

На правах рукописи



КОНДРАТЬЕВ
Антон Викторович

**РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Специальность 05.04.12 – «Турбомашины
и комбинированные турбоустановки»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Калуга
2019

Работа выполнена в закрытом акционерном обществе научно-производственном внедренческом предприятии «Турбокон» и в Калужском филиале государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)».

Научный руководитель:

Мильман Олег Ошеревич – доктор технических наук, профессор.

Научный консультант:

Жинов Андрей Александрович – кандидат технических наук, доцент.

Официальные оппоненты:

Гаряев Андрей Борисович – доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ» (ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»), заведующий кафедрой «Тепломассообменные процессы и установки»;

Некрасов Дмитрий Анатольевич – кандидат технических наук, Федеральное государственное бюджетное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет», доцент кафедры "ХимБиоТех"

Ведущая организация:

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук (ИТ СО РАН).

Защита состоится «16» мая 2019 г. в 14⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 222.001.01 при Открытом акционерном обществе «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт» по адресу: 115280, г. Москва, ул. Автозаводская, 14.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке ОАО «ВТИ» и на сайте: <http://vti.ru/activities/dissertation-council/informaciya-o-zawite-dissertacij/>.

Автореферат разослан «___»_____2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук



*Рябов
Георгий
Александрович*

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время возрастает интерес к воздушным конденсаторам паротурбинных установок в связи с обострением глобальной мировой проблемы нехватки пресной воды во многих районах мира. Использование воздушных конденсаторов позволит сократить тепловое загрязнение водоёмов, приводящее к снижению в них качества воды и смене видового состава. Актуальным становится использование в составе паротурбинных установок воздушных конденсаторов (ВК) с конденсацией пара внутри оребрённых труб в засушливых районах планеты, а также в мегаполисах, где охлаждающая вода либо отсутствует, либо её использование нецелесообразно по экологическим и экономическим причинам.

Экологические требования в последние годы ужесточились настолько, что дальнейший рост мощностей теплоэлектростанций можно осуществлять либо за счёт использования воздушных конденсаторов, либо ориентируясь на оборотные системы водоснабжения с градирнями и брызгальными бассейнами. Однако при использовании мокрых градирен охлаждение осуществляется в основном за счёт испарения воды, что приводит к уносу влаги и накоплению солей в оборотном контуре охлаждения. Таким образом, водный режим с одной стороны оказывается вредным для оборудования в связи с низким качеством воды, а с другой является источником загрязнения окружающей среды водяными парами.

ВК по сравнению с системами оборотного охлаждения (испарительными) имеют объективные преимущества:

- полное отсутствие привязки к источникам водоснабжения;
- отсутствие выброса водяных паров в атмосферу в процессе работы.

В связи с ростом масштабов использования ВК растёт и актуальность фундаментальных и прикладных исследований, ориентированных на использование в их проектировании. Это определяет актуальность данной работы, а также её место в энергетике.

Исследование процессов конденсации в настоящей работе выполнено на базе ВК для паротурбинных установок, но сущность процессов актуальна для различных теплообменных аппаратов с конденсацией пара внутри труб.

Целью работы являлось расчётно-экспериментальное исследование работы теплообменников с конденсацией насыщенного и перегретого пара внутри труб при различных схемах движения теплоносителей.

Поставлены и решены следующие задачи:

- расчётное соотношение величины потерь давления пара, конденсирующегося в охлаждаемой трубе при различных схемах движения теплоносителей;
- расчётная оценка влияния температуры перегрева пара на входе в теплообменную трубу на температуру перегрева пара на выходе из трубы с учётом переменности коэффициента теплоотдачи пара, связанной со снижением скорости его движения по мере конденсации в трубе;
- экспериментальное определение гидравлических потерь перегретого и насыщенного пара, конденсирующегося внутри охлаждаемой трубы при прямоточной и противоточной схемах движения пара и охлаждающей воды;
- экспериментальное определение величины перегрева пара на выходе из теплообменной трубы при различных значениях перегрева пара на входе в неё;
- анализ полученных данных и сравнение результатов экспериментальных исследований с результатами расчёта;
- разработка рекомендаций по расчёту потерь давления при конденсации пара внутри вертикальных и наклонных труб.

Научная новизна работы состоит в том, что в ней впервые:

- теоретический анализ показал, что параметры процесса конденсации насыщенного и перегретого пара в трубах и каналах зависят от схемы движения охлаждающего теплоносителя. В частности, показано, что при прямотоке и противотоке изменение расхода конденсирующегося пара по длине трубы имеет существенно различный характер, следствием чего является различное гидравлическое сопротивление трубы по пару;
- проведены экспериментальные исследования и получены соотношения потерь давления пара, конденсирующегося в трубе, при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей. Экспериментально подтверждено, что потери давления конденсирующегося внутри трубы пара при противотоке всегда больше, чем при прямотоке;
- предложена методика оценки соотношения потерь давления при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. Основным определяющим параметром этого соотношения является величина $NTU = \frac{kF}{c_{охл} G_{охл}}$;
- проведены экспериментальные исследования течения перегретого пара

внутри наклонных труб. Зафиксирован перегрев пара на выходе из трубы;

- разработана методика расчёта температуры перегретого пара на выходе из трубы, учитывающая характер движения теплоносителей и позволяющая оценить величину перегрева.

Теоретическая и практическая значимость работы определяется тем, что результаты, полученные при её выполнении, вносят важный вклад в понимание процессов, протекающих при движении двухфазных потоков внутри труб при наличии фазового перехода.

Они могут быть использованы при проектировании и эксплуатации воздушных конденсаторов паровых турбин в следующих практических ситуациях:

- определение величины потерь давления с учётом схемы движения теплоносителей;

- расчёт величины перегрева пара на выходе из теплообменного аппарата в зависимости от параметров теплообмена и перегрева на входе.

Достоверность полученных результатов работы обеспечена корректной постановкой задачи и планирования эксперимента, использованием измерительных приборов, имеющих требуемый уровень точности в диапазоне измеряемых величин. Обработка результатов выполнена с использованием стандартных методик, основанных на закономерностях тепломассообмена.

На защиту выносятся:

- результаты теоретического и экспериментального исследования конденсации насыщенного и перегретого пара внутри труб при различных схемах движения теплоносителей;

- методика расчёта температуры перегретого пара на выходе из теплообменной трубы с учётом переменности коэффициента теплоотдачи пара, связанной со снижением скорости его движения по мере конденсации в трубе;

- методика оценки соотношения потерь давления конденсирующегося пара в конденсаторе при прямотоке, противотоке и перекрёстном токе.

Личный вклад автора. Автор лично участвовал в постановке задач и планировании эксперимента, был задействован на всех этапах создания экспериментального стенда, самостоятельно проводил эксперименты, осуществлял измерения и обработку результатов измерений, принимал участие в разработке методики расчёта температуры перегретого пара на выходе из теплообменной трубы с учётом переменности коэффициента теплоотдачи пара и методики оценки соотношения потерь давления при различных схемах

движения теплоносителей. Лично проводил анализ и обобщение результатов численного расчёта и экспериментальных исследований.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на: Шестой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-6) (Москва, МЭИ, 2014), XIII Всероссийской Школе-конференции с международным участием «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики» (Новосибирск, ИТФ СО РАН 2014), Всероссийской научно-технической конференции «Наукоёмкие технологии в приборо- и машиностроении и развитие инновационной деятельности в вузе» (Калуга, КФ МГТУ, 2015), I Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» (Ялта, 2016), Юбилейной конференции Национального Комитета РАН по тепло- и массообмену «Фундаментальные и прикладные проблемы тепломассообмена» и XXI Школе-семинаре молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Санкт-Петербург, СПбПУ, 2017), Всероссийской конференции с элементами школы для молодых ученых «XXXIV Сибирский теплофизический семинар, посвященный 85-летию академика А.К. Реброва» (Новосибирск, 2018).

Публикации. По результатам проведенных исследований опубликовано 5 статей в ведущих рецензируемых научных журналах, рекомендованных ВАК РФ по направлению 05.04.12.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и библиографического списка из 79 наименований. Её общий объём составляет 109 страниц, включая 26 рисунков и 4 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи работы, отмечены научная новизна, практическая значимость полученных результатов и аннотированы основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе рассмотрены и проанализированы: механизмы конденсации неподвижного пара; влияние скорости движения пара на величину теплоотдачи при конденсации; особенности конденсации пара из паровоздушной смеси; режимы течения двухфазных сред с фазовым переходом

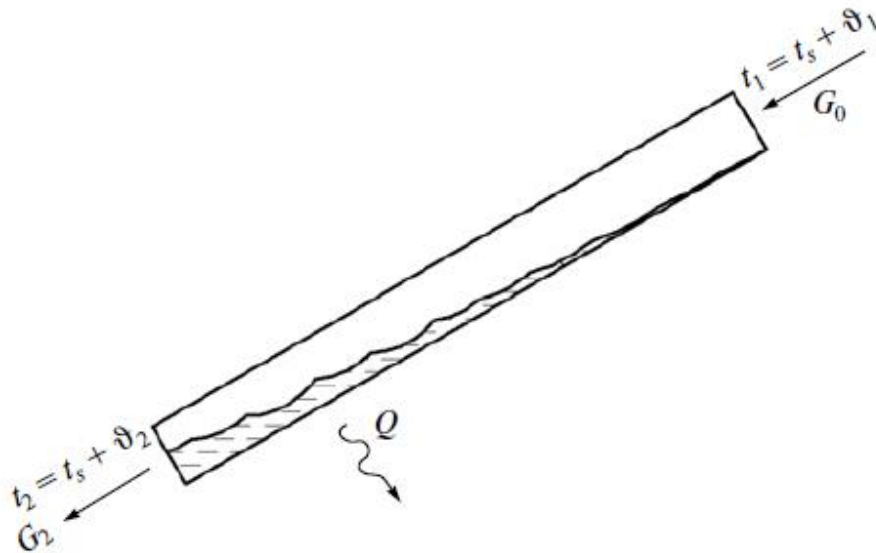
(конденсирующийся пар) в вертикальных и наклонных трубах конденсаторов паровых турбин; особенности расчёта потерь давления при движении конденсирующегося пара внутри труб. Показано, что, несмотря на основательную проработку вопросов конденсации чистого пара, отсутствуют исследования влияния схемы охлаждения водяного пара на процесс его конденсации. Поставлены задачи исследования:

- расчётное соотношение потерь давления пара, конденсирующегося в охлаждаемой трубе при различных схемах движения теплоносителей;
- расчётная оценка влияния температуры перегрева пара на входе в теплообменную трубу на температуру перегрева пара на выходе из трубы с учётом переменности коэффициента теплоотдачи пара, связанной со снижением скорости его движения по мере конденсации в трубе;
- экспериментальное определение величины гидравлических потерь перегретого и насыщенного пара, конденсирующегося внутри охлаждаемой трубы при прямоточной и противоточной схемах движения пара и охлаждающей среды;
- экспериментальное определение величины перегрева пара на выходе из теплообменной трубы при различных значениях перегрева пара на входе в неё;
- анализ полученных данных и сравнение результатов экспериментальных исследований с результатами расчёта;
- разработка рекомендаций по расчёту потерь давления при конденсации пара внутри вертикальных и наклонных труб.

Вторая глава посвящена теоретическим исследованиям процесса конденсации перегретого и насыщенного пара в наклонной охлаждаемой трубе.

Считается, что схема движения теплоносителей (прямоточная, противоточная, перекрёстный ток) не влияет на расчётную температурную разность и размеры поверхности теплообменного аппарата. Данное утверждение справедливо, если теплогидравлические процессы обеспечивают постоянство коэффициента теплопередачи по всей поверхности теплообмена. В рамках данной работы рассматривалась следующая математическая модель.

Пар поступает в охлаждаемую трубу со скоростью, определяемой условиями теплообмена (рисунок 1).



G – расход пара; θ – температура перегрева; t – температура пара; Q – теплосъём (тепловая мощность); t_s – температура насыщения на входе в трубу; индексы при величинах: 1 – на входе в трубу; 2 – на выходе из неё

Рисунок 1 – Схема конденсации пара в наклонной охлаждаемой трубе

Для дальнейших расчётов в соответствии с рис. 1 примем допущение, что изменение расхода пара $\bar{G}$ по мере конденсации описывается выражением:

$$\bar{G} = \frac{G}{G_1} = \left(1 - \frac{F}{F_0}\right)^m + x \quad (1)$$

где F_0, F – полная площадь поверхности конденсации в трубе и пройденная её часть при движении пара; $F/F_0 = \bar{F}$, m – показатель степени, учитывающий характер уменьшения расхода пара при его конденсации; G – расход пара в трубе при конденсации. В зависимости от условий охлаждения трубы расход пара по её длине может изменяться по-разному. К примеру, в воздушно-конденсационных установках (ВКУ) паровых турбин коэффициент теплопередачи практически не зависит от теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара и может быть принят равным по всей длине трубы. В этом случае зависимость расхода G от l будет близка к линейной ($m=1$).

В процессе анализа корректности принятого допущения были получены уравнения расхода для прямотока (2) и противотока (3).

$$\bar{G} = 1 - \frac{1 - \exp\left(-\frac{kF_0}{W}\bar{F}\right)}{1 - \exp\left(\frac{kF_0}{W}\right)} \exp\left[\frac{-(1 - \bar{F})kF_0}{W}\right]; \quad (2)$$

$$\bar{G} = 1 - \frac{1 - \exp\left(-\frac{kF_0}{W}\bar{F}\right)}{1 - \exp\left(\frac{kF_0}{W}\right)}; \quad (3)$$

где $W = c_{\text{охл}} G_{\text{охл}}$; $c_{\text{охл}}, G_{\text{охл}}$ – удельная теплоёмкость и расход охлаждающей среды.

Вид этих зависимостей приведен на рисунке 2. Здесь же изображены кривые, аппроксимирующие эти зависимости по уравнению (1) при $x=0$. Их различие по $\bar{G}$ не превышает 8 %.

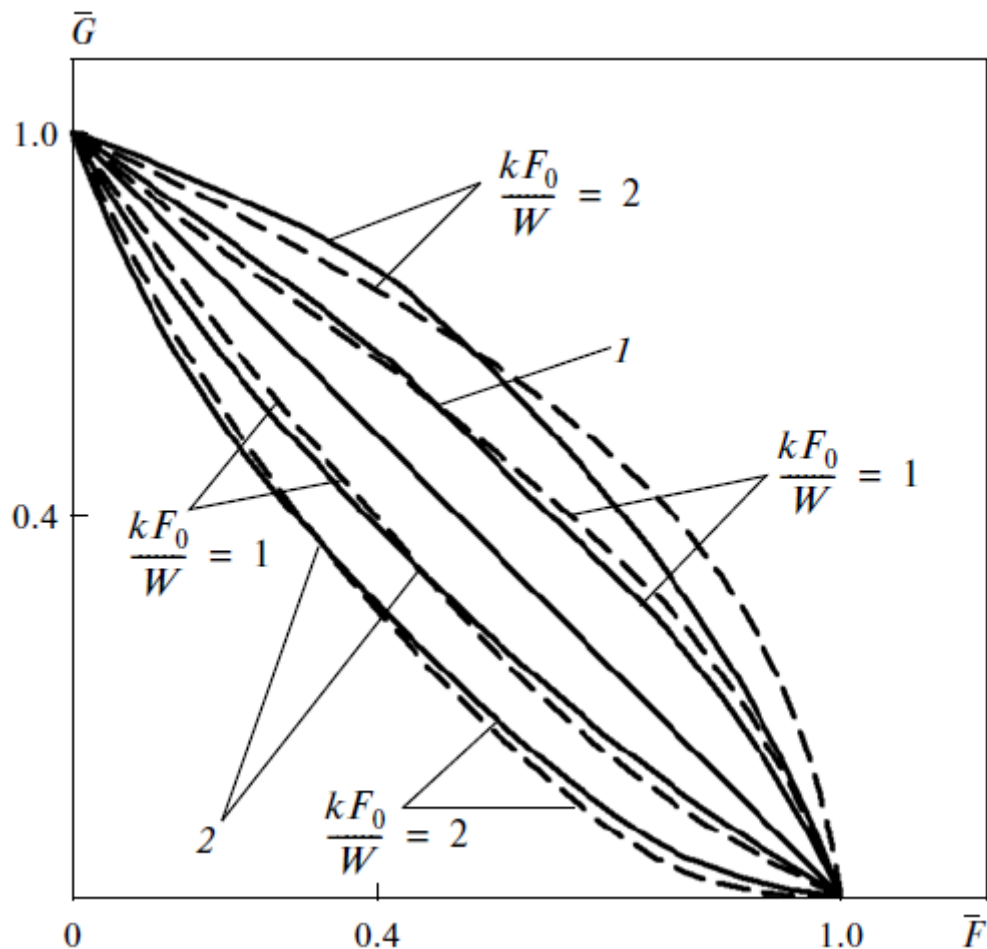


Рисунок 2 – Сопоставление значений $\bar{G}$, рассчитанных по формулам (1), (2), (3): 1 – противоток; 2 – прямоток; штриховые линии – (1); сплошные линии – (2), (3)

На рисунке 3 приведены графики для определения показателя степени m в уравнении (1), значение которого рассчитано из условия равенства действительных значений $\bar{G}$ в уравнениях (2) и (3) и аппроксимировано при $\bar{F} = 0,5$. Можно отметить, что для варианта зависимости $\bar{G} = f(\bar{F})$ для противотока в уравнении (1) $m < 1$, а для прямотока $m > 1$. При больших значениях W охлаждающей среды (в частности, когда охлаждение осуществляется кипящим агентом или мощным поперечным потоком воздуха в ВК паровых турбин) $m=1$ и расход пара линейно уменьшается при его движении и конденсации в трубе.

Из уравнений (2) и (3) и рисунка 1 следует, что потери давления при конденсации пара также будут различными для прямотока и противотока. В частности, можно утверждать, что, поскольку темп снижения расхода при прямотоке в начале трубы выше, чем при противотоке, потери давления будут меньше.

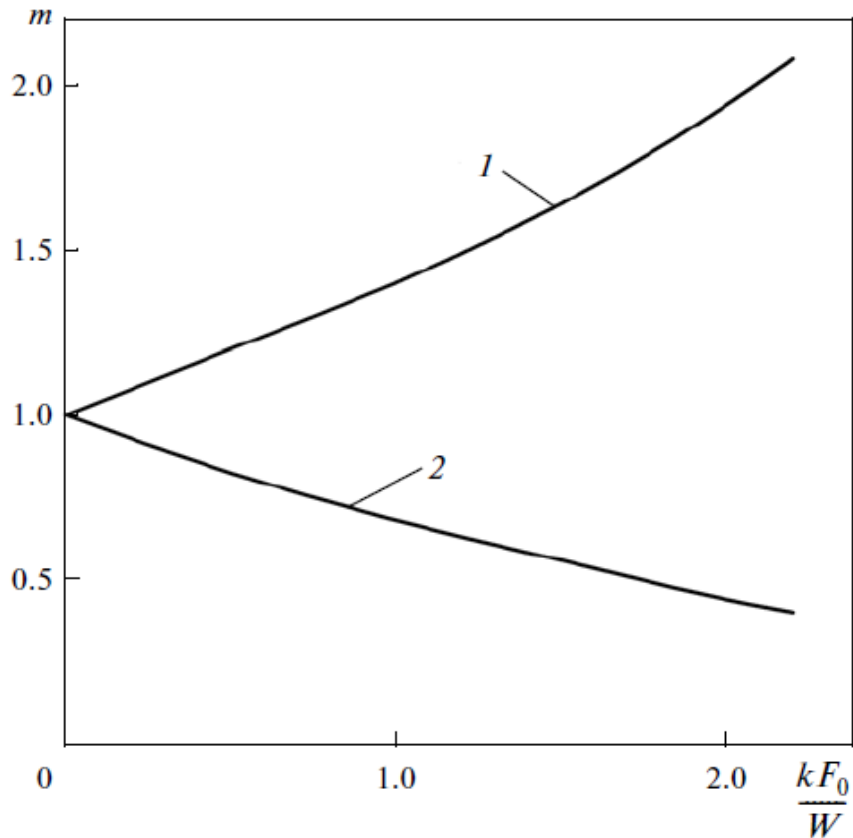


Рисунок 3 – Зависимость показателя степени m в уравнении (1) от параметра $\frac{kF_0}{W}$.
1 – прямоток; 2 – противоток

Если пренебречь изменением плотности пара и предположить, что потери давления от вязкого трения при конденсации пропорциональны квадрату скорости и, следовательно, расхода, то изменение давления по длине трубы можно представить как

$$dp = \frac{\xi}{d} \frac{\rho w^2}{2} dl, \quad (4)$$

где ρ – плотность пара; ξ – коэффициент потерь на трение.

Изменением ξ на данной стадии расчётов пренебрегаем. Далее произведем замену

$$\bar{w} = \frac{w}{w_1} = \frac{G}{G_1} = \bar{G},$$

для трубы длиной l_0 с площадью поверхности F_0 найдём

$$d\bar{l} = \frac{dl}{l_0} = \frac{dF}{F_0} = d\bar{F}, \quad (5)$$

и уравнение (2.15) запишем в виде

$$dp = \xi \frac{l_0}{d} \frac{\rho w_1^2}{2} \bar{w}^2 d\bar{F}, \quad (6)$$

где $\xi \frac{l_0}{d} \frac{\rho w_1^2}{2} = \Delta p_0$ – потери давления от вязкого трения при отсутствии конденсации в трубе длиной l_0 .

С учётом уравнения (2.6)

$$d\bar{p} = \frac{dp}{\Delta p_0} = [(1 - \bar{F})^m + x]^2 d\bar{F}$$

и после интегрирования в пределах $\bar{F}(0,1)$ получим

$$d\bar{p} = \frac{1}{2m+1} + \frac{2x}{m+1} + x^2 \quad (7)$$

Вторая физическая модель, которую можно применить в данной ситуации – потеря импульса продольного (осевого) движения из-за поперечного потока пара при конденсации.

Согласно аналогии Леонтьева-Шекриладзе, изменение давления при конденсации движущегося пара можно представить уравнением

$$dp = C_f \left(\frac{\rho w^2}{2} \right) \frac{dF}{S}, \quad (8)$$

где коэффициент трения $C_f = \frac{2q}{r\rho w}$, q , r – плотность теплового потока и теплота фазового перехода; $dF = \pi d \cdot dl$ – дифференциал поверхности трения в трубе сечением $S = \frac{\pi d^2}{4}$. Пренебрегая изменением диаметра, связанным с толщиной плёнки конденсата, после подстановок и преобразований получим:

$$dp = \left(\frac{2q}{r} \right) \frac{2w_0 l_0}{d} \bar{w} d\bar{l}, \quad (9)$$

потери давления на длине $\bar{l} = 1$ определены интегрированием (9) с учётом (1):

$$\Delta p = 4 \left(\frac{q}{r} \right) \frac{w_0 l_0}{d} \left(\frac{1}{m+1} + x \right). \quad (10)$$

При $kF_0/W = 1$ и $x = 0$ расчётные потери давления при противотоке больше, чем при прямотоке в 1,41 раза при расчёте по квадратичной модели и в 1,2 раза при расчёте по модели потери импульса.

Зависимость отношения потерь давления конденсирующегося пара при прямотоке и противотоке от параметра $\frac{kF_0}{W}$ для двух вышеописанных расчётных моделей представлена на рисунке 4.

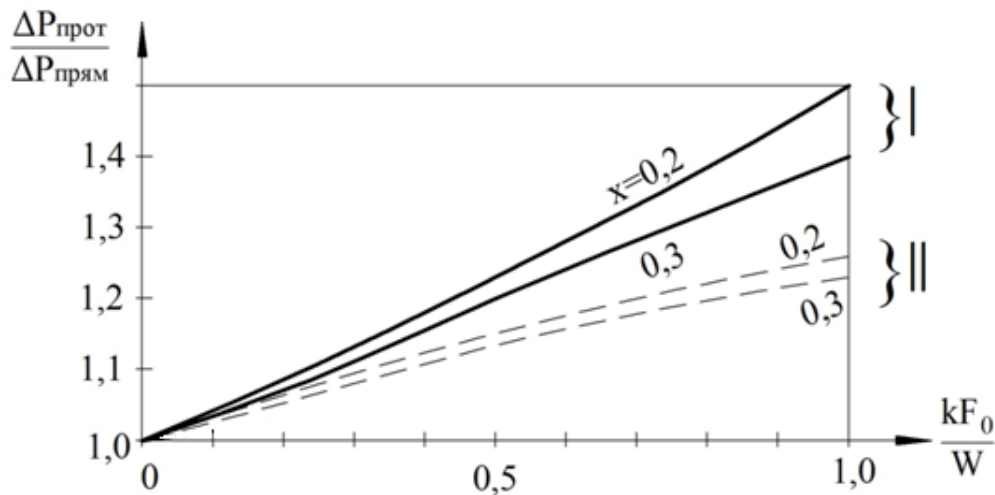


Рисунок 4 – Соотношение потерь давления конденсирующегося пара при прямотоке и противотоке: I – расчёт по (7), II – расчёт по (10)

Изменение температуры перегрева рассчитано С.С. Кутателадзе. Им было получено соотношение для расчёта изменения $\vartheta = t - t_s$ в виде зависимости

$$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \exp\left(-\frac{\alpha F}{cG}\right),$$

где α – коэффициент теплоотдачи от перегретого пара к плёнке конденсата.

Расчёт выполнен при условии $\alpha = const$, что на практике реализовать невозможно из-за изменения скорости движения пара при его конденсации, существенно влияющей на изменение температуры перегрева пара.

Для проведения дальнейших вычислений сделаны следующие допущения.

Коэффициент теплоотдачи связан со скоростью (и расходом) пара соотношением

$$\alpha = \alpha_0 \left(\frac{G}{G_1}\right)^n = \alpha_0 \bar{G}^n,$$

где α_0 – коэффициент теплоотдачи от перегретого пара к пленке без изменения его агрегатного состояния на входе в трубу; n – показатель степени в формулах $Nu \sim Re^n, Nu \sim Pe^n$. В широком диапазоне режимов стабилизированного течения показатель n изменяется в пределах 0.6-0.8.

Влиянием формы и толщины пленки конденсата на параметры теплообмена можно пренебречь. Тогда изменение температуры перегрева пара в трубе описывается уравнением

$$\begin{aligned} -d\vartheta &= \frac{\alpha \vartheta dF}{cG} = \frac{\alpha_0 \bar{G}^n \vartheta dF}{cG} = \frac{\alpha_0 \bar{G}^n}{cG_1 \bar{G}} \vartheta dF \\ &= \frac{\alpha_0 F_0}{cG_1} \vartheta \bar{G}^{n-1} d\bar{F}. \end{aligned} \quad (11)$$

Далее, подставляя (1) в (11), получаем

$$-\frac{d\vartheta}{\vartheta} = \frac{\alpha_0 F_0}{cG_1} [(1 - \bar{F})^m + x]^{n-1} d\bar{F}.$$

Знак «минус» введен, чтобы обозначить снижение температуры пара при движении его в трубе.

При интегрировании уравнения в пределах от входа в трубу ($\vartheta = \vartheta_1, \bar{F} = 0$) до выхода из нее ($\vartheta = \vartheta_2, \bar{F} = 1$) получим

$$\ln \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \frac{\alpha_0 F_0}{cG_1} \int_0^{\bar{F}} [(1 - \bar{F})^m + x]^{n-1} d\bar{F}. \quad (12)$$

Интеграл (12) легко решается для полной конденсации при $x = 0$. В этом случае

$$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \exp\left\{-\frac{\alpha_0 F_0}{cG_1 [m(n-1) + 1]}\right\}. \quad (13)$$

Например, для $m = 1$ (линейная зависимость расхода пара от длины трубы)

$$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \exp\left(-\frac{\alpha_0 F_0}{c G_1} \frac{1}{n}\right). \quad (14)$$

Для частичной конденсации при $x > 0$ и линейной зависимости расхода ($m = 1$) получим идентичное уравнение

$$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \exp\left[-\frac{\alpha_0 F_0}{c G_1} \frac{1}{n(1+x)}\right]. \quad (15)$$

Результаты расчётов по уравнениям (13) – (15) существенно отличаются от данных, полученных Кутателадзе.

Для обобщения экспериментальных данных, представленных в главе 4, использовалась зависимость

$$\frac{\overline{\vartheta_2}}{\vartheta_1} = f\left(\frac{\alpha F}{c_{\text{охл}} G_{\text{охл}} M}\right),$$

где $M = m(n - 1) + 1$.

В третьей главе представлено описание экспериментальных установок и методики проведения эксперимента.

В ходе проведения экспериментальных исследований процесса конденсации внутри макетов ВК было выявлено несоответствие между расчётным значением потерь давления на теплообменных трубах и его реальным измеренным значением. Схема одноходового макета ВК паровой турбины и его теплообменного модуля представлена на рисунке 5.

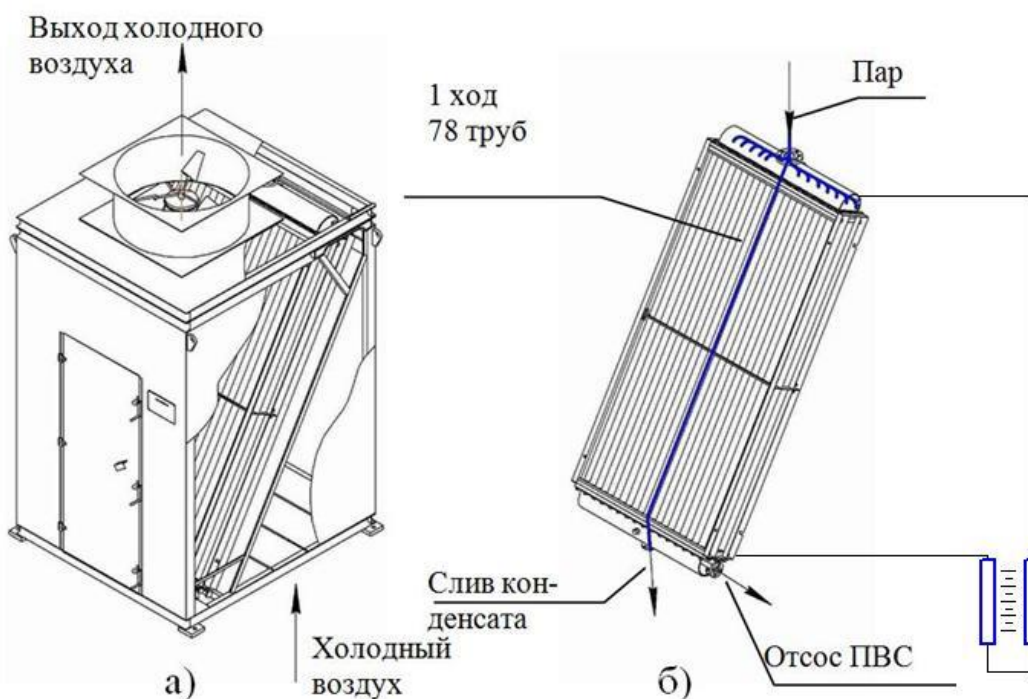
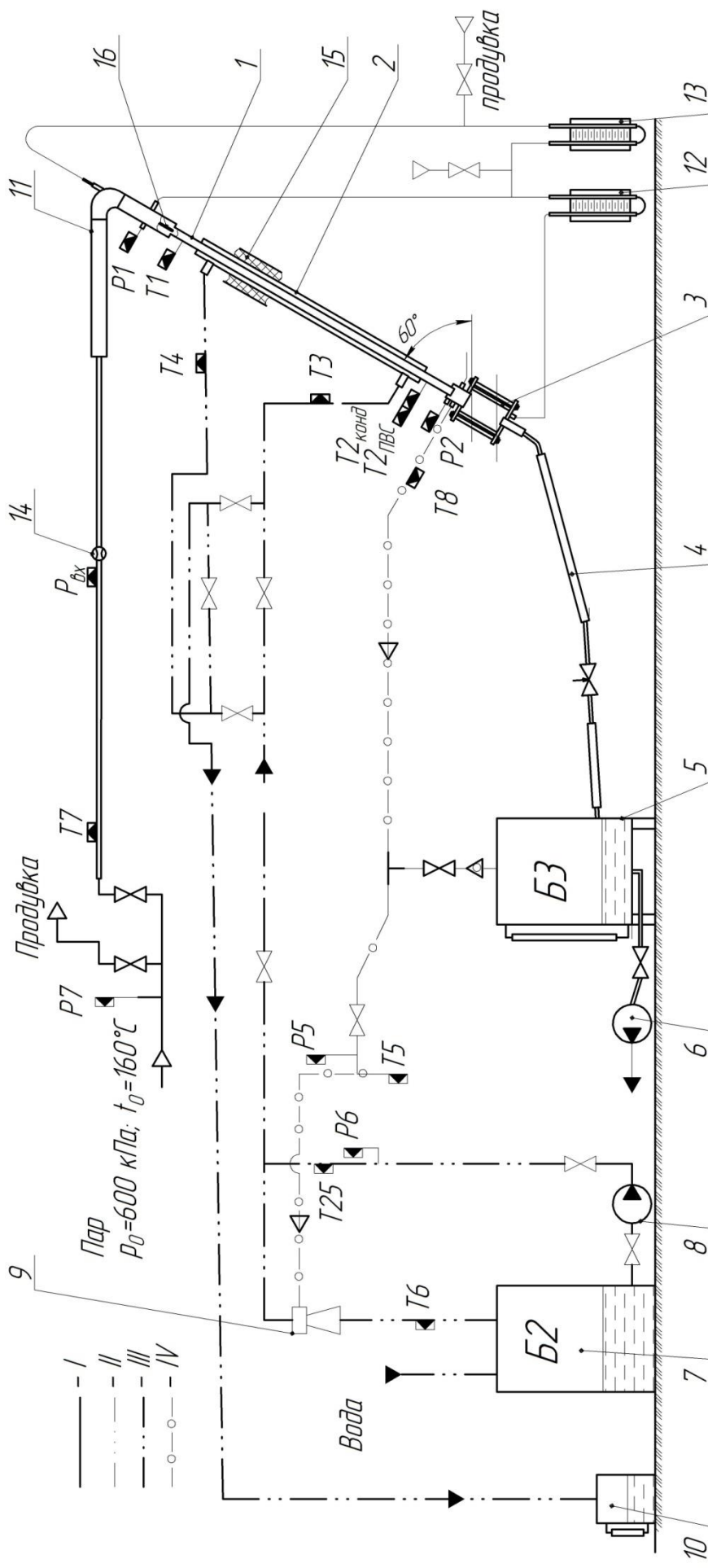


Рисунок 5 – Схема одноходового макета ВК (а) и его теплообменного модуля (б) с установленным U-образным дифманометром

Для трёх режимов работы ВК паровой турбины, характеризующихся различными расходами пара на входе в теплообменные трубки, были выполнены измерения при помощи U-образного манометра, установленного согласно схеме, представленной на рисунке 5.



1 – труба пара; 2 – труба охлаждающей воды; 3 – конденсатор (оргстекло); 4 – конденсаторная трубка (стекло); 5 – бак сбора конденсата; 6 – насос откачки конденсата; 7 – бак охлаждающей воды; 8 – насос эжектора; 9 – эжектор водоструйный; 10 – ёмкость контроля расхода охлаждающей воды; 11 – паровой коллектор на входе в макет; 12 – U-образный манометр измерения перепада давления в макете; 13 – U-образный манометр зонда; 14 – мерное сопло Дуб; 15 – теплоизоляция; 16 – зонд отбора статического давления на входе в трубу; I – пар; II – конденсат; III – охл. вода; IV – ПВС

Рисунок 6 – Принципиальная схема стенда

Для этих режимов работы ВК также был произведён расчёт по известной методике.

Сопоставление измеренных и расчётных значений потерь давления для нескольких расходов пара показало их несоответствие, что исторически дало импульс к проведению этого исследования.

Было сделано предположение о том, что имеют место различные условия охлаждения в нижней и верхней областях теплообменных труб, возникающие вследствие неравномерности поля температур охлаждающего воздуха по высоте трубного пучка. Для отработки этой версии было принято решение поставить острый эксперимент, в котором вместо перекрёстного тока рассматривался бы прямоток и противоток.

Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 6. К конденсатору типа «труба в трубе» подаётся водяной пар от электрического парогенератора. Пар конденсируется в теплообменной трубе с внутренним диаметром 21 мм, толщиной стенки 2 мм и общей длиной 2,5 м из стали 12X18Н10Т, установленной под углом 60° к горизонту.

Размеры и наклон трубы, также расход пара на неё выбирались в соответствии с параметрами макетов воздушного конденсатора паровой турбины. Теплообменная труба 1 на длине 2,3 м охлаждается с внешней стороны водой, протекающей в кольцевом зазоре. Наружная стальная труба 2 имеет внутренний диаметр 28 мм и толщину стенки 2 мм. Расход охлаждающей воды находился в пределах 0,04-0,16 кг/с. На выходе из теплообменной трубы установлен прозрачный конденсатосборник из оргстекла (нижний коллектор 3) и стеклянная труба 4, по которой конденсат сливается в бак сбора конденсата 5. Температура пара на входе в теплообменную трубу на 10-40°С превышала температуру насыщения. При закрытии линии слива в бак сбора конденсата 5 стеклянная трубка 4 и конденсатосборник 3 последовательно заполнялись конденсатом. При этом измерялся расход конденсата методом регистрации времени заполнения им заранее протарированных объёмов. Разрежение в теплообменной трубе создавалось за счёт конденсации пара и поддерживалось с помощью водоструйного эжектора 9, отсасывающего паровоздушную смесь (ПВС) из конденсатосборника 3 и бака сбора конденсата 5.

При перекрытии линии отсоса ПВС и конденсата из конденсатосборника, расход пара на входе в трубу становился равным расходу конденсата на её выходе. Расход пара, поступающего на конденсацию, контролировался с помощью расходомерного сопла 14, которое было заранее протарировано по расходу конденсата на режимах без отсоса ПВС. При открытом отсосе ПВС разность в расходах пара и конденсата, рассчитанная по нагреву воды (т.е. по теплу), отводимой в водоструйный эжектор, позволяет определить расходное массовое паросодержание среды на выходе из трубы x_2 .

С целью раздельного измерения температур ПВС и конденсата на выходе из теплообменной трубы, внутри неё было установлено препятствие высотой 10,5 мм (рисунок 7).

Для определения влияния схемы движения теплоносителей на гидравлическое сопротивление и теплоотдачу перегретого и насыщенного пара, стенд был оборудован узлом, позволяющим осуществлять быстрое (0,5-1 с) переключение направления движения охлаждающей воды с противотока на прямоток и обратно с сохранением неизменными расходов пара и воды.

Температуры пара, конденсата и охлаждающей воды измерялись откалиброванными совместно со вторичным прибором хромель-копелевыми термопарами. Калибровка осуществлялась с использованием лабораторного ртутного термометра с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$.

Для измерения температуры конденсата использовалась термопара, погруженная в конденсат, перетекающий через препятствие высотой 10,5 мм на нижней образующей трубы. Температура пара на выходе из теплообменной трубы измерялась при помощи термопары, чувствительный участок которой был размещён вдоль оси трубы и направлен навстречу потоку ПВС. Также температура ПВС фиксировалась термопарой, размещенной в трубе, идущей от нижнего коллектора к эжектору.

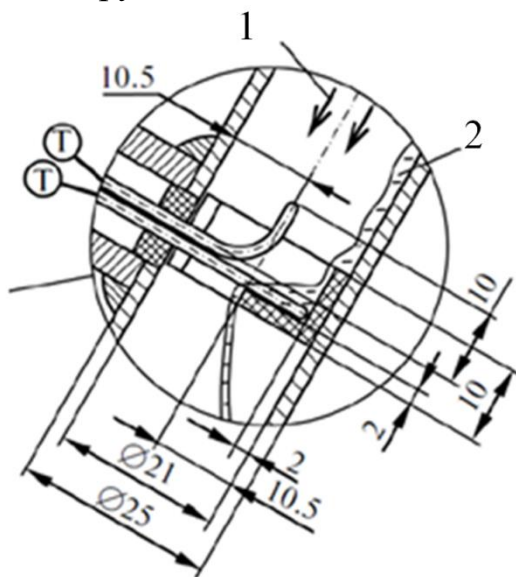


Рисунок 7 – Схема узла измерения температуры ПВС и конденсата на выходе из теплообменной трубы

Тепловой баланс, определяемый по нагреву охлаждающей воды, совпадал с определяемым по теплоте, выделяемой при охлаждении и полной конденсации пара с точностью $\pm 5\%$.

Кроме того, в среднем по ходу пара сечении трубы (находящемся на равных расстояниях от нижнего и верхнего коллекторов) была размещена подвижная термопара Т10, позволяющая фиксировать поле температур пара и конденсата в поперечном сечении трубы.

На установившемся режиме течения пара и конденсата чувствительный спай данной термопары последовательно перемещался от верхней образующей паровой трубы до нижней с шагом 2 мм. В каждом положении термопара находилась 30-60 секунд. Опрос датчиков производился с частотой 1 Гц, данные записывались в виде таблицы в компьютер. Затем показания всех датчиков усреднялись за данный промежуток времени.

Расход перегретого пара определялся по температуре и давлению перед соплом со сверхкритическим перепадом давлений.

Расходы конденсата и охлаждающей воды определялись с использованием мерных ёмкостей и секундомера на установившемся режиме работы стенда и при закрытии клапана на трубе, ведущей к эжектору.

Абсолютные значения давлений в верхнем и нижнем коллекторах экспериментального стенда определялись при помощи датчиков АИР-10.

Измерение перепадов давления пара между верхним и нижним коллекторами осуществлялось также U-образным дифманометром.

Для обеспечения точности показаний U-образных дифманометров, на линиях, соединяющих дифманометры с коллекторами и зондом, были установлены тройники, обеспечивающие возможность продувки этих линий. Схема установки дифманометров с продувками представлена на рисунке 6.

С целью определения потерь полного давления на входе в теплообменную трубу экспериментального стенда были проведены его испытания с применением зонда отбора статического давления на входном участке.

Измерения производились на установившемся режиме. Расстояние между отверстием зонда и входом в трубу составляло 0; 10; 20; 30; 40; 60; 75 мм. Измерения перепадов сделаны при включенном эжекторе. Запись показаний производилась трижды в каждом положении зонда с интервалом 2 минуты, после чего показания усреднялись.

Среднеквадратические погрешности определения основных величин удовлетворительные:

по расходам $\Delta G_{\text{п}} < 1\%$; $\Delta G_{\text{к}} < 1\%$; $\Delta G_{\text{в}} < 1\%$;

по температурам $<< 1\%$;

по давлениям – в пределах 1,5%;

по перепаду давлений на U-образном дифманометре – до 1%;

небаланс тепла 5%.

В четвертой главе представлены результаты экспериментальных исследований. На рисунке 8 представлен график температур пара и конденсата в поперечном сечении паровой трубы в среднем поперечном сечении трубы по ходу движения пара. Из данного рисунка хорошо видно, что режим течения двухфазной смеси расслоенный с чётким разделением фаз. При этом пар сохраняет перегрев на $20 \div 30$ °С.

Результаты испытаний по определению величины перегрева пара на выходе из теплообменной трубы приведены на рисунке 9.

Испытания проведены на установке при расходах пара от 1 до 6 г/с, давлениях 3,6-19 кПа и скорости его на входе в трубу до 180 м/с. Температура перегрева пара на входе ϑ_1 изменялась от 20 до 74°C по отношению к температуре насыщения, расход охлаждающей воды – от 64 до 300 г/с. Регистрировались необходимые тепловые параметры, включая температуру перегрева на выходе в центре трубы $\vartheta_2 = t_{\text{ц}} - t_s$ и после перемешивания в большом объеме на линии отсоса к эжектору $\overline{\vartheta}_2 = t_{\text{см}} - t_s$, где $t_{\text{ц}}$ – температура на выходе в центре трубы; $t_{\text{см}}$ – температура в смешанном потоке.

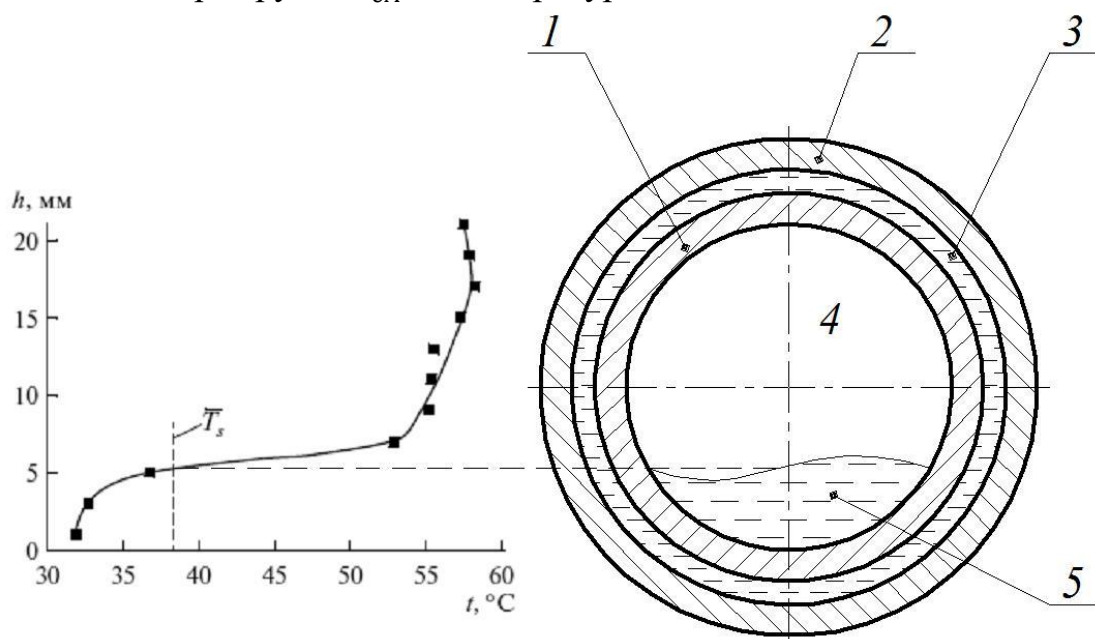


Рисунок 8 – График температур в поперечном сечении трубы :

расход пара – 0,00175 кг/с; температура пара на входе - 75°C; среднее давление в конденсаторе – 6,8 кПа; расход охлаждающей воды – 0,11 кг/с; температура охлаждающей воды на входе - 21°C; температура охлаждающей воды на выходе - 29°C; 1 – паровая труба; 2 – внешняя труба рубашки охлаждения, 3 – охлаждающая вода, 4 – пар, 5 – конденсат

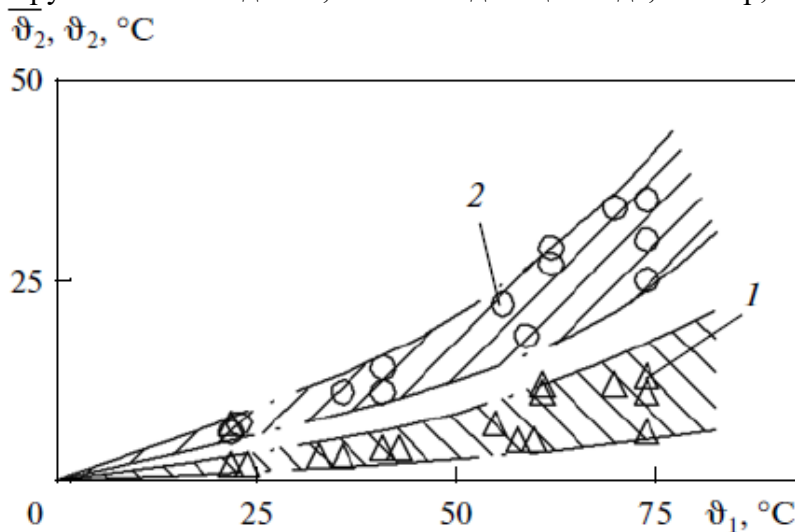


Рисунок 9 – Зависимость перегрева пара на выходе из трубы $\overline{\vartheta}_2$ (1), ϑ_2 (2) от перегрева на ее входе

Из рисунка 9 следует, что зависимости $\vartheta_2, \overline{\vartheta_2}$ от ϑ_1 не описываются одной обобщающей линией, экспериментальные точки имеют значительный разброс.

Проведены экспериментальные исследования процесса конденсации насыщенного и перегретого пара в наклонной охлаждаемой трубе.

Экспериментально подтверждено, что потери давления конденсирующегося пара при противотоке всегда больше таковых при прямотоке. При этом разность потерь давления при прямотоке и противотоке, полученная в результатах экспериментов, варьировалась в пределах от 150 до 1100 Па.

Экспериментально показано, что при конденсации перегретый пар сохраняет перегрев на $3 \div 13^\circ\text{C}$ на выходе из трубы при начальном перегреве $20 \div 40^\circ\text{C}$, если паросодержание на выходе из трубы $x > 0$. Минимальное расходное паросодержание на выходе из трубы, полученное в результате экспериментов, составило $x = 0,012$.

В пятой главе представлен анализ полученных результатов теоретических и экспериментальных исследований.

На рисунке 10 приведены результаты обработки испытаний по измерению потерь давления конденсирующегося в охлаждаемой трубе пара при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей в координатах $\frac{\Delta p_{\text{прот}}}{\Delta p_{\text{прям}}} = f\left(\frac{kF_0}{W}\right)$ с использованием квадратичной модели. Здесь же приведены расчетные значения $\frac{\Delta p_{\text{прот}}}{\Delta p_{\text{прям}}}$ для $x = 0.2$ и $x = 0.3$, что характерно для опыта по обоим физическим моделям.

Результаты испытаний подтверждают, что потери давления при конденсации в трубе при прямоточной схеме охлаждения всегда меньше, чем при противоточной, при одинаковых параметрах систем охлаждения, что требует более глубокого анализа. В частности, можно уточнить соотношение между потерями давления от вязкого трения и потерями, связанными с поперечным потоком пара при конденсации.

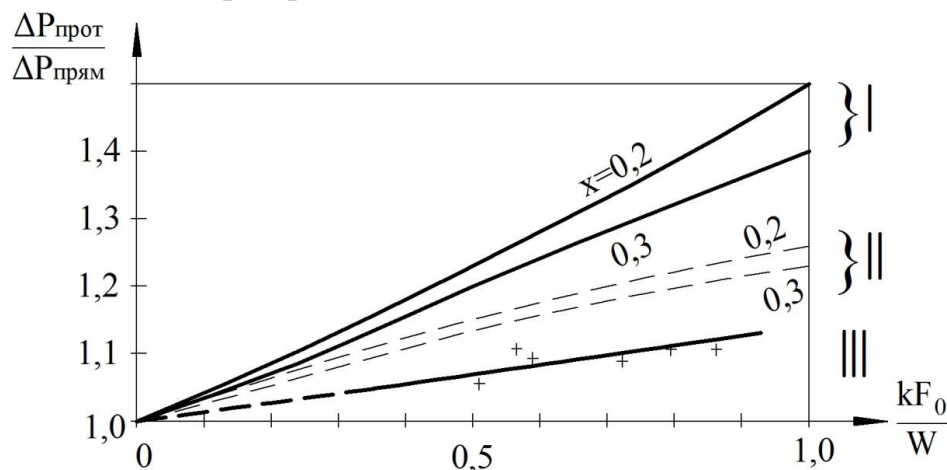


Рисунок 10 – Соотношение потерь давления конденсирующегося пара при прямотоке и противотоке: I – расчёт по (7), II – расчёт по (10), III – эксперимент

Из графиков, представленных на рисунке 10 видно, что модель потери импульса продольного движения из-за поперечного потока пара при конденсации лучше согласуется с результатами экспериментов, чем квадратичная модель. Однако спорным остаётся вопрос необходимости учёта восстановления давления пара в результате его торможения в процессе конденсации в трубе.

Результаты экспериментальных исследований были обработаны без учёта восстановления давления при торможении пара в теплообменной трубе. Графики соотношения потерь давления при прямом и обратном течениях для двух расчётных моделей, а также по результатам обработки экспериментальных данных как с учётом, так и без учёта восстановления давления при торможении пара, представлены на рисунке 11.

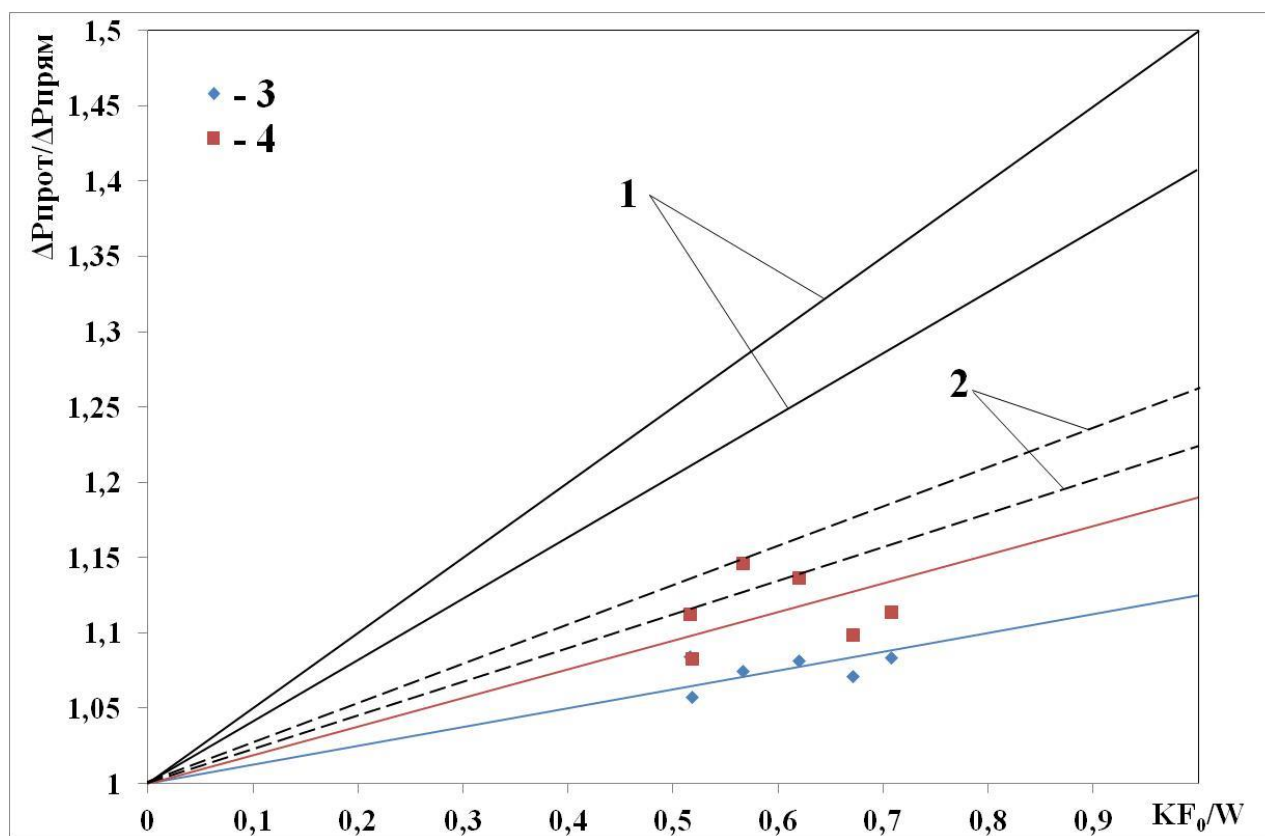


Рисунок 11 – Соотношение потерь давления конденсирующегося пара при прямом и обратном течениях: 1 – расчёт по (7), 2 – расчёт по (10), 3 – экспериментальные данные с учётом восстановления давления пара, 4 – экспериментальные данные без учёта восстановления давления пара

Из приведенных на рисунке 11 графиков видно, что результаты обработки экспериментальных данных без учёта восстановления давления при торможении пара очень хорошо ($\sim 5\div 7\%$) коррелируются с результатами расчёта по модели Леонтьева-Шекриладзе.

Расчёт температуры пара на выходе из трубы выполнен по уравнениям (13) – (15) с учетом следующих положений.

Коэффициент теплоотдачи от пара к пленке конденсата определяется по формуле Петухова:

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} Re \cdot Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (Pr^{2/3} - 1)}}, \quad (16)$$

где $\xi = (1,82 \cdot \lg Re - 1,64)^{-2}$.

Числа Рейнольдса Re , Прандтля Pr , а также теплопроводность и вязкость пара рассчитаны по параметрам пара на входе в трубу, т.е. по температуре перегрева. Показатель степени m определен по рисунку 3.

Результаты вычислений приведены в сопоставлении с экспериментальными данными. Расхождение между ними не превышает, как правило, $2,2^\circ\text{C}$.

Для обобщения экспериментальных данных использовалась зависимость

$$\frac{\bar{\vartheta}_2}{\bar{\vartheta}_1} = f\left(\frac{\alpha F}{c_{\text{охл}} G_{\text{охл}} M}\right),$$

где $M = m(n - 1) + 1$, см. стр. 12.

Результаты обобщения для потока после перемешивания приведены на рисунке 12. Здесь видна удовлетворительная сходимость в исследованном диапазоне значений $\frac{\alpha F}{c_{\text{охл}} G_{\text{охл}} M} = 1,6 - 2,3$.

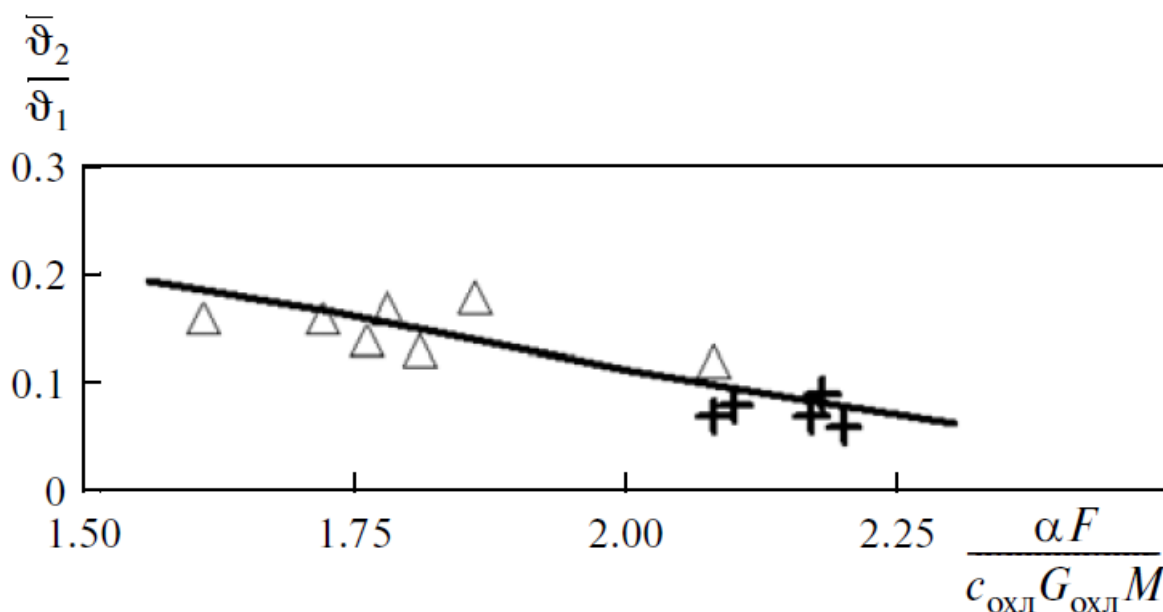


Рисунок 12 – Зависимость относительного охлаждения пара от параметра $\frac{\alpha F}{c_{\text{охл}} G_{\text{охл}} M}$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты работы сводятся к следующему:

1. Исследован процесс конденсации перегретого и насыщенного пара внутри наклонной охлаждаемой трубы при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей применительно к воздушным конденсаторам паротурбинных установок.

2. Теоретический анализ и экспериментальные исследования выявили зависимость параметров процесса конденсации насыщенного и перегретого пара в трубах и каналах от схемы движения охлаждающего теплоносителя: противоток, прямоток, перекрестный ток. В частности, показано, что характер изменения расхода пара по длине трубы при противотоке и прямотоке существенно различается. В функциональной зависимости $G = f \left[G_0 (1 - \bar{F})^m \right]$ при противотоке $m < 1$, а при прямотоке $m > 1$.

3. Разработана методика оценки соотношения потерь давления при прямотоке, противотоке и перекрёстном токе. Основными параметрами, определяющими это соотношение, являются паросодержание на выходе из трубы x_2 и величина Natural Thermal Unit $NTU = \frac{kF}{c_{охл} G_{охл}}$, с ростом которой

отношение $\frac{\Delta p_{прот}}{\Delta p_{прям}}$ увеличивается, в то время как с ростом x_2 значение $\frac{\Delta p_{прот}}{\Delta p_{прям}}$ уменьшается; при $\frac{kF}{c_{охл} G_{охл}} \rightarrow 0$ отношение $\frac{\Delta p_{прот}}{\Delta p_{прям}} \rightarrow 1$.

4. Показано, что при конденсации в трубе перегретый пар остаётся перегретым по всей длине трубы, если паросодержание на выходе из трубы $x > 0$.

5. Уточнена методика расчёта температуры перегретого пара на выходе из теплообменной трубы с учётом переменности коэффициента теплоотдачи пара, связанной со снижением скорости его движения по мере конденсации в трубе. Методика учитывает схему движения теплоносителей.

6. Экспериментальные данные по перегреву пара обобщены в координатах $\frac{\bar{\vartheta}_2}{\vartheta_1} = f \left(\frac{\alpha F}{c_{охл} G_{охл} M} \right)$.

7. Приведенные теоретические и экспериментальные данные необходимо учитывать при расчёте и проектировании и других воздушных конденсаторов паротурбинных установок.

Основные материалы диссертации опубликованы в следующих работах.

Ведущие рецензируемые научные журналы из перечня ВАК

1. **Федоров, В.А.** Результаты экспериментальных исследований теплогидравлических процессов при конденсации перегретого пара внутри наклонной трубы / В.А. Федоров, О.О. Мильман, Б.А. Шифрин, П.А. Ананьев, С.Н. Дунаев, А.В. Кондратьев, А.В. Птахин // Теплофизика высоких температур. – 2014. – Т. 52. – № 2. – С. 329–332.
2. **Федоров, В.А.** Результаты экспериментальных исследований характеристик воздушных конденсаторов паротурбинных установок / В.А. Федоров, О.О. Мильман, Н.В. Колесников, П.А. Ананьев, С.Н. Дунаев, А.М. Михальков, А.В. Мосин, А.В. Кондратьев // Теплоэнергетика. – 2013. – № 2. – С. 35–41.
3. **Мильман, О.О.** Переменные режимы работы воздушно-конденсационной установки / О.О. Мильман, А.В. Кондратьев, А.В. Птахин, С.Н. Дунаев, А.В. Кирюхин // Теплоэнергетика. – 2016. – № 5. – С. 7–13.
4. **Мильман, О.О.** Особенности конденсации пара внутри труб и каналов / О.О. Мильман, В.А. Федоров, А.В. Кондратьев, А.В. Птахин // Теплоэнергетика. – 2015. – № 4. – С. 71–81.
5. **Федоров, В.А.** Разработка, изготовление и испытание типовой натурной секции высокоэффективного воздушного конденсатора / В.А. Федоров, О.О. Мильман, А.В. Кирюхин, С.Н. Дунаев, Б.А. Шифрин, А.В. Кондратьев, А.В. Птахин, П.А. Ананьев, А.Ю. Калинин, Е.А. Лошкарева // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2015. – № 6. – С. 102–112.

Статьи в трудах, материалах международных и всероссийских конференций, в научных изданиях

1. **Кондратьев, А.В.** Конденсация пара в наклонной трубе при неравномерном охлаждении стенки [Текст] / В.А. Фёдоров, А.В. Кондратьев, А.В. Птахин, В.С. Крылов // Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену, Москва, 27-31 октября 2014. – М.: Издательский дом МЭИ, 2014. – С. 775–777.
2. **Кондратьев, А.В.** Конденсация пара внутри труб при неравномерном охлаждении стенки [Текст] / О.О. Мильман, В.А. Фёдоров, А.В. Кондратьев, А.В. Птахин // Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену, Москва, 27-31 октября 2014. – М.: Издательский дом МЭИ, 2014. – С. 742–747.
3. **Кондратьев, А.В.** Конденсация пара в наклонной охлаждаемой трубе [Текст] / В.А. Фёдоров, А.В. Кондратьев, А.В. Птахин, В.С. Крылов // Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики: Тезисы докл. Всерос. школы-конф. с международным участием, Новосибирск, 20-23 ноября 2014. – Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2014. – С. 163.
4. **Кондратьев, А.В.** Влияние схемы движения теплоносителей на гидравлическое сопротивление и теплоотдачу пара, конденсирующегося в наклонной трубе [Текст] / О.О. Мильман, А.В. Кондратьев, А.В. Птахин, В.С. Крылов // Теплофизика и физическая гидродинамика: Труды Всерос. научной конф. с элементами школы молодых учёных, Ялта, 19-25 сентября 2016. – Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2016. – С. 56.
5. **Кондратьев, А.В.** Теплогидравлические процессы при конденсации пара в охлаждаемой трубе с различными схемами движения теплоносителей [Текст] / О.О. Мильман, А.В. Кондратьев // Тезисы докладов Юбилейной конференции Национального комитета РАН по тепло- и массообмену "Фундаментальные и прикладные проблемы тепломассообмена" и XXI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева "Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках" (22-26 мая 2017 г., Санкт-Петербург): В 2 т. Т.1. М.: Издательский дом МЭИ, 2017. – С. 249–250.
6. **Кондратьев, А.В.** Конденсация пара в наклонной охлаждаемой трубе с различными схемами движения теплоносителей [Текст] / О.О. Мильман, А.В. Кондратьев // XXXIV Сибирский теплофизический семинар, посвященный 85-летию академика А.К. Реброва: Тезисы докл. Всерос. конф. с элементами школы для молодых учёных, Новосибирск, 27-30 августа 2018. – Новосибирск: институт теплофизики СО РАН, 2018. – С. 255.

