5	62,2
Температура стенки трубы	K3		°C	48,6	50,7	52,2	52,8	54,4
Температура стенки трубы	K4		°C	52,0	54,8	56,9	58,0	61,3
Температура стенки трубы	K5		°C	54,4	57,2	59,6	60,7	64,0
Температура стенки трубы	K6		°C	52,2	55,0	56,9	58,1	60,5
Температура стенки трубы	K7		°C	53,0	55,8	57,9	59,0	62,0
Температура стенки трубы	K8		°C	48,6	50,9	52,4	53,2	55,3
Температура стенки трубы	K9		°C	53,6	56,3	58,1	59,1	61,8
Температура стенки трубы	K10		°C	50,6	52,7	53,8	54,4	55,6
Температура стенки трубы	K11		°C	53,5	55,9	57,5	58,4	59,8
Температура стенки трубы	K12		°C	53,7	56,3	58,1	58,9	61,3
Температура стенки трубы	K13		°C	55,9	58,9	61,4	62,7	66,5
Температура стенки трубы	K14		°C	56,8	59,9	62,5	63,9	68,1
Температура стенки трубы	K15		°C	57,2	60,3	62,9	64,4	68,2
Температура стенки трубы	K16		°C	56,4	59,4	61,7	63,0	66,5
Температура воды на выходе с НВ	tнв		°C	38,5	38,4	37,7	37,3	37,6
Температура воды на входе в НВ	tрв		°C	16,5	16,6	16,6	16,5	16,6
Температура ПВС за РУ	t9		°C	59,2	63,1	66,8	68,9	75,0
Перепад давл. на р-мере воды	Gw		кПа	31,3	31,2	31,2	31,2	31,1
Давл. пара перед р-мером	P1		кПа	147,8	147,4	147,4	147,5	147,3

Продолжение таблицы 9

Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	29,6	32,9	36,9	39,7	50,5
Давл. в-ха перед р-мером	Pвз	кПа	31,4	36,9	46,5	53,3	81,7
Давл. Воды за РУ	P6	кПа	191,4	191,6	191,7	191,7	191,9
Давление ПВС за РУ	P9	кПа	20,7	25,1	30,3	33,7	46,1
Давление пара на входе в КП	P3	кПа	20,3	24,9	30,1	33,5	45,8
Т-ра пара перед р-мером	t1	°C	109,2	109,3	109,3	109,3	109,2
Т-ра ПВС перед РУ	t2	°C	69,2	71,3	73,6	75,2	80,1
Т-ра в-ха перед р-мером	twз	°C	24,0	21,4	27,3	28,6	28,7
Т-ра конденсата за РУ	t5	°C	59,7	63,5	67,1	69,3	75,5
Т-ра воды за РУ	t6	°C	40,1	42,2	43,1	43,7	45,3
Температура неконденсирующихся газов на входе в НВ	tnг	°C	42,3	44,5	44,8	44,7	45,5
Температура воды на входе в градирню АТ2	T7	°C	27,8	29,1	29,0	28,9	29,2
Т-ра воды перед РУ	T8	°C	26,9	28,0	27,8	27,7	28,0
Давление неконденсирующихся газов	Png	кПа	8,7	12,8	16,3	18,0	24,5
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	0,0826	0,0825	0,0826	0,0826	0,0824
Энтальпия пара на входе в РУ	ип'	кДж/кг	2626,7	2629,8	2633,5	2635,8	2643,4
Энтальпия пара на выходе из РУ	ип''	кДж/кг	2607,5	2614,2	2620,6	2624,2	2634,6
Энтальпия конденсата	ик	кДж/кг	250,0	265,9	281,0	290,1	316,2
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,3756	0,3754	0,3750	0,3749	0,3744
Энтальпия воды перед РУ	ив'	кДж/кг	112,8	117,6	116,6	116,2	117,5
Энтальпия воды за РУ	ив''	кДж/кг	168,1	176,8	180,8	183,0	190,0
Тепловая мощность	Qw	кВт	20,78	22,21	24,07	25,04	27,11

## Окончание таблицы 9

Расход к-та на выходе	Gк	кг/с	0,0081	0,0089	0,0098	0,0103	0,0114
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	27,8138	23,1766	19,4488	17,5913	13,1048
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,000010	0,003248	0,004050	0,004634	0,007099
Объёмная доля пара на входе	εвп1	%	99,9922	97,5526	96,9833	96,5737	94,8609
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,0745	0,0736	0,0727	0,0723	0,0711
Температурный напор	Pтр	кПа	20,39	24,95	30,15	33,58	45,86
Давление насыщения НГ	Pснг	кПа	20,4	24,3	29,2	32,4	43,5
Температура насыщения НГ	tsнг	°С	60,47	64,37	68,51	70,89	77,89
Температурный напор	Δtсрлог	°С	26,44	28,69	32,46	34,62	40,61
К-т теплопередачи	K	Вт/(м²*К)	4002,77	3941,63	3777,03	3684,02	3399,46
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°С	53,02	55,67	57,61	58,64	61,31
К-т теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м²*К)	14,20	13,00	11,24	10,41	8,33
К-т теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м²*К)	11,86				
	αсред/αсрН		<b>1,20</b>	<b>1,10</b>	<b>0,95</b>	<b>0,88</b>	<b>0,70</b>
			0,133	0,157	0,187	0,206	0,271
	ρп*w²		51,49	42,22	35,32	31,83	23,26

Таблица 10 – Результаты измерений и обработки испытаний для режимов с расходом пара 0,091 кг/с

Режим		°С	Расход пара 0,091 кг/с												
			48,2	48,3	48,3	48,9	49,3	49,7	49,2	48,3	53,6	53,5			
Температура стенки трубы	K1	°С	48,2	48,3	48,3	48,9	49,3	49,7	49,2	48,3	53,6	53,5	53,2	53,0	52,9
Температура стенки трубы	K2	°С	53,6	53,5	48,3	48,9	49,3	55,3	54,5	53,5	53,6	53,5	59,6	59,6	60,4
Температура стенки трубы	K3	°С	48,3	48,2	48,3	48,9	49,3	49,7	49,2	48,3	48,3	53,2	53,2	51,9	
Температура стенки трубы	K4	°С	51,6	51,4	51,6	52,5	53,0	53,0	52,5	51,4	51,6	58,5	58,5	57,9	
Температура стенки трубы	K5	°С	54,2	54,0	54,2	55,2	55,9	55,9	55,2	54,0	54,2	60,6	60,6	61,3	
Температура стенки трубы	K6	°С	52,2	52,1	52,2	53,1	53,5	53,5	53,1	52,1	52,2	57,7	57,7	57,9	
Температура стенки трубы	K7	°С	53,1	52,8	53,1	54,0	54,7	54,7	54,0	52,8	53,1	59,2	59,2	59,5	
Температура стенки трубы	K8	°С	48,7	48,8	48,7	49,6	50,2	50,2	49,6	48,7	48,8	53,8	53,8	53,1	
Температура стенки трубы	K9	°С	53,4	53,2	53,4	54,4	55,2	55,2	54,4	53,4	53,2	59,7	59,7	59,9	
Температура стенки трубы	K10	°С	50,9	51,1	50,9	52,0	52,7	52,7	52,0	50,9	51,1	56,2	56,2	55,3	
Температура стенки трубы	K11	°С	53,4	53,3	53,4	54,1	54,7	54,7	54,1	53,4	53,3	58,2	58,2	58,6	
Температура стенки трубы	K12	°С	53,7	53,2	53,7	54,4	55,1	55,1	54,4	53,7	53,2	59,4	59,4	59,9	
Температура стенки трубы	K13	°С	55,7	55,5	55,7	56,7	57,2	57,2	56,7	55,7	55,5	62,1	62,1	62,6	
Температура стенки трубы	K14	°С	56,6	56,5	56,6	57,6	58,1	58,1	57,6	56,6	56,5	63,5	63,5	64,2	
Температура стенки трубы	K15	°С	57,2	56,9	57,2	58,1	58,6	58,6	58,1	56,9	56,9	63,8	63,8	64,7	
Температура стенки трубы	K16	°С	56,3	56,0	56,3	57,3	57,8	57,8	57,3	56,0	56,0	62,5	62,5	63,3	
Температура воды на выходе с НВ	t <sub>нв</sub>	°С	36,1	32,6	36,1	32,1	32,6	32,6	32,1	32,6	32,6	31,0	31,0	28,6	
Температура воды на входе в НВ	t <sub>рв</sub>	°С	17,0	16,9	17,0	16,7	16,9	16,9	16,7	16,9	16,9	16,8	16,8	16,8	
Температура ПВС за РУ	t <sub>9</sub>	°С	57,8	58,2	57,8	59,4	60,2	60,2	59,4	58,2	58,2	67,1	67,1	69,0	
Перепад давл. на р-мере воды	Gw	кПа	24,9	31,7	24,9	31,6	31,5	31,5	31,6	31,7	31,6	31,3	31,3	31,3	
Давл. пара перед р-мером	P1	кПа	164,6	161,6	164,6	162,7	162,6	162,6	162,7	161,6	161,6	160,3	160,3	163,1	

Продолжение таблицы 10

Давление ПВС перед РУ	P2	кПа	30,6	30,7	31,5	32,0	38,4	41,4
Давл. в-ха перед р-мером	Pвз	кПа	33,2	33,6	35,4	36,7	66,3	82,1
Давл. Воды за РУ	P6	кПа	170,2	193,2	193,4	193,5	193,8	193,5
Давление ПВС за РУ	P9	кПа	19,7	20,3	21,5	22,2	31,3	34,4
Давление пара на входе в КП	P3	кПа	18,9	19,3	20,6	21,3	30,4	33,7
T-ра пара перед р-мером	t1	°C	112,9	112,5	112,7	112,6	112,2	112,7
T-ра ПВС перед РУ	t2	°C	70,5	70,5	71,0	71,3	74,9	76,4
T-ра в-ха перед р-мером	tвз	°C	32,0	20,2	14,2	13,0	26,2	26,1
T-ра конденсата за РУ	t5	°C	56,8	57,1	58,1	58,9	65,3	68,7
T-ра воды за РУ	t6	°C	41,1	41,9	42,3	42,6	44,7	42,5
Температура неконденсирующихся газов на входе в НВ	tнг	°C	38,5	37,2	37,3	38,5	35,3	28,3
Температура воды на входе в градирню АГ2	T7	°C	28,6	30,4	30,7	31,1	30,7	26,8
T-ра воды перед РУ	T8	°C	28,0	29,3	29,7	30,0	29,4	25,2
Давление неконденсирующихся газов	Pнг	кПа	8,0	7,8	8,4	9,0	14,1	14,5
Расход пара на входе в РУ	Gп	кг/с	0,0923	0,0908	0,0915	0,0914	0,0901	0,0915
Энтальпия пара на входе в РУ	ип'	кДж/кг	2629,3	2629,2	2630,0	2630,5	2635,7	2638,1
Энтальпия пара на выходе из РУ	ип''	кДж/кг	2605,0	2605,7	2607,8	2609,1	2621,1	2624,5
Энтальпия конденсата	ик	кДж/кг	237,7	239,1	243,3	246,6	273,4	287,5
Расход воды на РУ	Gw	кг/с	0,3349	0,3782	0,3776	0,3766	0,3758	0,3758
Энтальпия воды перед РУ	ив'	кДж/кг	117,7	123,1	124,8	125,8	123,5	105,7
Энтальпия воды за РУ	ив''	кДж/кг	172,4	175,7	177,1	178,5	187,2	178,0

## Окончание таблицы 10

Тепловая мощность	Qw	кВт	18,31	19,88	19,76	19,84	23,93	27,17
Расход к-та на выходе	Gк	кг/с	0,0068	0,0075	0,0075	0,0076	0,0096	0,0111
Скорость воды в трубах	Vw	м/с	1,19	1,35	1,34	1,34	1,34	1,34
Скорость пара в узком сечении	Wп	м/с	32,5	31,2	29,7	28,8	20,6	19,1
Расход воздуха	Gвз	кг/с	0,00001	0,00296	0,00315	0,00327	0,00579	0,00716
Объёмная доля пара на входе	εпл1	%	99,99	97,94	97,83	97,75	96,08	95,27
Расход пара на выходе	Gпвых	кг/с	0,0855	0,0833	0,0840	0,0838	0,0804	0,0804
Температурный напор	Pтр	кПа	19,14	19,61	20,88	21,60	30,67	33,87
Давление насыщения НГ	Pснг	кПа	19,1	19,2	20,4	21,1	29,5	32,3
Температура насыщения НГ	tsнг	°С	59,11	59,19	60,51	61,24	68,68	70,78
Температурный напор	Δtерлог	°С	23,94	22,99	23,98	24,42	31,02	36,28
К-т теплопередачи	K	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	3895	4403	4198	4138	3929	3815
Средняя температура стенки труб	Tст.ср	°С	52,94	52,82	53,85	54,44	58,83	58,96
К-т теплоотдачи средний	αсред	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	15,10	15,89	15,11	14,87	12,37	11,71
К-т теплоотдачи по Нуссельту	αсрН	кВт/(м <sup>2</sup> *К)	12,27					
	αсред/αсрН		<b>1,23</b>	<b>1,29</b>	<b>1,23</b>	<b>1,21</b>	<b>1,01</b>	<b>0,95</b>
	ρп*w <sup>2</sup>		0,125	0,126	0,133	0,138	0,188	0,205
			66,37	61,17	58,80	56,89	39,89	37,49

## **ПРИЛОЖЕНИЕ В**

Таблица 1 – Исходные данные

Расход пара в конденсатор, кг/с	$G_{п}$	91,7
Расход газа в конденсатор, кг/с	$G_{воз} 0,1\%$	0,0000001
Скорость воды, м/с	$W_{в}$	2
Температура воды вх, °С	$t_{в вх}$	15
Давление смеси в конденсаторе, кПа	$P_{п}$	4,8
<b>Скорость пара в узком сечении, м/с</b>	<b><math>W_{п}</math></b>	<b>30</b>
Наружный диаметр теплообменной трубки, м	$d_{н}$	0,028
Внутренний диаметр теплообменной трубки, м	$d_{вн}$	0,026
Шаг треугольной разбивки, м	$S$	0,035
Теплопроводность труб латунь, Вт/м*К	$\lambda_{лат}$	106
<b>Результаты расчета</b>		<b>длина, м</b>
		<b>17,7</b>
Расход воды суммарный через трубки, кг/с	$\Sigma G_{воды}$	4681,92
Общее число труб	$\Sigma n$	4419,43
Площадь теплообменной поверхности суммарная, м <sup>2</sup>	$\Sigma F$	6877,44
Теплосъем группы труб суммарный, МВт	$\Sigma Q$	222,37
Количество остаточного пара, %	$G_{п ост}$	0,01
Разность температур стенки и воды в последнем ряду, С	$t_{ст}-t_{в ср}$	4,646
<b>Критерий завершения расчета:</b>	<b><math>G_{п ост}</math></b>	<b>0,0105443</b>

Таблица 2

Трубы	латунь	λ,Вт/мК	106	wn,м/с	30	lгр,м	17,7	tw вх	15									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
		1 ряд	2 ряд	3 ряд	4 ряд	5 ряд	6 ряд	7 ряд	8 ряд	9 ряд	10 ряд	11 ряд	12 ряд	13 ряд	14 ряд	15 ряд	16 ряд	17 ряд
Расход пара в конденсатор, кг/с	Gп	91,700	76,503	63,827	53,254	44,434	37,077	30,940	25,819	21,547	17,983	15,010	12,528	10,458	8,730	7,288	6,085	5,080
Расход газа в конденсатор, кг/с	Gвоз 0,1%	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001
Скорость воды, м/с	Wв	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Температура воды вх, °С	tw вх	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Давление смеси в конденсаторе, кПа	Pп	4,8	4,788759604	4,777537204	4,766332783	4,755146327	4,743977819	4,732827245	4,721694589	4,710579835	4,699482969	4,688403975	4,677342837	4,66629954	4,655274069	4,644266408	4,633276543	4,622304456
Скорость пара в узком сечении, м/с	Wп	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Наружный диаметр теплообменной трубки, м	dn	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
Внутренний диаметр теплообменной трубки, м	dвн	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026
Шаг треугольной разбивки, м	S	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
	t в ср	20,741	20,727	20,713	20,699	20,686	20,672	20,658	20,644	20,631	20,617	20,603	20,589	20,575	20,562	20,548	20,534	20,520
Длина трубы, м	l	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7
tст-tw ср, С		5,2497	5,2381	5,2265	5,2148	5,2032	5,1915	5,1798	5,1682	5,1565	5,1447	5,1330	5,1213	5,1095	5,0978	5,0860	5,0742	5,0624
<b>Расчет теплоотдачи от ПГС к стенке трубы</b>																		
Температура насыщения пара при Pпарц, °С	Ts1	32,1509	32,1094	32,0678	32,0263	31,9848	31,9432	31,9016	31,8600	31,8184	31,7767	31,7351	31,6934	31,6517	31,6100	31,5682	31,5265	31,4847
Плотность пара, кг/м³	ρп	0,0341	0,0340	0,0340	0,0339	0,0338	0,0337	0,0337	0,0336	0,0335	0,0334	0,0334	0,0333	0,0332	0,0331	0,0331	0,0330	0,0329
Плотность воздуха, кг/м³	ρвозд	0,0548	0,0547	0,0545	0,0544	0,0543	0,0542	0,0541	0,0539	0,0538	0,0537	0,0536	0,0535	0,0533	0,0532	0,0531	0,0530	0,0529
Объемный расход пара, м³/с	Vп	2688,7910	2248,1414	1879,7941	1571,8731	1314,4549	1099,2472	919,3206	768,8843	643,0991	537,9205	449,9686	376,4183	314,9083	263,4649	220,4385	184,4499	154,3464
Объемный расход воздуха, м³/с	Vвз	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Суммарный расход смеси объемный, м³/с	VΣ	2688,7910	2248,1414	1879,7941	1571,8731	1314,4549	1099,2472	919,3206	768,8843	643,0991	537,9205	449,9686	376,4183	314,9083	263,4649	220,4385	184,4499	154,3464
	Pпарц	4,8000	4,7888	4,7775	4,7663	4,7551	4,7440	4,7328	4,7217	4,7106	4,6995	4,6884	4,6773	4,6663	4,6553	4,6443	4,6333	4,6223
	плот смеси	0,0341	0,0340	0,0340	0,0339	0,0338	0,0337	0,0337	0,0336	0,0335	0,0334	0,0334	0,0333	0,0332	0,0331	0,0331	0,0330	0,0329
Парц давл пара	Pпарц	4,8000	4,7888	4,7775	4,7663	4,7551	4,7440	4,7328	4,7217	4,7106	4,6995	4,6884	4,6773	4,6663	4,6553	4,6443	4,6333	4,6223
Температура насыщения пара при Pпарц, °С	Ts1	32,1509	32,1094	32,0678	32,0263	31,9848	31,9432	31,9016	31,8600	31,8184	31,7767	31,7351	31,6934	31,6517	31,6100	31,5682	31,5265	31,4847
		0,0341	0,0341	0,0340	0,0339	0,0338	0,0338	0,0337	0,0336	0,0335	0,0335	0,0334	0,0333	0,0332	0,0332	0,0331	0,0330	0,0329
		0,0341	0,0341	0,0340	0,0339	0,0338	0,0338	0,0337	0,0336	0,0335	0,0335	0,0334	0,0333	0,0332	0,0332	0,0331	0,0330	0,0329
	сред(Ts1;tст)	29,0706	29,0372	29,0038	28,9703	28,9368	28,9033	28,8698	28,8363	28,8027	28,7691	28,7355	28,7019	28,6683	28,6346	28,6010	28,5673	28,5336
Удельный объем пара, м³/кг	Vп	29,2900	29,3548	29,4199	29,4851	29,5506	29,6162	29,6820	29,7481	29,8143	29,8807	29,9473	30,0142	30,0812	30,1484	30,2158	30,2835	30,3513
Плотность конденсата, кг/м³	ρк	995,8788	995,8886	995,8984	995,9082	995,9180	995,9278	995,9376	995,9474	995,9572	995,9670	995,9767	995,9865	995,9963	996,0060	996,0158	996,0255	996,0353
Теплота фазового перехода, Дж/кг	r	2424724,3944	2424823,1265	2424921,8990	2425020,7120	2425119,5655	2425218,4597	2425317,3945	2425416,3700	2425515,3863	2425614,4435	2425713,5415	2425812,6805	2425911,8605	2426011,0816	2426110,3438	2426209,6472	2426308,9919
Динамическая вязкость конденсата, Па*с	μк	0,000813	0,000814	0,000815	0,000815	0,000816	0,000816	0,000817	0,000817	0,000818	0,000819	0,000819	0,000820	0,000820	0,000821	0,000822	0,000822	0,000823
Теплопроводность конденсата, Вт/м*К	λк	0,6136	0,6135	0,6135	0,6135	0,6134	0,6134	0,6133	0,6133	0,6132	0,6132	0,6131	0,6131	0,6130	0,6130	0,6129	0,6129	0,6128
Температура стенки, С	tст	25,9904	25,9650	25,9397	25,9143	25,8889	25,8634	25,8380	25,8125	25,7870	25,7615	25,7360	25,7105	25,6849	25,6593	25,6337	25,6081	25,5824
Ts-tст, С	Δt	6,1605	6,1443	6,1282	6,1120	6,0959	6,0798	6,0636	6,0475	6,0313	6,0152	5,9991	5,9829	5,9668	5,9507	5,9345	5,9184	5,9023
Коэффициент теплоотдачи от неподвижного пара	αнп нусс	5415,4511	5417,7846	5420,1277	5422,4802	5424,8422	5427,2135	5429,5942	5431,9841	5434,3832	5436,7914	5439,2086	5441,6346	5444,0694	5446,5129	5448,9648	5451,4251	5453,8935
Число Nu для пара	Nu	247,1203	247,2466	247,3734	247,5006	247,6283	247,7564	247,8850	248,0141	248,1437	248,2737	248,4041	248,5350	248,6664	248,7982	248,9304	249,0630	249,1960
Параметр П	П	0,1122	0,1120	0,1117	0,1115	0,1112	0,1110	0,1107	0,1105	0,1102	0,1100	0,1097	0,1095	0,1092	0,1090	0,1088	0,1085	0,1083

Кинематическая вязкость пара, м <sup>2</sup> /с	vp	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003
Объемная концентрация воздуха в паре	vb	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Объемная концентрация воздуха в паре, %		0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Теплопроводность воздуха, Вт/м*К	λвозд	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Дин вязкость		1,88931E-05	1,88913E-05	1,88896E-05	1,88879E-05	1,88861E-05	1,88844E-05	1,88826E-05	1,88809E-05	1,88791E-05	1,88774E-05	1,88756E-05	1,88739E-05	1,88721E-05	1,88704E-05	1,88686E-05	1,88669E-05	1,88651E-05
Кинемат вязкость		0,000345	0,000346	0,000346	0,000347	0,000348	0,000349	0,000349	0,000350	0,000351	0,000352	0,000352	0,000353	0,000354	0,000355	0,000355	0,000356	0,000357
Коэффициент теплоотдачи воздуха	αвозд	36,80	36,75	36,71	36,66	36,61	36,57	36,52	36,47	36,42	36,38	36,33	36,28	36,24	36,19	36,14	36,10	36,05
	<i>αвозд/αNu</i>	<b>0,006796</b>	<b>0,006784</b>	<b>0,006772</b>	<b>0,006761</b>	<b>0,006749</b>	<b>0,006737</b>	<b>0,006726</b>	<b>0,006714</b>	<b>0,006703</b>	<b>0,006691</b>	<b>0,006679</b>	<b>0,006668</b>	<b>0,006656</b>	<b>0,006645</b>	<b>0,006633</b>	<b>0,006622</b>	<b>0,006610</b>
Отношение α/αNu	α/αNu	1,0827	1,0825	1,0823	1,0821	1,0819	1,0817	1,0814	1,0812	1,0810	1,0808	1,0806	1,0803	1,0801	1,0799	1,0796	1,0794	1,0792
	<i>α/αNu+αвозд/αNu</i>	1,0827	1,0825	1,0823	1,0821	1,0819	1,0817	1,0814	1,0812	1,0810	1,0808	1,0806	1,0803	1,0801	1,0799	1,0796	1,0794	1,0792
Отношение α/αNu	α/αNu	1,0827	1,0825	1,0823	1,0821	1,0819	1,0817	1,0814	1,0812	1,0810	1,0808	1,0806	1,0803	1,0801	1,0799	1,0796	1,0794	1,0792
Коэффициент теплоотдачи пара, Вт/м <sup>2</sup> *К	αп-вз	5863,31	5864,71	5866,12	5867,53	5868,94	5870,35	5871,75	5873,16	5874,57	5875,97	5877,36	5878,75	5880,14	5881,51	5882,88	5884,23	5885,58
Скорость воды, м/с	Wв	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Давление воды на входе, кПа	Pв	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
Теплопроводность воды, Вт/м*К	λв	0,6007	0,6007	0,6006	0,6006	0,6006	0,6006	0,6006	0,6005	0,6005	0,6005	0,6005	0,6004	0,6004	0,6004	0,6004	0,6004	0,6003
Теплоемкость воды, Дж/кг	Ср	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778
Прандль воды Pr	Pr	6,8475	6,8500	6,8526	6,8551	6,8577	6,8602	6,8628	6,8654	6,8679	6,8705	6,8731	6,8756	6,8782	6,8808	6,8834	6,8860	6,8886
Кинематическая вязкость воды, м <sup>2</sup> /с	ν	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099
Плотность воды, кг/м <sup>3</sup>	ρw	998,1867	998,1896	998,1926	998,1955	998,1985	998,2014	998,2044	998,2073	998,2102	998,2132	998,2161	998,2191	998,2220	998,2249	998,2279	998,2308	998,2338
Число Рейнольдса	Re	52772,0185	52754,6296	52737,2344	52719,8327	52702,4242	52685,0085	52667,5855	52650,1548	52632,7160	52615,2688	52597,8128	52580,3477	52562,8729	52545,3881	52527,8928	52510,3864	52492,8684
Коэффициент трения по Филоненко	ξ	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207
Дин. вяз-ть воды, Па*с	μв	0,00098	0,00098	0,00098	0,00098	0,00098	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099
Дин. вяз-ть стенки, Па*с	μст	0,00087	0,00087	0,00087	0,00087	0,00087	0,00087	0,00087	0,00087	0,00087	0,00087	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088
Число Нуссельта по воде	Nu в	343,8773	343,8287	343,7800	343,7313	343,6826	343,6338	343,5850	343,5361	343,4872	343,4383	343,3893	343,3402	343,2912	343,2420	343,1928	343,1436	343,0943
Коэффициент теплоотдачи от воды Вт/м <sup>2</sup> *К	αв	7944,7920	7943,3721	7941,9513	7940,5295	7939,1067	7937,6828	7936,2579	7934,8318	7933,4046	7931,9763	7930,5467	7929,1159	7927,6839	7926,2505	7924,8157	7923,3796	7921,9420
Теплопроводность труб латунь, Вт/м*К	λлат	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106
Термическое сопротивление стенки, м <sup>2</sup> *К/Вт	Ret	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup> *К	K	3165,650	3165,817	3165,984	3166,150	3166,317	3166,483	3166,649	3166,813	3166,977	3167,139	3167,299	3167,457	3167,612	3167,765	3167,914	3168,060	3168,201
Температура стенки, С	tст	25,990	25,965	25,940	25,914	25,889	25,863	25,838	25,813	25,787	25,762	25,736	25,710	25,685	25,659	25,634	25,608	25,582
		1,013550112	1,0135237	1,013497251	1,013470765	1,013444241	1,013417679	1,013391077	1,013364436	1,013337753	1,013311029	1,013284263	1,013257453	1,013230599	1,013203699	1,013176753	1,013149759	1,013122716
Длина теплообменных труб,	L	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7
Площадь поверхности теплообменной трубы, м <sup>2</sup>	f	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184
Площадь узкого сечения, м <sup>2</sup>	fсеч	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239
Расход воды по одной трубки, кг/с	Gw1	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059
Теплоемкость потока ЭГ, Вт/К	W	4436,831	4436,844	4436,857	4436,870	4436,883	4436,896	4436,909	4436,922	4436,935	4436,949	4436,962	4436,975	4436,988	4437,001	4437,014	4437,027	4437,040
Суммарная площадь проходного сечения	м2	89,626	74,938	62,660	52,396	43,815	36,642	30,644	25,629	21,437	17,931	14,999	12,547	10,497	8,782	7,348	6,148	5,145
<b>Число труб в участке</b>	<b>n</b>	<b>723,377</b>	<b>604,827</b>	<b>505,729</b>	<b>422,888</b>	<b>353,633</b>	<b>295,735</b>	<b>247,329</b>	<b>206,856</b>	<b>173,016</b>	<b>144,719</b>	<b>121,057</b>	<b>101,269</b>	<b>84,721</b>	<b>70,881</b>	<b>59,305</b>	<b>49,623</b>	<b>41,524</b>
Суммарная площадь теплообменной поверхности	fΣ	1125,707	941,222	787,007	658,091	550,318	460,218	384,889	321,906	269,244	225,209	188,387	157,594	131,842	110,304	92,290	77,223	64,620
Параметр ω	ω	1,110	1,110	1,110	1,110	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111
Эффективность участка	ε	0,669	0,669	0,669	0,669	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670
Теплосъем группы труб, Вт	Q	36849276,187	30736647,418	25639002,732	21387660,404	17841993,263	14884759,765	12418212,500	10360854,628	8644736,302	7213201,158	6019007,896	5022764,495	4191623,005	3498191,508	2919627,122	2436879,881	2034062,388



## Продолжение таблицы 2

Трубы	латунь																	
		18 ряд	19 ряд	20 ряд	21 ряд	22 ряд	23 ряд	24 ряд	25 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд
Расход пара в конденсатор, кг/с	Gп	4,242	3,542	2,958	2,470	2,063	1,723	1,439	1,202	1,005	0,839	0,701	0,586	0,490	0,409	0,342	0,286	0,239
Расход газа в конденсатор, кг/с	Gвоз 0,1%	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001
Скорость воды, м/с	Wв	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Температура воды вх, °С	tw вх	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Давление смеси в конденсаторе, кПа	Pп	4,611350134	4,60041356	4,58949472	4,578593598	4,567710178	4,556844446	4,545996385	4,535165981	4,524353217	4,51355808	4,502780552	4,49202062	4,481278267	4,470553477	4,459846237	4,44915653	4,43848434
Скорость пара в узком сечении, м/с	Wп	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Наружный диаметр теплообменной трубки, м	dn	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
Внутренний диаметр теплообменной трубки, м	dвн	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026
Шаг треугольной разбивки, м	S	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
	t в ср	20,506	20,492	20,478	20,464	20,450	20,437	20,423	20,409	20,395	20,381	20,367	20,353	20,339	20,324	20,310	20,296	20,282
Длина трубы, м	l	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7
tст-tw ср, С		5,0506	5,0388	5,0269	5,0151	5,0032	4,9913	4,9794	4,9674	4,9555	4,9435	4,9315	4,9195	4,9074	4,8953	4,8832	4,8711	4,8589
<b>Расчет теплоотдачи от ПГС к стенке трубы</b>																		
Температура насыщения пара при Pпарц, °С	Ts1	31,4429	31,4011	31,3593	31,3174	31,2756	31,2337	31,1918	31,1499	31,1079	31,0660	31,0240	30,9820	30,9400	30,8980	30,8559	30,8139	30,7718
Плотность пара, кг/м³	ρп	0,0328	0,0328	0,0327	0,0326	0,0325	0,0325	0,0324	0,0323	0,0323	0,0322	0,0321	0,0320	0,0320	0,0319	0,0318	0,0318	0,0317
Плотность воздуха, кг/м³	ρвозд	0,0528	0,0526	0,0525	0,0524	0,0523	0,0522	0,0520	0,0519	0,0518	0,0517	0,0516	0,0515	0,0513	0,0512	0,0511	0,0510	0,0509
Объемный расход пара, м³/с	Vп	129,1642	108,0976	90,4728	75,7268	63,3886	53,0644	44,4249	37,1947	31,1436	26,0789	21,8395	18,2907	15,3198	12,8326	10,7500	9,0062	7,5460
Объемный расход воздуха, м³/с	Vвз	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Суммарный расход смеси объемный, м³/с	VΣ	129,1642	108,0976	90,4728	75,7268	63,3886	53,0644	44,4249	37,1947	31,1436	26,0789	21,8395	18,2907	15,3198	12,8326	10,7500	9,0062	7,5460
	Pпарц	4,6114	4,6004	4,5895	4,5786	4,5677	4,5568	4,5460	4,5352	4,5244	4,5136	4,5028	4,4920	4,4813	4,4706	4,4598	4,4492	4,4385
	плот смеси	0,0328	0,0328	0,0327	0,0326	0,0325	0,0325	0,0324	0,0323	0,0323	0,0322	0,0321	0,0320	0,0320	0,0319	0,0318	0,0318	0,0317
Парц давл пара	Pпарц	4,6114	4,6004	4,5895	4,5786	4,5677	4,5568	4,5460	4,5352	4,5244	4,5136	4,5028	4,4920	4,4813	4,4706	4,4598	4,4492	4,4385
Температура насыщения пара при Pпарц, °С	Ts1	31,4429	31,4011	31,3593	31,3174	31,2756	31,2337	31,1918	31,1499	31,1079	31,0660	31,0240	30,9820	30,9400	30,8980	30,8559	30,8139	30,7718
		0,0329	0,0328	0,0327	0,0327	0,0326	0,0325	0,0324	0,0324	0,0323	0,0322	0,0321	0,0321	0,0320	0,0319	0,0319	0,0318	0,0317
		0,0329	0,0328	0,0327	0,0327	0,0326	0,0325	0,0324	0,0324	0,0323	0,0322	0,0321	0,0321	0,0320	0,0319	0,0319	0,0318	0,0317
	сред(Ts1;tст)	28,4998	28,4661	28,4323	28,3985	28,3646	28,3308	28,2969	28,2630	28,2290	28,1951	28,1611	28,1270	28,0930	28,0589	28,0247	27,9906	27,9564
Удельный объем пара, м³/кг	Vп	30,4193	30,4875	30,5560	30,6246	30,6935	30,7626	30,8318	30,9013	30,9710	31,0409	31,1110	31,1813	31,2519	31,3226	31,3936	31,4648	31,5362
Плотность конденсата, кг/м³	ρк	996,0450	996,0548	996,0645	996,0742	996,0840	996,0937	996,1034	996,1131	996,1229	996,1326	996,1423	996,1520	996,1617	996,1714	996,1811	996,1909	996,2006
Теплота фазового перехода, Дж/кг	r	2426408,3779	2426507,8052	2426607,2740	2426706,7843	2426806,3362	2426905,9297	2427005,5650	2427105,2420	2427204,9608	2427304,7216	2427404,5243	2427504,3692	2427604,2562	2427704,1854	2427804,1570	2427904,1710	2428004,2276
Динамическая вязкость конденсата, Па*с	μк	0,000823	0,000824	0,000825	0,000825	0,000826	0,000827	0,000827	0,000827	0,000828	0,000828	0,000829	0,000830	0,000830	0,000831	0,000831	0,000832	0,000833
Теплопроводность конденсата, Вт/м*К	λк	0,6128	0,6127	0,6127	0,6126	0,6126	0,6125	0,6125	0,6124	0,6124	0,6123	0,6123	0,6122	0,6122	0,6121	0,6121	0,6120	0,6120
Температура стенки, С	tст	25,5567	25,5310	25,5053	25,4795	25,4537	25,4278	25,4020	25,3761	25,3501	25,3241	25,2981	25,2720	25,2459	25,2198	25,1936	25,1673	25,1410
Ts-tст, С	Δt	5,8862	5,8701	5,8540	5,8380	5,8219	5,8059	5,7898	5,7738	5,7578	5,7418	5,7259	5,7100	5,6941	5,6782	5,6623	5,6465	5,6308
Коэффициент теплоотдачи от неподвижного пара	αнп нусс	5456,3698	5458,8539	5461,3454	5463,8443	5466,3500	5468,8625	5471,3813	5473,9061	5476,4365	5478,9721	5481,5125	5484,0572	5486,6056	5489,1572	5491,7114	5494,2676	5496,8250
Число Nu для пара	Nu	249,3295	249,4633	249,5976	249,7322	249,8672	250,0025	250,1382	250,2742	250,4105	250,5470	250,6839	250,8210	250,9583	251,0958	251,2335	251,3713	251,5093
Параметр П	П	0,1080	0,1078	0,1075	0,1073	0,1071	0,1068	0,1066	0,1063	0,1061	0,1059	0,1056	0,1054	0,1051	0,1049	0,1047	0,1044	0,1042

Кинематическая вязкость пара, м <sup>2</sup> /с	vp	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003
Объемная концентрация воздуха в паре	vv	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Объемная концентрация воздуха в паре, %		0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Теплопроводность воздуха, Вт/м*К	λвозд	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Дин вязкость		1,88634E-05	1,88616E-05	1,88599E-05	1,88581E-05	1,88563E-05	1,88546E-05	1,88528E-05	1,88511E-05	1,88493E-05	1,88475E-05	1,88458E-05	1,8844E-05	1,88422E-05	1,88405E-05	1,88387E-05	1,88369E-05	1,88352E-05
Кинемат вязкость		0,000358	0,000358	0,000359	0,000360	0,000361	0,000361	0,000362	0,000363	0,000364	0,000365	0,000365	0,000366	0,000367	0,000368	0,000369	0,000369	0,000370
Коэффициент теплоотдачи воздуха	αвозд	36,00	35,96	35,91	35,86	35,82	35,77	35,72	35,68	35,63	35,58	35,54	35,49	35,44	35,40	35,35	35,31	35,26
	<i>αвозд/αNu</i>	<b>0,006598</b>	<b>0,006587</b>	<b>0,006575</b>	<b>0,006564</b>	<b>0,006552</b>	<b>0,006541</b>	<b>0,006529</b>	<b>0,006518</b>	<b>0,006506</b>	<b>0,006495</b>	<b>0,006483</b>	<b>0,006472</b>	<b>0,006460</b>	<b>0,006449</b>	<b>0,006437</b>	<b>0,006426</b>	<b>0,006415</b>
Отношение α/αNu	α/αNu	1,0789	1,0787	1,0784	1,0781	1,0779	1,0776	1,0773	1,0770	1,0767	1,0765	1,0761	1,0758	1,0755	1,0752	1,0748	1,0745	1,0741
	α/αNu+αвозд/αNu	1,0789	1,0787	1,0784	1,0781	1,0779	1,0776	1,0773	1,0770	1,0767	1,0765	1,0761	1,0758	1,0755	1,0752	1,0748	1,0745	1,0741
Отношение α/αNu	α/αNu	1,0789	1,0787	1,0784	1,0781	1,0779	1,0776	1,0773	1,0770	1,0767	1,0765	1,0761	1,0758	1,0755	1,0752	1,0748	1,0745	1,0741
Коэффициент теплоотдачи пара, Вт/м <sup>2</sup> *К	αп-вз	5886,90	5888,22	5889,51	5890,78	5892,03	5893,25	5894,45	5895,62	5896,75	5897,84	5898,90	5899,91	5900,87	5901,79	5902,64	5903,44	5904,17
Скорость воды, м/с	Wв	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Давление воды на входе, кПа	Pв	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
Теплопроводность воды, Вт/м*К	λв	0,6003	0,6003	0,6003	0,6002	0,6002	0,6002	0,6002	0,6001	0,6001	0,6001	0,6001	0,6001	0,6000	0,6000	0,6000	0,6000	0,5999
Теплоемкость воды, Дж/кг	Ср	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778
Прандль воды Pr	Pr	6,8912	6,8938	6,8964	6,8990	6,9016	6,9042	6,9068	6,9095	6,9121	6,9147	6,9174	6,9200	6,9227	6,9253	6,9280	6,9307	6,9333
Кинематическая вязкость воды, м <sup>2</sup> /с	ν	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000099	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100
Плотность воды, кг/м <sup>3</sup>	ρw	998,2367	998,2397	998,2426	998,2455	998,2485	998,2514	998,2544	998,2573	998,2603	998,2632	998,2662	998,2691	998,2721	998,2750	998,2780	998,2810	998,2839
Число Рейнольдса	Re	52475,3382	52457,7953	52440,2389	52422,6685	52405,0832	52387,4822	52369,8648	52352,2301	52334,5771	52316,9048	52299,2122	52281,4982	52263,7615	52246,0010	52228,2152	52210,4027	52192,5620
Коэффициент трения по Филоненко	ξ	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207
Дин. вяз-ть воды, Па*с	μ в	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099	0,00099
Дин. вяз-ть стенки, Па*с	μст	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00088	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089
Число Нуссельта по воде	Nu в	343,0449	342,9955	342,9461	342,8965	342,8469	342,7973	342,7475	342,6977	342,6479	342,5979	342,5479	342,4977	342,4475	342,3972	342,3468	342,2963	342,2457
Коэффициент теплоотдачи от воды Вт/м <sup>2</sup> *К	α в	7920,5029	7919,0622	7917,6199	7916,1760	7914,7303	7913,2828	7911,8334	7910,3821	7908,9287	7907,4732	7906,0154	7904,5553	7903,0928	7901,6278	7900,1600	7898,6895	7897,2161
Теплопроводность труб латунь, Вт/м*К	λлат	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106
Термическое сопротивление стенки, м <sup>2</sup> *К/Вт	Ret	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup> *К	K	3168,338	3168,469	3168,595	3168,714	3168,826	3168,930	3169,025	3169,111	3169,187	3169,252	3169,304	3169,344	3169,368	3169,378	3169,370	3169,344	3169,299
Температура стенки, С	tст	25,557	25,531	25,505	25,479	25,454	25,428	25,402	25,376	25,350	25,324	25,298	25,272	25,246	25,220	25,194	25,167	25,141
		1,013095623	1,013068478	1,01304128	1,013014027	1,012986718	1,01295935	1,012931922	1,012904432	1,012876877	1,012849256	1,012821566	1,012793804	1,012765967	1,012738053	1,012710059	1,012681981	1,012653816
Длина теплообменных труб,	L	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7
Площадь поверхности теплообменной трубы, м <sup>2</sup>	f	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184
Площадь узкого сечения, м <sup>2</sup>	fсеч	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239
Расход воды по одной трубки, кг/с	Gw1	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059	1,059
Теплоемкость потока ЭГ, Вт/К	W	4437,053	4437,066	4437,079	4437,092	4437,105	4437,119	4437,132	4437,145	4437,158	4437,171	4437,184	4437,197	4437,210	4437,224	4437,237	4437,250	4437,263
Суммарная площадь проходного сечения	м2	4,305	3,603	3,016	2,524	2,113	1,769	1,481	1,240	1,038	0,869	0,728	0,610	0,511	0,428	0,358	0,300	0,252
<b>Число труб в участке</b>	<b>n</b>	<b>34,750</b>	<b>29,082</b>	<b>24,340</b>	<b>20,373</b>	<b>17,054</b>	<b>14,276</b>	<b>11,952</b>	<b>10,007</b>	<b>8,379</b>	<b>7,016</b>	<b>5,876</b>	<b>4,921</b>	<b>4,122</b>	<b>3,452</b>	<b>2,892</b>	<b>2,423</b>	<b>2,030</b>
Суммарная площадь теплообменной поверхности	fΣ	54,077	45,257	37,878	31,704	26,539	22,216	18,599	15,572	13,039	10,918	9,143	7,658	6,414	5,373	4,501	3,771	3,159
Параметр ω	ω	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,112	1,112	1,112	1,112	1,112	1,112	1,112	1,111
Эффективность участка	ε	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670
Теплосъем группы труб, Вт	Q	1697924,311	1417414,263	1183314,528	987936,522	824866,867	688755,675	575140,010	480296,682	401119,500	335016,908	279826,620	233744,435	195264,863	163131,607	136296,269	113883,894	95164,248



## Окончание таблицы 2

Трубы	латунь																	
		35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51
		26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд	26 ряд
Расход пара в конденсатор, кг/с	Gп	0,200	0,167	0,140	0,117	0,098	0,082	0,068	0,057	0,048	0,040	0,034	0,028	0,023	0,020	0,016	0,014	0,012
Расход газа в конденсатор, кг/с	Gвоз 0,1%	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001	0,0000001
Скорость воды, м/с	Wв	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Температура воды вх, °С	tв вх	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Давление смеси в конденсаторе, кПа	Pп	4,427829653	4,417192453	4,406572725	4,395970452	4,38538562	4,374818213	4,364268216	4,353735613	4,343220388	4,332722525	4,32224201	4,311778826	4,301332957	4,290904388	4,280493102	4,270099083	4,259722315
Скорость пара в узком сечении, м/с	Wп	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Наружный диаметр теплообменной трубки, м	dn	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
Внутренний диаметр теплообменной трубки, м	dвн	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026
Шаг треугольной разбивки, м	S	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
	t в ср	20,268	20,254	20,240	20,225	20,211	20,197	20,182	20,168	20,153	20,139	20,124	20,110	20,095	20,081	20,066	20,051	20,036
Длина трубы, м	l	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7
tст-tв ср, С		4,8467	4,8345	4,8222	4,8099	4,7976	4,7852	4,7728	4,7603	4,7478	4,7352	4,7226	4,7099	4,6972	4,6844	4,6715	4,6586	4,6456
<b>Расчет теплоотдачи от ПГС к стенке трубы</b>																		
Температура насыщения пара при Pпарц, °С	Ts1	30,7297	30,6875	30,6454	30,6032	30,5611	30,5189	30,4766	30,4344	30,3921	30,3499	30,3076	30,2653	30,2229	30,1806	30,1382	30,0958	30,0534
Плотность пара, кг/м³	ρп	0,0316	0,0315	0,0315	0,0314	0,0313	0,0313	0,0312	0,0311	0,0310	0,0310	0,0309	0,0308	0,0308	0,0307	0,0306	0,0305	0,0305
Плотность воздуха, кг/м³	ρвозд	0,0508	0,0507	0,0505	0,0504	0,0503	0,0502	0,0501	0,0500	0,0499	0,0497	0,0496	0,0495	0,0494	0,0493	0,0492	0,0491	0,0490
Объемный расход пара, м³/с	Vп	6,3230	5,2988	4,4409	3,7222	3,1202	2,6157	2,1931	1,8389	1,5421	1,2934	1,0849	0,9101	0,7636	0,6407	0,5377	0,4513	0,3788
Объемный расход воздуха, м³/с	Vвз	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Суммарный расход смеси объемный, м³/с	VΣ	6,3230	5,2988	4,4409	3,7222	3,1202	2,6158	2,1931	1,8390	1,5422	1,2934	1,0849	0,9101	0,7636	0,6407	0,5377	0,4513	0,3788
	Pпарц	4,4278	4,4172	4,4066	4,3960	4,3854	4,3748	4,3643	4,3537	4,3432	4,3327	4,3222	4,3118	4,3013	4,2909	4,2805	4,2701	4,2597
	плот смеси	0,0316	0,0315	0,0315	0,0314	0,0313	0,0313	0,0312	0,0311	0,0310	0,0310	0,0309	0,0308	0,0308	0,0307	0,0306	0,0305	0,0305
Парц давл пара	Pпарц	4,4278	4,4172	4,4066	4,3960	4,3854	4,3748	4,3643	4,3537	4,3432	4,3327	4,3222	4,3118	4,3013	4,2909	4,2805	4,2701	4,2597
Температура насыщения пара при Pпарц, °С	Ts1	30,7297	30,6875	30,6454	30,6032	30,5610	30,5188	30,4766	30,4344	30,3921	30,3498	30,3075	30,2652	30,2229	30,1805	30,1381	30,0957	30,0533
		0,0316	0,0316	0,0315	0,0314	0,0314	0,0313	0,0312	0,0311	0,0311	0,0310	0,0309	0,0309	0,0308	0,0307	0,0306	0,0306	0,0305
		0,0316	0,0316	0,0315	0,0314	0,0314	0,0313	0,0312	0,0311	0,0311	0,0310	0,0309	0,0309	0,0308	0,0307	0,0306	0,0306	0,0305
	сред(Ts1;tст)	27,9222	27,8879	27,8536	27,8192	27,7848	27,7503	27,7158	27,6813	27,6467	27,6120	27,5773	27,5425	27,5077	27,4728	27,4378	27,4027	27,3676
Удельный объем пара, м³/кг	Vп	31,6078	31,6796	31,7517	31,8239	31,8964	31,9691	32,0421	32,1152	32,1886	32,2623	32,3361	32,4102	32,4845	32,5590	32,6338	32,7088	32,7840
Плотность конденсата, кг/м³	ρк	996,2103	996,2200	996,2297	996,2394	996,2491	996,2588	996,2686	996,2783	996,2880	996,2977	996,3075	996,3172	996,3270	996,3367	996,3465	996,3563	996,3661
Теплота фазового перехода, Дж/кг	r	2428104,3269	2428204,4689	2428304,6539	2428404,8820	2428505,1534	2428605,4682	2428705,8268	2428806,2293	2428906,6761	2429007,1675	2429107,7038	2429208,2857	2429308,9135	2429409,5879	2429510,3097	2429611,0797	2429711,8990
Динамическая вязкость конденсата, Па*с	μк	0,000834	0,000835	0,000835	0,000836	0,000836	0,000837	0,000838	0,000838	0,000839	0,000840	0,000840	0,000841	0,000842	0,000842	0,000843	0,000843	0,000844
Теплопроводность конденсата, Вт/м*К	λк	0,6119	0,6118	0,6118	0,6117	0,6117	0,6116	0,6116	0,6115	0,6115	0,6114	0,6114	0,6113	0,6113	0,6112	0,6112	0,6111	0,6111
Температура стенки, С	tст	25,1146	25,0882	25,0617	25,0352	25,0085	24,9818	24,9551	24,9282	24,9012	24,8742	24,8471	24,8198	24,7925	24,7650	24,7374	24,7097	24,6819
Ts-tст, С	Δt	5,6150	5,5993	5,5837	5,5681	5,5525	5,5370	5,5216	5,5062	5,4909	5,4756	5,4605	5,4454	5,4304	5,4155	5,4007	5,3860	5,3714
Коэффициент теплоотдачи от неподвижного пара	αнп нусс	5499,3829	5501,9406	5504,4971	5507,0515	5509,6028	5512,1500	5514,6919	5517,2273	5519,7549	5522,2732	5524,7808	5527,2761	5529,7574	5532,2228	5534,6703	5537,0979	5539,5033
Число Nu для пара	Nu	251,6473	251,7854	251,9234	252,0614	252,1994	252,3372	252,4749	252,6123	252,7494	252,8861	253,0225	253,1583	253,2936	253,4282	253,5621	253,6952	253,8273

Параметр П	П	0,1040	0,1037	0,1035	0,1032	0,1030	0,1028	0,1025	0,1023	0,1021	0,1018	0,1016	0,1014	0,1011	0,1009	0,1007	0,1004	0,1002
Кинематическая вязкость пара, м <sup>2</sup> /с	νп	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003
Объемная концентрация воздуха в паре	νв	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Объемная концентрация воздуха в паре, %		0,0000	0,0000	0,0000	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0002	0,0002	0,0002	0,0003	0,0003	0,0004	0,0005	0,0005
Теплопроводность воздуха, Вт/м*К	λвозд	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Дин вязкость		1,88334E-05	1,88316E-05	1,88299E-05	1,88281E-05	1,88263E-05	1,88245E-05	1,88228E-05	1,8821E-05	1,88192E-05	1,88174E-05	1,88157E-05	1,88139E-05	1,88121E-05	1,88103E-05	1,88085E-05	1,88068E-05	1,8805E-05
Кинемат вязкость		0,000371	0,000372	0,000373	0,000373	0,000374	0,000375	0,000376	0,000377	0,000377	0,000378	0,000379	0,000380	0,000381	0,000382	0,000382	0,000383	0,000384
Коэффициент теплоотдачи воздуха	αвозд	35,21	35,17	35,12	35,07	35,03	34,98	34,94	34,89	34,84	34,80	34,75	34,71	34,66	34,61	34,57	34,52	34,48
	<i>αвозд/αNu</i>	<b>0,006403</b>	<b>0,006392</b>	<b>0,006380</b>	<b>0,006369</b>	<b>0,006358</b>	<b>0,006346</b>	<b>0,006335</b>	<b>0,006324</b>	<b>0,006313</b>	<b>0,006301</b>	<b>0,006290</b>	<b>0,006279</b>	<b>0,006268</b>	<b>0,006257</b>	<b>0,006246</b>	<b>0,006235</b>	<b>0,006224</b>
Отношение α/αNu	α/αNu	1,0737	1,0733	1,0729	1,0725	1,0721	1,0716	1,0711	1,0706	1,0701	1,0696	1,0690	1,0684	1,0678	1,0671	1,0665	1,0657	1,0650
	α/αNu+αвозд/αNu	1,0737	1,0733	1,0729	1,0725	1,0721	1,0716	1,0711	1,0706	1,0701	1,0696	1,0690	1,0684	1,0678	1,0671	1,0665	1,0657	1,0650
Отношение α/αNu	α/αNu	1,0737	1,0733	1,0729	1,0725	1,0721	1,0716	1,0711	1,0706	1,0701	1,0696	1,0690	1,0684	1,0678	1,0671	1,0665	1,0657	1,0650
Коэффициент теплоотдачи пара, Вт/м <sup>2</sup> *К	αп-вз	5904,82	5905,40	5905,90	5906,31	5906,62	5906,82	5906,92	5906,89	5906,73	5906,43	5905,99	5905,38	5904,60	5903,63	5902,47	5901,09	5899,49
Скорость воды, м/с	Wв	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Давление воды на входе, кПа	Pв	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
Теплопроводность воды, Вт/м*К	λв	0,5999	0,5999	0,5999	0,5998	0,5998	0,5998	0,5998	0,5998	0,5997	0,5997	0,5997	0,5997	0,5996	0,5996	0,5996	0,5996	0,5995
Теплоемкость воды, Дж/кг	Ср	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778	4188,0778
Прандль воды Pr	Pr	6,9360	6,9387	6,9414	6,9441	6,9468	6,9495	6,9522	6,9550	6,9577	6,9605	6,9632	6,9660	6,9688	6,9716	6,9744	6,9772	6,9800
Кинематическая вязкость воды, м <sup>2</sup> /с	ν	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100	0,00000100
Плотность воды, кг/м <sup>3</sup>	ρw	998,2869	998,2899	998,2929	998,2958	998,2988	998,3018	998,3048	998,3078	998,3108	998,3138	998,3169	998,3199	998,3229	998,3260	998,3290	998,3321	998,3352
Число Рейнольдса	Re	52174,6914	52156,7893	52138,8539	52120,8830	52102,8748	52084,8269	52066,7370	52048,6026	52030,4211	52012,1896	51993,9050	51975,5642	51957,1637	51938,6999	51920,1688	51901,5664	51882,8880
Коэффициент трения по Филоненко	ξ	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0207	0,0208	0,0208	0,0208
Дин. вяз-ть воды, Па*с	μ в	0,00099	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100	0,00100
Дин. вяз-ть стенки, Па*с	μст	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00089	0,00090	0,00090	0,00090
Число Нуссельта по воде	Nu в	342,1950	342,1442	342,0932	342,0421	341,9909	341,9395	341,8880	341,8364	341,7845	341,7325	341,6803	341,6280	341,5754	341,5226	341,4695	341,4163	341,3627
Коэффициент теплоотдачи от воды, Вт/м <sup>2</sup> *К	α в	7895,7396	7894,2598	7892,7767	7891,2900	7889,7995	7888,3051	7886,8066	7885,3036	7883,7961	7882,2837	7880,7661	7879,2431	7877,7144	7876,1796	7874,6385	7873,0905	7871,5354
Теплопроводность труб латунь, Вт/м*К	λлат	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106
Термическое сопротивление стенки, м <sup>2</sup> *К/Вт	Ret	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06	9,78785E-06
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup> *К	K	3169,232	3169,143	3169,028	3168,887	3168,718	3168,517	3168,284	3168,014	3167,707	3167,359	3166,966	3166,526	3166,036	3165,491	3164,888	3164,223	3163,492
Температура стенки, С	tст	25,115	25,088	25,062	25,035	25,009	24,982	24,955	24,928	24,901	24,874	24,847	24,820	24,792	24,765	24,737	24,710	24,682
		1,01262556	1,012597209	1,012568758	1,012540204	1,012511542	1,012482766	1,012453871	1,012424852	1,012395702	1,012366415	1,012336983	1,0123074	1,012277657	1,012247746	1,012217659	1,012187386	1,012156916
Длина теплообменных труб,	L	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7
Площадь поверхности теплообменной трубы, м <sup>2</sup>	f	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184	1,556184
Площадь узкого сечения, м <sup>2</sup>	fсеч	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239	0,1239
Расход воды по одной трубки, кг/с	Gw1	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060	1,060
Теплоемкость потока ЭГ, Вт/К	W	4437,276	4437,289	4437,303	4437,316	4437,329	4437,343	4437,356	4437,369	4437,383	4437,396	4437,409	4437,423	4437,436	4437,450	4437,463	4437,477	4437,491
Суммарная площадь проходного сечения	m2	0,211	0,177	0,148	0,124	0,104	0,087	0,073	0,061	0,051	0,043	0,036	0,030	0,025	0,021	0,018	0,015	0,013
<b>Число труб в участке</b>	<b>n</b>	<b>1,701</b>	<b>1,426</b>	<b>1,195</b>	<b>1,001</b>	<b>0,839</b>	<b>0,704</b>	<b>0,590</b>	<b>0,495</b>	<b>0,415</b>	<b>0,348</b>	<b>0,292</b>	<b>0,245</b>	<b>0,205</b>	<b>0,172</b>	<b>0,145</b>	<b>0,121</b>	<b>0,102</b>
Суммарная площадь теплообменной поверхности	fΣ	2,647	2,218	1,859	1,558	1,306	1,095	0,918	0,770	0,646	0,542	0,454	0,381	0,320	0,268	0,225	0,189	0,159
Параметр ω	ω	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,111	1,110	1,110	1,110	1,110	1,110	1,109
Эффективность участка	ε	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,670	0,669	0,669	0,669	0,669	0,669	0,669

