

На правах рукописи



Суханов Владимир Андреевич

**РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОТУРБИННЫХ ВОЗДУХООХЛАЖДАЕМЫХ
КОНДЕНСАТОРОВ НА ОСНОВЕ РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ**

Специальность 05.04.12 — Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург 2017 г.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В настоящее время сохраняется тенденция роста числа тепловых электрических станций (ТЭС) в различных регионах мира. Применение в составе ТЭС паротурбинных и комбинированных парогазовых установок (ПТУ и ПГУ) с традиционными водоохлаждаемыми конденсаторами приводит к значительному росту показателей водопотребления и теплового загрязнения источников водоснабжения в условиях возрастающих требований к снижению этих показателей, а также образованию кислотных дождей. Поэтому целесообразно применение в составе ПТУ и ПГУ сухих систем охлаждения и, в частности, воздухоохлаждаемых конденсаторов (ВК), исключающих указанные недостатки. На основании изложенного и согласно экспертным оценкам отвод теплоты в термодинамических циклах ПТУ, работающих в составе комбинированных ПГУ и автономно, в XXI веке будет осуществляться, в основном, в ВК. Однако, как следует из литературных источников, рабочий процесс в ВК пока недостаточно изучен, в связи с чем, для повышения эффективности их работы, необходимо проведение комплексных расчётно-экспериментальных исследований.

Цель и задачи работы. Цель — разработка рекомендаций по выбору рациональных диапазонов изменения кратности охлаждения и развитию методики теплового расчёта воздухоохлаждаемых конденсаторов, обеспечивающих повышение их эффективности, на основе результатов расчётно-экспериментальных исследований. Для достижения указанной цели необходимо решение следующих задач:

- идентификация важнейших термодинамических параметров, определяющих рабочий процесс в ВК, и стабильность технико-экономических показателей ПТУ, а также факторов, оказывающих влияние на эти параметры; разработка методик расчётно-экспериментального определения этих параметров и факторов;

- разработка и реализация специализированного многофункционального лабораторного стенда, его измерительной схемы и комплекса методик, обеспечивающих проведение экспериментальных исследований рабочего процесса в ВК;

- разработка методики, алгоритма и компьютерной программы расчёта коэффициента теплопередачи в ВК;

- анализ результатов расчётно-экспериментальных исследований и разработка рекомендаций по их использованию для повышения эффективности ВК.

Научная новизна. Разработаны научно обоснованная конструкция специализи-

рованного многофункционального лабораторного стенда для экспериментальных исследований рабочего процесса в ВК, а также комплекс методик, обеспечивающих управление этим стендом и проведение экспериментальных исследований.

Впервые на основе стендовых испытаний ВК было определено влияние различных факторов (температуры охлаждающего воздуха на входе в ВК $t'_{\text{охл.в}}$, кратности охлаждения m , удельного массового расхода конденсата d_k , коэффициента теплопередачи \bar{K} и относительного массового содержания воздуха в паре на входе в ВК ε') на его основные термодинамические параметры (переохлаждение конденсата Δt_k и абсолютное давление паровоздушной смеси (ПВС) на входе в ВК $p'_{\text{пвс}}$).

Впервые разработана, алгоритмизирована и автоматизирована методика расчёта коэффициента теплопередачи в ВК, базирующаяся как на рациональном использовании опубликованных условий и результатов экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков оребренных труб, так и на результатах, выполненных автором, расчётно-экспериментальных исследований теплоотдачи от ПВС к внутренней поверхности стенки труб с учётом реальных условий теплообмена.

Впервые, на основе расчётно-экспериментальных исследований, разработаны рекомендации по выбору рациональных диапазонов изменения m при различных температурах $t'_{\text{охл.в}}$, обеспечивающих минимальное Δt_k с учётом значений давления $p'_{\text{пвс}}$, приемлемых для турбоагрегатов.

Теоретическая и практическая значимость работы. Создан специализированный многофункциональный лабораторный стенд для исследования рабочего процесса в ВК. Этот стенд целесообразно также использовать для расширения спектра экспериментальных исследований ВК, направленных на дальнейшее повышение эффективности их работы.

Рациональные диапазоны изменения m , выявленные для различных интервалов изменения $t'_{\text{охл.в}}$ при заданных значениях $p'_{\text{пвс}}$ и Δt_k , представляют ценность для разработчиков систем автоматического управления конденсационной установкой.

Разработанная новая, автоматизированная методика расчёта \bar{K} рекомендуется для использования на начальных стадиях проектирования ВК.

Основные результаты диссертационного исследования внедрены в учебный процесс на кафедрах «Турбиностроение и средства автоматики», «Машины и оборудование

энерготехнологических комплексов» и «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» СПбПУ, а также использованы на ПАО «Силовые машины» в рамках трёх НИР и ОКР, выполненных по заказу этой компании.

Методология и методы исследования. Выполненные исследования базировались на фундаментальных физических законах. При проведении экспериментальных и расчётных исследований использовались метод физического моделирования, теория подобия, а также теория вероятности и математической статистики.

Положения, выносимые на защиту: научное обоснование конструкции многофункционального лабораторного стенда для исследования рабочего процесса в ВК; результаты стендовых исследований влияния различных факторов ($t'_{\text{охл.в}}$, m , d_k , \bar{K} и ε') на Δt_k и $p'_{\text{пвс}}$; рациональные диапазоны изменения m при различных температурах $t'_{\text{охл.в}}$; алгоритм и автоматизированная методика расчёта \bar{K} , базирующиеся на определении термических сопротивлений теплоотдачи пучков оребренных труб с наружной стороны посредством автоматизированной базы данных (АБД) опубликованных условий и результатов экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамического сопротивления, а с внутренней стороны — посредством формулы Нуссельта, определяющей теплоотдачу при плёночной конденсации неподвижного чистого водяного пара, и поправочного коэффициента χ , учитывающего реальные условия теплообмена.

Степень достоверности результатов обеспечивалась использованием фундаментальных физических законов, высокоточных измерительных преобразователей и приборов, а также положительными результатами их поверки на момент проведения экспериментальных исследований, повторяемостью результатов этих исследований и приемлемым уровнем оценки неопределённости результатов измерений.

Апробация результатов. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на: Всероссийской научно-технической конференции «Аэрокосмическая техника и высокие технологии» (Пермь, 2002г.); Международной научно-практической конференции «Современное турбостроение» (Санкт-Петербург, 2004 г.); LIX Научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научно-технические проблемы выбора схем, параметров и материалов современных газотурбинных и парогазовых установок» (Санкт-Петербург, 2012 г.); Научно-технической конференции с международным участием «XLI Неделя науки СПбГПУ» (Санкт-

Петербург, 2012 г.); заседаниях кафедры «Турбиностроение и средства автоматики» ПИМаш (ЛМЗ-ВТУЗ) с участием представителей базовых предприятий и организаций (Санкт-Петербург, 1998 — 2010 гг.); заседании кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели» СПбПУ (Санкт-Петербург, 2016 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 14 научных работ, из которых 6 — в периодических изданиях ВАК РФ (две работы проиндексированы в базе данных Scopus), одно свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ и одна монография. Выпущено три отчёта по результатам НИР и ОКР, выполненных при участии автора по заказу ПАО «Силовые машины».

Структура и объём работы. Диссертация объёмом 153 страницы состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы, включающего 107 наименований, двух приложений и содержит 38 рисунков и 15 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи диссертационной работы, даны основные её характеристики.

В первой главе излагается обзор и анализ научных исследований рабочего процесса и конструкций ВК как объекта исследования, выполненных отечественными и зарубежными фирмами (ОАО «ВТИ», ОАО «НПО ЦКТИ», ПАО «Силовые машины», ЗАО НПВП «Турбокон», НИУ «МЭИ», СПбПУ, GEA, SPX, БГТУ (Белоруссия), АГТУ и др.). Показано место ВК в составе ПТУ, упрощённая принципиальная схема которой приведена на рисунке 1.

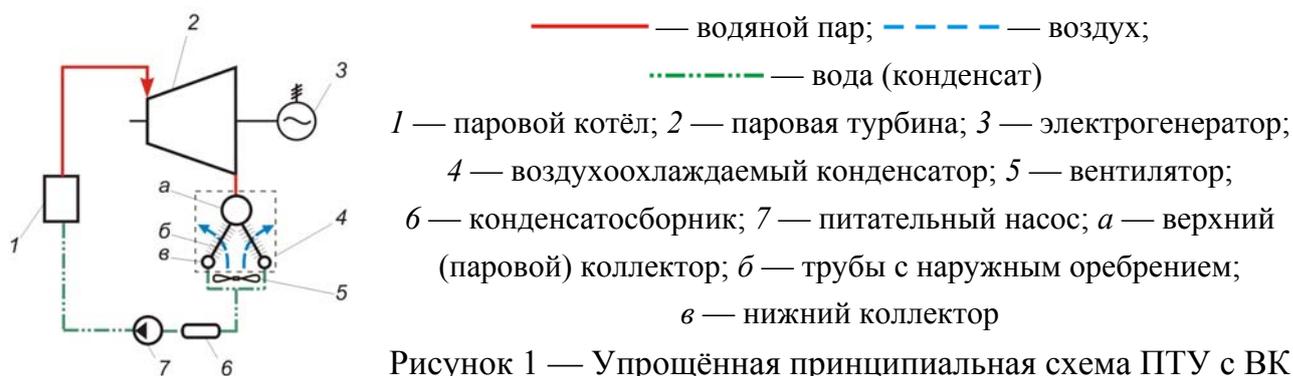
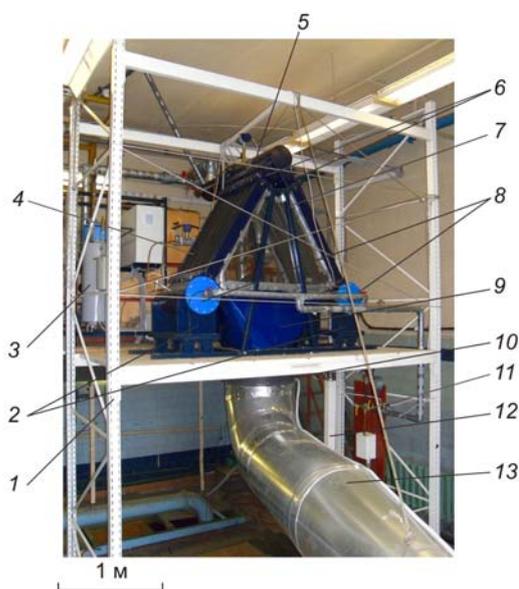


Рисунок 1 — Упрощённая принципиальная схема ПТУ с ВК

Рассмотрена роль ВК в обеспечении стабильности технико-экономических показателей ПТУ. Идентифицированы важнейшие термодинамические параметры ($p'_{\text{ПВС}}$ и $\Delta t_{\text{к}}$), характеризующие рабочий процесс в ВК, и факторы, оказывающие на них влияние

($t'_{\text{охл.в}}$, m , $d_{\text{к}}$, \bar{K} и ε'). Однако, опубликованные результаты экспериментальных исследований рабочего процесса в паротурбинных ВК недостаточны для выяснения влияния этих факторов на $p'_{\text{пвс}}$ и $\Delta t_{\text{к}}$. В связи с этим поставлены задачи: создание стенда ВК, конструкция которого отвечает требованиям, вытекающим из обзора и анализа литературных источников, и проведения на нём необходимых экспериментальных исследований; разработка комплекса методик по управлению работой стенда и обработке опытных данных; разработка рекомендаций по назначению рациональных диапазонов изменения m при различных значениях $t'_{\text{охл.в}}$; разработка методики расчёта \bar{K} .

Во второй главе представлены результаты разработки принципиальной и измерительной схемы стенда ВК, иллюстрирующей функционирование во взаимосвязи пароводяной, газоотводящей и воздушной систем, а также расположение измерительных преобразователей и приборов. На основе разработанной принципиальной и измерительной схемы ВК создан стенд, позволяющий выполнять экспериментальные исследования влияния различных факторов ($t'_{\text{охл.в}}$, m , $d_{\text{к}}$, \bar{K} и ε') на переохладение конденсата в ВК и давление ПВС на входе в него. Стенд ВК выполнен в соответствии с научно обоснованными требованиями, предъявляемыми к его конструктивному оформлению и техническим характеристикам оборудования, сформулированными на основе анализа литературных источников. Фотография и совмещённая принципиальная и измерительная схема стенда представлены на рисунках 2 и 3.

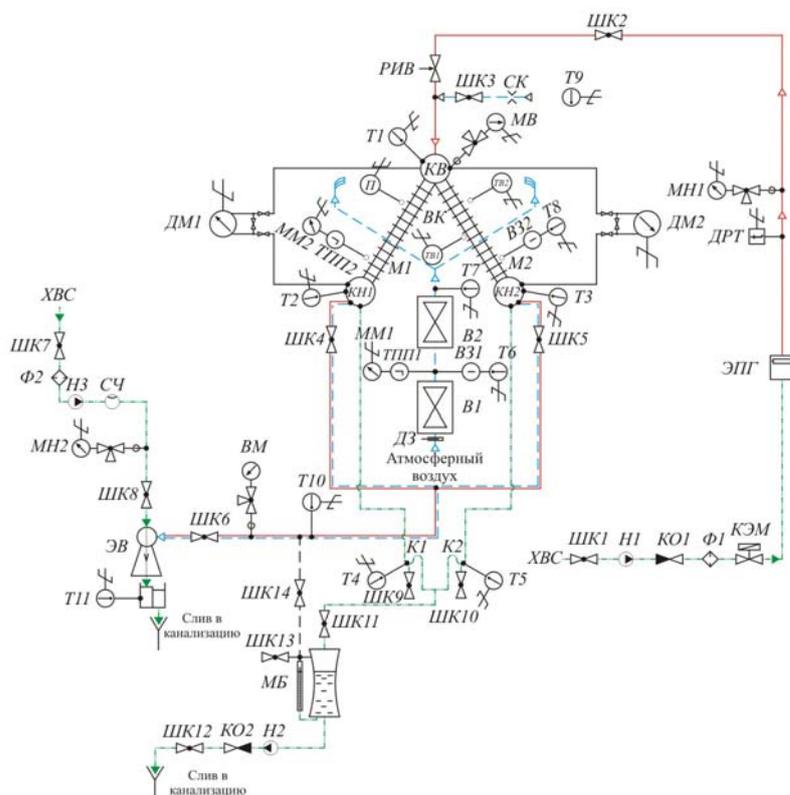


- 1 — двухъярусный стеллаж; 2 — опорные тележки; 3 — электропарогенератор; 4 — теплообменные модули; 5 — коллектор верхний; 6 — переходники; 7 — опорная рама; 8 — коллекторы нижние; 9 — диффузор; 10 — вентилятор; 11 — эжектор водоструйный; 12 — мерный бак; 13 — воздуховод

Рисунок 2 — Фотография многофункционального стенда

Теплообменная матрица (ТМ) ВК сконструирована из биметаллических труб с наружным поперечно-винтовым ленточным L -образным оребрением и конструктивно

оформлена двумя модулями ($M1$ и $M2$). Эти трубы изготовлены из следующих материалов: несущие трубы — Сталь 20; оребрение — алюминий. Внутренний диаметр труб — 20,80 мм, а диаметр по основанию ребра — 26,80 мм. Длина поверхности теплообмена труб — 955,0 мм. Коэффициент оребрения — 15,37. Компоновка $M1$ и $M2$ в ВК имеет двухскатный вид. TM каждого модуля состоит из 22 труб, расположенных в двух рядах относительно главного направления движения вторичного теплоносителя. Порядок расположения труб в трубных досках — шахматный. Значения поперечного и диагонального абсолютных шагов разбивки труб в трубных досках равны между собой и составляют 56 мм. Площадь поверхности теплообмена каждого модуля — $27,2 \text{ м}^2$. Угол сопряже-



— водной пар; — — воздух; — — несконденсировавшиеся газы; — — вода;
 KV — коллектор верхний; KH1, KH2 — коллекторы нижние; M1, M2 — теплообменные модули; H1 — H3 — насосы; ШК1 — ШК14 — шаровые краны; KO1, KO2 — клапаны обратные;
 Ф1, Ф2 — фильтры; КЭМ — кран электромагнитный; ЭПГ — электропарогенератор;
 ДРТ — датчик-реле температуры; РИВ — регулирующий (игольчатый) вентиль; СК — расходомерное калиброванное сопло; МБ — мерный бак; K1, K2 — колена; СЧ — счётчик количества воды; МН1, МН2 — манометры; МВ — мановакуумметр; ДМ1, ДМ2 — дифференциальные манометры; ММ1, ММ2 — микроманометры; ВМ — вакуумметр; Т1 — Т11 — термометры; ТВ1, ТВ2 — тепловизоры; П — пирометр; ТПП1, ТПП2 — трубки Пито-Прандтля; ВЗ1, ВЗ2 — воздушные зонды; ЭВ — эжектор водоструйный; В1, В2 — вентиляторы; ДЗ — дроссельная заслонка; ХВС — холодное водоснабжение

Рисунок 3 — Совмещённая принципиальная и измерительная схема стенда

ния теплообменных модулей с верхним коллектором составляет 60° .

Массовый расход перегретого водяного пара не превышал $0,023$ кг/с, что обеспечивало максимальную скорость движения ПВС в трубах ВК $54,9$ м/с, при которой эрозионные процессы и потери давления минимальны. Пар поступал из ЭПГ в КВ по паропроводу, на котором последовательно располагается следующая запорная арматура: ШК2, необходимый для экстренного отключения подачи пара; РИВ, посредством которого осуществлялось плавное дросселирование пара. Избыточное давление пара в тракте перед РИВ составляло приблизительно $215,7$ кПа, постоянство которого обеспечивалось системой управления ЭПГ, оснащённой электроконтактным манометром МН1. Постоянство значения температуры в этом тракте обеспечивалось применением тепловой изоляции и теплоотражающего кожуха. Абсолютное давление и температура в тракте за РИВ, то есть в КВ конденсатора, варьировались на установившихся режимах работы от $3,49$ до $84,27$ кПа и от $66,25$ до $98,31^\circ\text{C}$, что обеспечивало критический перепад давлений на игольчатом вентиле. На режиме пуска стенда вакуум в ВК обеспечивался работой водоструйного эжектора, а на установившихся режимах — конденсацией пара при работающем ЭВ. Полученный водяной пар попадал в ВК, где происходила его конденсация. Теплота, выделившаяся при конденсации водяного пара, отводилась охлаждающим воздухом, омывавшим трубы М1 и М2 с наружной стороны. Конденсат стекал через КН1 и КН2 в колена К1 и К2, представляющие собой простейшие гидрозатворы, а затем — в МБ. Слив конденсата из МБ по мере его накопления осуществлялся насосом Н2 при открытом ШК12. Воздушная система стенда предусматривала забор воздуха с улицы и последующее нагнетание его через воздухопровод к М1 и М2 посредством последовательно расположенных осевых вентиляторов В1 и В2 типа ВО-6,3, приводимых электродвигателями мощностью $1,5$ кВт и частотой вращения 1500 1/мин. Скорость движения охлаждающего воздуха в узком сечении трубного пучка на номинальном режиме работы составляла от 6 до 7 м/с, что обеспечивалось рациональным выбором компоновки ТМ и производительности вентилятора. Для поддержания в рамках одного режима испытания постоянного значения $t'_{\text{охл.в}}$ забор охлаждающего воздуха осуществлялся с улицы, а его транспортировка к ВК, установленному в лаборатории, — по воздухопроводу. Измерительные преобразователи и приборы, используемые в оснащении стенда, в соответствии с типом выходного сигнала были распределены по трём систе-

мам сбора информации, две из которых работали в автоматическом режиме.

Разработаны методики, содержащие алгоритмы управления работой стенда на режимах пуска, останова и перевода его с одного установившегося режима на другой.

В третьей главе применительно к научно обоснованной конструкции ВК разработаны методики расчётно-экспериментального определения важнейших термодинамических параметров ($p'_{\text{ПВС}}$ и $\Delta t_{\text{к}}$) и факторов, оказывающих влияние на эти параметры.

Абсолютное давление ПВС на входе в ВК определялось по выражению $p'_{\text{ПВС}} = p_{\text{б}} + p_{\text{МВ}}$, составляющими которого являются давления, определяемые для атмосферного воздуха показанием барометра $p_{\text{б}}$, а для ПВС — показанием мановакуумметра $p_{\text{МВ}}$. Величина $\Delta t_{\text{к}}$ определялась разностью температур насыщенного пара $t'_{\text{нп}} = f(p'_{\text{п}})$ и его конденсата на выходе из ВК $t''_{\text{к}}$. Температура $t''_{\text{к}}$ в *K1* и *K2* измерялась термометрами *T4* и *T5*. Парциальное давление пара на входе в ВК $p'_{\text{п}}$, определялось из совместного рассмотрения закона Дальтона и уравнения Менделеева – Клапейрона в зависимости от $p'_{\text{ПВС}}$ и относительного массового содержания воздуха в паре на входе в ВК $\varepsilon' = G_{\text{в}}/G'_{\text{п}}$. Величина массового расхода воздуха, проникавшего в ВК $G_{\text{в}}$, определялась суммой трёх составляющих: $G_{\text{вп}}$ — с паром; $G_{\text{внпл}}$ — через неплотности в элементах конструкции стенда, находившихся под разрежением; $G_{\text{вск}}$ — через *СК*. Значения $G_{\text{впв}}$ и $G_{\text{внпл}}$ были получены путём обобщения результатов многочисленных опытов. Для оценки $G_{\text{вск}}$ использовались: геометрические характеристики *СК*, показания *T9* и барометра. Массовый расход пара $G'_{\text{п}}$, поступающего из *ЭПГ* в ВК определялся по средней скорости повышения уровня конденсата в *МБ* при закрытых *ШК4* и *ШК5*.

Температура $t'_{\text{охл.в}}$ определялась по показаниям *T7*, установленного в обечайке диффузора. Кратность охлаждения определялась отношением массовых расходов в ВК охлаждающего воздуха $G_{\text{охл.в}}$ и конденсата $G''_{\text{к}}$. В свою очередь, $G_{\text{охл.в}}$ определялся посредством *ММ1* с *ТПП1* путём траверсирования потока воздуха в 24 точках горизонтального и вертикального направлений поперечного сечения воздуховода. $G''_{\text{к}}$ определялся по средней скорости повышения уровня конденсата в *МБ* при открытых *ШК4*, *ШК5* и *ШК6*, а удельный массовый расход конденсата $d_{\text{к}}$ — отношением $G''_{\text{к}}$ к полной наружной площади поверхности теплообмена ВК $F_{\text{н}}$. Величина \bar{K} определялась урав-

нением $\bar{K} = Q / (F_H \cdot \Delta t)$, где $Q = G_K'' \cdot (i'_\Pi - i''_K) + G_\Pi'' \cdot (i'_\Pi - i''_\Pi) + G_B \cdot (i'_B - i''_B)$ — тепловая мощность, переданная от первичного теплоносителя ко вторичному; $\Delta t = (t''_{\text{охл. в}} - t'_{\text{охл. в}}) / \ln((t'_{\text{нп}} - t'_{\text{охл. в}}) / (t'_{\text{нп}} - t''_{\text{охл. в}}))$ — среднелогарифмический температурный напор; $G_\Pi'' = G'_\Pi - G_K''$ — массовый расход пара в *КН1* и *КН2*; i'_Π и i''_Π — энтальпия пара в *КВ*, *КН1* и *КН2*; i''_K — энтальпия конденсата в *К1* и *К2*; i'_B и i''_B — энтальпия воздуха в *КВ*, *КН1* и *КН2*; $t''_{\text{охл. в}}$ — средняя температура охлаждающего воздуха на выходе из ВК, определяемая посредством *Т8* с *В32* и *ММ2* с *ТПП2*. Значения энтальпий $i'_\Pi = f(p'_\Pi, t'_{\text{пвс}})$, $i''_\Pi = f(p''_\Pi, t''_{\text{пвс}})$ и $i''_K = f(p''_K, t''_K)$ определялись по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара, реализованным в компьютерной программе в виде библиотеки функций. При этом значения температур ПВС в *КВ*, *КН1* и *КН2* ($t'_{\text{пвс}}$ и $t''_{\text{пвс}}$) определялись показаниями *Т1*, *Т2* и *Т3*. Энтальпии i'_B и i''_B находились по таблицам теплофизических свойств сухого воздуха, реализованным также в виде библиотеки функций в компьютерной программе, с учётом $t'_{\text{пвс}}$ и $t''_{\text{пвс}}$. Парциальное давление пара в нижних коллекторах p''_Π получено из совместного рассмотрения закона Дальтона и уравнения Менделеева – Клапейрона в зависимости от $p'_{\text{пвс}}$, потерь давления ПВС в ВК $\Delta p_{\text{пвс}}$ и относительного массового содержания воздуха в паре на выходе из ВК $\varepsilon'' = G_B / G_\Pi''$. Значение $\Delta p_{\text{пвс}}$ определялось показаниями ДМ1 и ДМ2.

Разработаны новые методика, алгоритм и компьютерная программа расчёта \bar{K} , отвечающие требованиям: вычисление его среднего значения без проведения специальных экспериментальных исследований; рациональное использование опубликованного весьма обширного научного потенциала по условиям и результатам экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамического сопротивления *ТМ* ВК; использование частных критериальных уравнений по теплоотдаче, обеспечивающих более высокую точность расчётов по сравнению с обобщёнными критериальными уравнениями; оперативность выполнения многовариантных расчётов, а, следовательно, и принятия рациональных технических решений. Коэффициент \bar{K} рассчитывался по выражению

$$\bar{K} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{охл. в}}} + d_o \cdot \varphi \cdot \ln \left(\frac{d_o}{d_H} \right) / (2 \cdot \lambda_p) + d_o \cdot \varphi \cdot \ln \left(\frac{d_H}{d_B} \right) / (2 \cdot \lambda_{\text{тр}}) + \frac{d_o}{d_B} \cdot \frac{\varphi}{\alpha_{\text{пвс}}} \right)^{-1} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

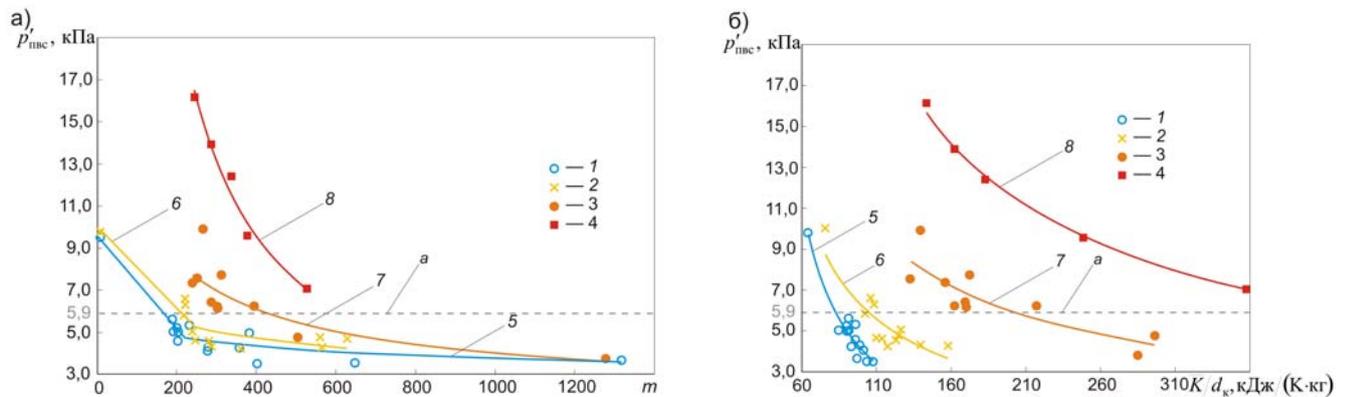
где $\bar{\alpha}_{\text{охл. в}}$ — средний коэффициент теплоотдачи от наружной оребрённой поверхности труб к охлаждающему воздуху, определяемый компьютерной программой посредством зависимости $p'_{\text{пвс}} = f(m, t'_{\text{охл. в}})$, полученной опытным путём, и специально разработанной АБД, содержащей опубликованные условия и результаты экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамического сопротивления; d_o , d_n и d_b — диаметры оребрённых труб по основанию ребра и несущих труб по наружной и внутренней поверхностям стенки; $\varphi = F_n/F_o$ — коэффициент оребрения; F_o — площадь наружной поверхности теплообмена на диаметре d_o ; λ_p и $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициенты теплопроводности материалов ребра и труб, несущих оребрение; $\bar{\alpha}_{\text{пвс}} = Q/(F_b \cdot \Delta t_{\text{пвс}})$ — средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующейся паровой составляющей ПВС к стенке труб; F_b — площадь внутренней поверхности теплообмена ВК; $\Delta t_{\text{пвс}} = \bar{t}_{\text{пвс}} - \bar{t}_{\text{в.ст}}$ — температурный напор, определяемый разностью температур ПВС $\bar{t}_{\text{пвс}}$ и внутренней поверхности стенок труб $\bar{t}_{\text{в.ст}}$, осреднёнными по F_b . В дальнейшем это позволило построить и аппроксимировать графические зависимости поправочного коэффициента $\chi = \bar{\alpha}_{\text{пвс}}/\bar{\alpha}_{\text{п. Nu}}$ от средней скорости ПВС на входе в трубы $\bar{c}'_{\text{пвс}} = 4 \cdot (G'_n + G'_b)/(\rho'_{\text{пвс}} \cdot \pi \cdot d_b^2 \cdot n_{\text{тр}})$ и температуры охлаждающего воздуха $t'_{\text{охл. в}}$. Здесь: $\bar{\alpha}_{\text{п. Nu}}$ — коэффициент теплоотдачи, определяемый формулой Нуссельта; $\rho'_{\text{пвс}} = \rho'_{\text{нп}} + \rho'_b$ — плотность ПВС; $\rho'_{\text{нп}}$ и ρ'_b — плотности насыщенного пара и воздуха; $n_{\text{тр}}$ — число труб в ВК.

В четвёртой главе содержатся результаты экспериментальных исследований, полученные на 77 различных установившихся режимах работы ВК. На основании этих результатов исследовано влияние $t'_{\text{охл. в}}$, m , d_k , \bar{K} и ε' на $p'_{\text{пвс}}$ и Δt_k (см. рисунки 4 и 5) и разработаны рекомендации по повышению эффективности ВК.

Показано, что применение ВК в составе ПТУ может привести к значительному возрастанию требований как к обеспечению герметичности трактов этих установок, находящихся под разрежением, так и к выбору типа и производительности воздухоудаляющих устройств (см. рисунок 5 б).

Путём совместного рассмотрения рисунков 4 (а) и 5 (а) с учётом функций, аппроксимирующих, представленные на рисунке 4 (а), графические зависимости, опреде-

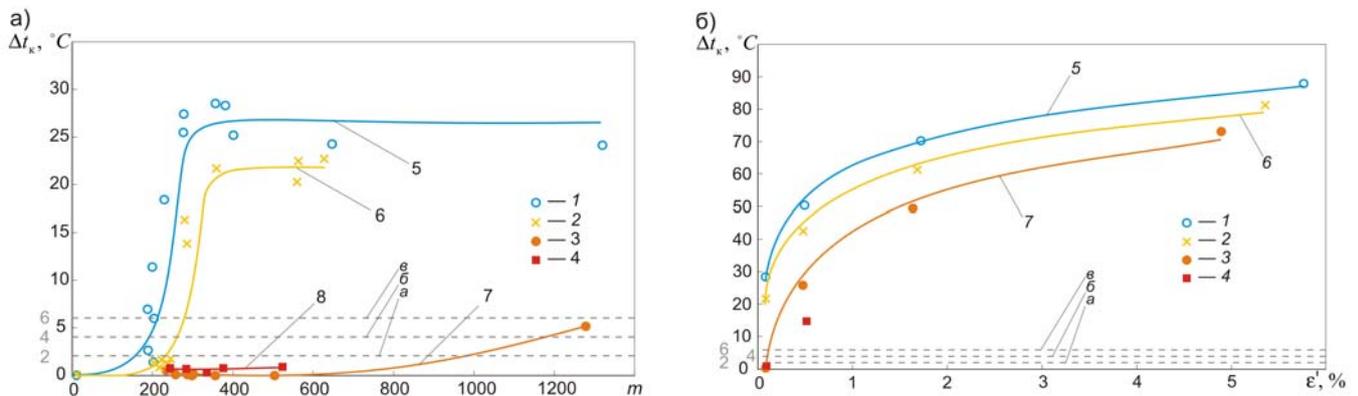
лены, приведённые в таблицах 1 и 2, рациональные диапазоны изменения кратности охлаждения для различных (стандартных и альтернативных) конструктивных схем включения ВК в состав ПТУ.



1, 2, 3, 4 — экспериментальные точки, соответствующие температурам охлаждающего воздуха на входе в ВК минус 4 — 1 °С, 4 — 9 °С, 16 — 22 °С и 30 — 33 °С; 5, 6, 7, 8 — аппроксимирующие линии; а — линия, обозначающая наименьший уровень расчётного абсолютного давления ПВС на входе в ВК реальных ПТУ

Рисунок 4 — Зависимости давления ПВС в верхнем коллекторе ВК от:

а — m и $t_{\text{охл.в}}$; б — комплекса \bar{K}/d_k и $t_{\text{охл.в}}$



1, 2, 3, 4 — экспериментальные точки, соответствующие температурам охлаждающего воздуха на входе в ВК минус 4 — 1 °С, 4 — 9 °С, 16 — 22 °С и 30 — 33 °С; 5, 6, 7, 8 — аппроксимирующие линии; а, б, в — линии, обозначающие условно ограничивающие характерные диапазоны изменения значений переохлаждения конденсата

Рисунок 5 — Зависимости переохлаждения конденсата от:

а — m и $t'_{\text{охл.в}}$; б — ε' и $t'_{\text{охл.в}}$

Под альтернативными конструктивными схемами подразумеваются следующие: сочетание ВК с водоохлаждаемым конденсатором; организация охлаждения поверхностей теплообмена ВК посредством естественной тяги; организация впрыска воды в поток охлаждающего воздуха на входе в ВК.

Таблица 1 — Рациональные диапазоны изменения кратности охлаждения в случае применения стандартной (см. рисунок 1) конструктивной схемы включения ВК в состав ПТУ

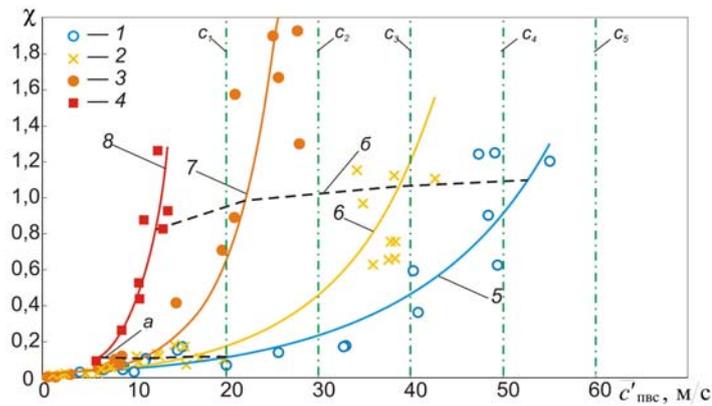
Диапазоны изменения величин					
$p'_{\text{ПВС}}, \text{кПа}$	$t'_{\text{ОХЛ.В}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$			m
6,2 — 9,7	минус 4 — 1	От 0 до 2	включ.	154 — 0	
		» 2 » 4	»	—	
		» 4 » 6	»	—	
5,9 — 9,9	4 — 9	От 0 до 2	включ.	215 — 10	
		» 2 » 4	»	—	
		» 4 » 6	»	—	
5,9 — 34,0	16 — 22	От 0 до 2	включ.	430 — 10	
		» 2 » 4	»	—	
		» 4 » 6	»	—	
5,9 — 34,0	30 — 33	От 0 до 2	включ.	620 — 126	
		» 2 » 4	»	—	
		» 4 » 6	»	—	

Таблица 2 — Рациональные диапазоны изменения кратности охлаждения в случае применения альтернативных конструктивных схем включения ВК в состав ПТУ

Тип электростанции	Диапазоны изменения величин			
	$p'_{\text{ПВС}}, \text{кПа}$	$t'_{\text{ОХЛ.В}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$	m
КЭС	3,5 — 5,5	минус 4 — 1	0 — 2	—
	5,3 — 5,5	4 — 9		235 — 204
	4,1 — 5,5	16 — 22		970 — 502
	3,5 — 5,5	30 — 33		990 — 660
ТЭЦ	6,2 — 9,0	минус 4 — 1	0 — 2	154 — 31
	6,0 — 9,0	4 — 9		210 — 56
	6,0 — 9,0	16 — 22		414 — 170
	6,0 — 9,0	30 — 33		610 — 420

Получены и представлены на рисунке 6 зависимости поправочного коэффициента χ от $\bar{c}'_{\text{ПВС}}$ и $t'_{\text{ОХЛ.В}}$, необходимые для реализации компьютерной программы расчёта коэффициента теплопередачи.

На основе разработанных методики, алгоритма и компьютерной программы расчёта \bar{K} даны рекомендации по выбору предпочтительного варианта конструктивного оформления теплообменной матрицы ВК на основе сравнительного анализа результатов расчёта коэффициентов теплоотдачи и потерь давления при варьируемых значениях величины массового расхода охлаждающего воздуха для последующего технико-экономического обоснования принятого варианта.



a, b — линии, условно ограничивающие область совместного влияния $\bar{\alpha}_{\text{пвс}}$ и $\bar{\alpha}_{\text{охл.в}}$ на величину \bar{K} ; $c_1 — c_5$ — линии постоянных скоростей ПВС; 1, 2, 3, 4 — экспериментальные точки, соответствующие температурам охлаждающего воздуха на входе в ВК минус $4 — 1^\circ\text{C}$, $4 — 10^\circ\text{C}$, $15 — 22^\circ\text{C}$ и $30 — 33^\circ\text{C}$; 5, 6, 7, 8 — аппроксимирующие линии

Рисунок 6 — Зависимости поправочного коэффициента χ от $\bar{c}'_{\text{пвс}}$ и $t'_{\text{охл.в}}$

Была выполнена верификация путём определения принадлежности значений m , полученных расчётом по предложенным аппроксимирующим функциям при проектных значениях $t'_{\text{охл.в}}$ и $p'_{\text{пвс}}$ реальных ПТУ с ВК, рекомендуемым рациональным диапазонам изменения кратности охлаждения, содержащимся в таблице 1. Результаты верификации отражены в таблице 3.

Таблица 3 — Результаты верификации расчётных и рекомендуемых значений кратности охлаждения

Наименование электростанции	Год пуска	Мощность турбоагрегата, МВт	Расчётные параметры			Рекомендуемый рациональный диапазон m	Результат верификации
			$t'_{\text{охл.в}}, ^\circ\text{C}$	$p'_{\text{пвс}}, \text{кПа}$	m		
Gerber Cogen	1981	3,7	8,9	6,9	164	215 — 10	+
Potter Station	1993	20,0	18,9	12,9	77	430 — 10	+
Datong №1	2003	160,0	16,0	16,0	48	430 — 10	+
Athens Power Station	2000	120,0	32,2	16,9	237	620 — 126	+
Hancheng	2007	600,0	33,0	31,2	136	620 — 126	+
Ruiguang	2008	300,0	32,0	28,0	150	620 — 126	+
Удовлетворительный результат верификации обозначен символом «+»							

Верификация результатов расчёта коэффициента теплопередачи в ВК, выполненных посредством разработанной компьютерной программы, осуществлялась путём сравнения этих результатов с результатами определения \bar{K} , полученными решением уравнения теплопередачи, а также по предлагаемой методике, использующей конкретные опытные данные вместо аппроксимирующих функций $p'_{\text{пвс}} = f(m, t'_{\text{охл.в}})$ и

$\chi = f(\bar{c}'_{\text{ПВС}}, t'_{\text{охл. в}})$. Для рабочих значений удельного теплового потока отклонение значений \bar{K} , рассчитанных по компьютерной программе, от значений \bar{K} , определённых посредством методики, использующей конкретные опытные данные, составляет от 0,0 до 11,4%, а отклонение от значений \bar{K} , полученных решением уравнения теплопередачи, — от 2,3 до 19,4%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Созданы специализированный лабораторный стенд научно обоснованной конструкции и методическое обеспечение по управлению его работой, позволившие выполнить необходимый комплекс экспериментальных исследований рабочего процесса в ВК.

2 По результатам анализа литературных источников выявлены важнейшие термодинамические параметры, определяющие рабочий процесс в ВК и стабильность технико-экономических показателей ПТУ. Определены факторы, влияющие на эти параметры. Разработан комплекс методик расчётно-экспериментального определения этих параметров и факторов применительно к научно обоснованной конструкции стенда ВК.

3 Впервые в результате стендовых испытаний ВК исследовано влияние температуры охлаждающего воздуха $t'_{\text{охл. в}}$, кратности охлаждения m , удельного массового расхода конденсата d_k , коэффициента теплопередачи \bar{K} и относительного массового содержания воздуха в паре ε' на переохлаждение конденсата Δt_k и абсолютное давление ПВС $p'_{\text{ПВС}}$.

4 Впервые разработаны методика и алгоритм расчёта коэффициента теплопередачи \bar{K} в ВК, реализующие новые подходы к определению коэффициентов теплоотдачи, в основу которых положены результаты экспериментальных исследований, полученные в процессе стендовых испытаний.

5 Разработана компьютерная программа, позволяющая оперативно осуществлять варианты расчёты \bar{K} , а их результаты использовать для принятия рациональных технических решений, направленных на дальнейшее повышение эффективности ВК.

6 Впервые определены рациональные диапазоны изменения кратности охлаждения m при различных температурах охлаждающего воздуха на входе в ВК, необходимые для принятия научно обоснованных технических решений как на начальных стадиях проектирования и модернизации ПТУ, так и при назначении оптимальных режимов

эксплуатации.

7 Созданы материально-технические и методические основы для решения экономических и экологических проблем совершенствования конденсационных установок.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ, ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Богов, И. А. Стенд для исследования рабочих процессов в паротурбинных воздухоохлаждаемых конденсационных установках [Текст] / И. А. Богов, А. П. Безухов, В. А. Суханов, И. Д. Волковицкий, Н. Ю. Донцов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование. — 2012. — № 4 (159). — С. 52 — 59.

2. Суханов, В. А. Исследование и совершенствование теплообменных матриц паротурбинных воздухоохлаждаемых конденсаторов посредством специализированной автоматизированной базы данных [Текст] / В. А. Суханов, И. А. Богов, А. П. Безухов // Электрические станции. — 2015. — №10. — С. 56 — 60.

3. Суханов, В. А. Экспериментальное исследование переохлаждения конденсата на модели воздухоохлаждаемого конденсатора [Текст] / В. А. Суханов, А. П. Безухов, И. А. Богов, Н. Ю. Донцов, И. Д. Волковицкий, В. В. Толмачев // Теплоэнергетика. — 2016. — № 1. — С. 19 — 25. DOI: 10.1134/S0040363615090106.

4. Sukhanov, V. A. Experimental Study of Condensate Subcooling with the Use of a Model of an Air-Cooled Condenser [Текст] / V. A. Sukhanov, A. P. Bezukhov, I. A. Bogov, N. Y. Dontsov, I. D. Volkovitsky, and V. V. Tolmachev // Thermal Engineering. — 2016. — №1. — Vol.63. — P. 17 — 23. DOI: 10.1134/S0040601515090104.

5. Суханов, В. А. Расчётно-экспериментальные исследования теплообмена в модели воздухоохлаждаемого конденсатора [Текст] / В. А. Суханов, И. А. Богов, А. П. Безухов, В. В. Толмачев // Электрические станции. — 2016. — №4. — С. 23 — 28.

6. Sukhanov, V. A. Numerical-Experimental Studies of the Heat Transfer in an Air-Cooled Condenser Model [Текст] / V. A. Sukhanov, A. P. Bezukhov, I. A. Bogov, and V. V. Tolmachev // Power Technology and Engineering. — 2016. — №3. — Vol.50. — P. 318 — 322. DOI: 10.1007/S10749-016-0704-9.

7. Свидетельство №2012660792 Российская Федерация. Расчёт трубных пучков конденсаторов пара уплотнений турбин: Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ / И. А. Богов, А. П. Безухов, В. А. Суханов; заявитель и правообладатель: Открытое акционерное общество «Силовые машины — ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт» (Ru). — №2012618291; заявл. 02.10.2012; зарегистр. 28.11.2012.

8. Богов, И. А. Состояние и пути совершенствования воздухоохлаждаемых энергетических конденсаторов [Текст] / И. А. Богов, В. В. Назаров, В. А. Суханов // Современное турбостроение: сб. науч. тр. — Санкт-Петербург: Изд-во МАН ВШ. Санкт-Петербургское отделение. ПИМаш, 1999. — Вып. 2. — С. 59—61.

9. Богов, И. А. К вопросу оптимизации пучков труб с наружным поперечным оребрением [Текст] / И. А. Богов, В. А. Суханов // Современное турбостроение: сб. науч. тр. — Санкт-Петербург: Изд-во МАН ВШ. Санкт-Петербургское отделение. ПИМаш, 2000. — Вып. 3. — С. 111 — 113.

10. Суханов, В. А. Компьютерная база данных результатов экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков оребренных труб [Текст] / В. А. Суханов // Аэрокосмическая техника и высокие технологии — 2002: материалы Всероссийской научно-технической конференции / под. ред. Ю. В. Соколкина и А. А. Чекалкина, Пермь, 10 – 12 апреля 2002 г. / — Пермь: ПГТУ, 2002. — С. 255.

11. Суханов, В. А. Программная реализация теплового и гидроаэродинамического расчёта воздухоохлаждаемых конденсаторов энергетических паротурбинных установок [Текст] / В. А. Суханов // Современное турбостроение: материалы междунар. науч. - практ. конф., 28 — 30 сентября 2004 г. / — Санкт-Петербург: Изд-во МАН ВШ. Санкт-Петербургское отделение. ПИМаш, 2004. — С. 49 — 51.

12. Теплообменные аппараты газотурбинных установок. Основы проектирования: монография [Текст] / И. А. Богов, В. А. Суханов, А. П. Безухов, В. В. Толмачев, А. А. Смирнов, А. И. Бодров; под общ. ред. И. А. Богова. — СПб.: ООО «Издательство «Полигон», 2010. — 208 с.: ил.; — Библиогр.: с. 202 — 203. — 500 экз. — ISBN 978-5-89173-428-9.

13. Богов, И. А. Моделирование рабочих процессов воздухоохлаждаемых конденсаторов парогазовых установок [Текст] / И. А. Богов, В. В. Назаров, В. А. Суханов // — С-Пб.: LIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научно-технические проблемы выбора схем, параметров и материалов современных газотурбинных и парогазовых установок»: тезисы докладов, г. Санкт-Петербург, 5 — 7 сентября 2012., ОАО «ВТИ», 2012 г, с. 115 — 116.

14. Суханов, В. А. Экспериментальные исследования влияния конструкции проточной части камеры смешения водоструйного эжектора воздухоохлаждаемой конденсационной установки на его рабочую характеристику [Текст] / В. А. Суханов, Н. Ю. Донцов, И. Д. Волковицкий, А. П. Безухов // XLI Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. 3-8 декабря 2012 г. Ч. III. / — СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2012. — С. 65 — 66.