Научная статья
УДК 621.039.58:621.18:66.045.1

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОГЕНЕРАТОРА ЭНЕРГОБЛОКА АЭС С ВВЭР ПРИ ГЛУШЕНИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ ТРУБ

А.Д. Чорный[1], Г.С. Маршалова[2,*], Е.А. Пустоход[1]

[1] Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, Минск, Республика Беларусь
[2] Белорусский государственный технологический университет, Минск, Республика Беларусь
* E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Аннотация. В статье представлены результаты исследования теплогидравлических характеристик парогенератора, используемого в энергоблоке АЭС с ВВЭР. На основе трехмерной CAD-модели парогенератора проведен теплогидравлический расчет и численное моделирование процессов тепломассопереноса в парогенераторе с использованием методов вычислительной гидрогазодинамики. Исследовано влияние заглушения теплообменных труб на ключевые параметры работы парогенератора, такие как тепловая мощность, расход пара и температура теплоносителя. Результаты показали, что увеличение количества заглушенных труб приводит к снижению эффективности работы парогенератора и повышению температуры теплоносителя, что может негативно сказаться на безопасности АЭС. Полученные данные согласуются с проектными характеристиками, а также выявлены расхождения в гидравлических потерях, требующие дополнительного анализа.

Ключевые слова: *парогенератор; атомная электростанция; водо-водяной энергетический реактор; теплообменные трубы; глушение труб; теплогидравлический расчет; CFD-моделирование; CAD-модель.*

Для цитирования: Чорный А.Д., Маршалова Г.С., Пустоход Е.А. Теплогидравлические характеристики парогенератора энергоблока АЭС с ВВЭР при глушении теплообменных труб // *Вестник науки и образования Северо-Запада России*. 2025. Т. 11. № 4. С. 66–81.

Original article

THERMAL-HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF A STEAM GENERATOR OF VVER NUCLEAR POWER PLANT UNIT UNDER HEAT-EXCHANGE TUBE PLUGGING

A.D. Chorny[1], G.S. Marshalova[2,*], E.A. Pustokhod[1]

[1] A.V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of NAS of Belarus, Minsk, Belarus
[2] Belarussian State Technological University, Minsk, Belarus
* E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Abstract. The article presents the results of a study on the thermohydraulic characteristics of the steam generator used in nuclear power plant units with VVER. Based on a 3D CAD model of the steam generator, a thermohydraulic calculation and numerical simulation of heat and mass transfer processes were performed using computational fluid dynamics methods. The impact of plugging heat exchange tubes on key operational parameters, such as thermal power, steam flow rate, and coolant temperature, was investigated. The results demonstrated that an increase in the

© Чорный А.Д., Маршалова Г.С., Пустоход Е.А. 2025

number of plugged tubes reduces the steam generator's efficiency and raises the coolant temperature, potentially compromising nuclear power plant safety. The findings align with design specifications, though discrepancies in hydraulic losses were identified, warranting further analysis.

Key words: *steam generator; nuclear power plant; water-water energetic reactor; heat exchange tubes; pipe plugging; thermal hydraulic calculation; CFD simulation; CAD model.*

For citation: Chorny A.D., Marshalova H.S., Pustokhod E.A. Thermal-hydraulic characteristics of a steam generator of VVER nuclear power plant unit under heat-exchange tube plugging. *Journal of Science and Education of North-West Russia*. 2025. Vol. 11, No. 4, pp. 66-81.

Введение

Парогенераторы (ПГ) являются сложными теплообменными аппаратами, предназначенными для выработки насыщенного пара. Разработка парогенераторов является ответственной задачей, которая требует проектирования высокого качества. Опыт эксплуатации показывает, что надежность работы атомных электростанций (АЭС) существенным образом зависит от надежной работы парогенераторной установки. Теплотехническая схема и конструкция ПГ должны обеспечивать длительную, безаварийную работу АЭС.

Парогенератор ПГВ-1000МКП входит в состав энергоблоков АЭС с водо-водяным энергетическим реактором ВВЭР-1200. Данный ПГ двухконтурный и вырабатывает сухой насыщенный пар с влажностью менее 0,2%, образующийся в результате передачи тепла от теплообменных труб (ТОТ), внутри которых находится теплоноситель первого контура. Нарушение целостности ТОТ может привести к перемешиванию теплоносителей первого и второго контуров, а также к загрязнению оборудования и радиоактивным выбросам в окружающую среду [1].

Параметры пара, вырабатываемого в ПГ, определяются параметрами теплоносителя, теплотехнической схемой ПГ, температурным напором между теплоносителем и рабочим телом, перепадом температур теплоносителя на входе и выходе из ПГ. Исследования и опыт эксплуатации ПГ показывает, что одним из основных факторов, оказывающим влияние на работоспособность ТОТ, является водо-химический режим [2, 3]. При этом установлено, что ПГ для энергоблоков АЭС с ВВЭР эксплуатируются в тяжелых коррозионных условиях. При работе ПГ из-за различного вида и степени загрязнения поверхности может происходить коррозионное растрескивание металла ТОТ. Обычно по результатам вихретокового контроля производится превентивное глушение ТОТ с размерами дефектов, превышающими пороговое значение [4]. Это позволяет исключить сквозные дефекты. Глушение ТОТ приводит к снижению площади проходного сечения трубного пучка, что вызывает повышение гидравлического сопротивления. Также при глушении уменьшается площадь поверхности теплообмена, что ведет к понижению температуры теплоносителя на входе в ПГ при неизменной мощности [5]. Также увеличение температуры теплоносителя сверх предельных значений не допускается, так как необходим запас до кризиса теплоотдачи на тепловыделяющих элементах (ТВЭЛ) реактора [6, 7].

В работе [1] отмечено, что накопление отложений со средней удельной загрязненностью более 150 г/м^2 приводит к повреждению теплообменных труб ПГ. При этом, чем выше загрязненность, тем больше количество заглушенных труб. Также большое влияние оказывает локализация загрязнений с образованием зон с высоким уровнем напряжений, что может приводить к нарушению целостности ТОТ.

Работа [8] посвящена разработке и проверке инновационной технологии заглушивания дефектных теплообменных труб ПГ на АЭС: с использованием электрогидравлического удара, позволяющего достичь сверхвысоких скоростей деформации. Авторами проведено экспериментальное и численное моделирование, выявлены ключевые факторы неопределённости (пиковое давление и свойства материала) и показана практическая применимость метода.

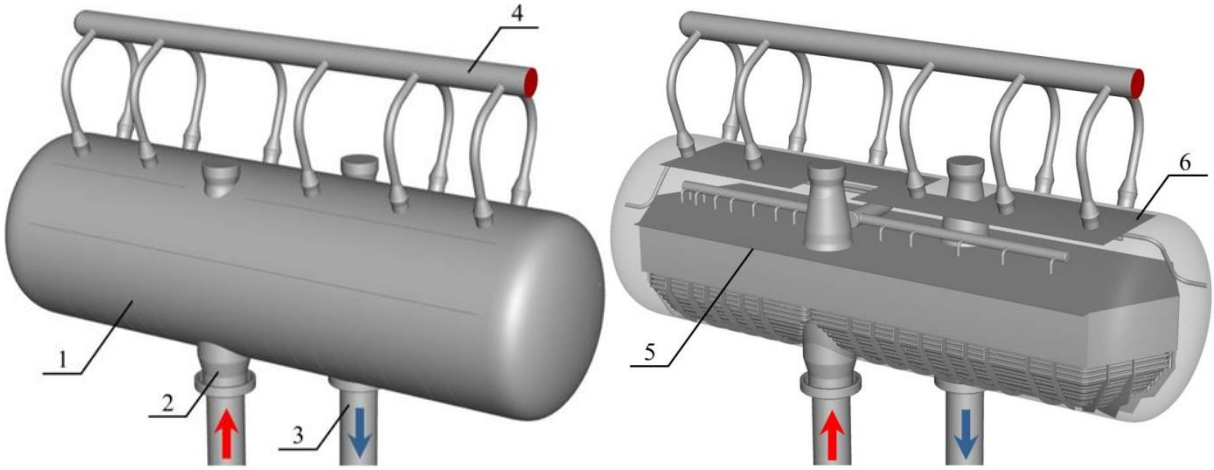
В [9] авторами проведена оценка влияния глушения 12% труб ПГ на возможность поддержания номинальной мощности АЭС и эффективность управляющих действий оператора при аварийных режимах при разрыве труб ПГ.

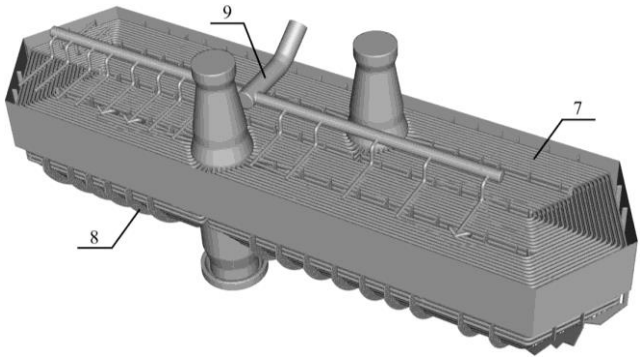
Цель работы – оценка влияния глушения теплообменных труб на теплогидравлические характеристики парогенератора ПГВ-1000МКП, используемого в энергоблоках АЭС с ВВЭР-1200.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие задачи: выполнить теплогидравлический расчёт парогенератора в номинальном режиме на основе инженерной методики; провести численное моделирование процессов тепло- и массопереноса в парогенераторе с использованием методов вычислительной гидрогазодинамики; исследовать зависимость ключевых эксплуатационных параметров – тепловой мощности, расхода пара и температуры теплоносителя – от степени глушения теплообменных труб (в диапазоне 3–11%); сопоставить полученные результаты с проектными характеристиками и оценить потенциальные риски для безопасности АЭС.

Трехмерная CAD-модель парогенератора

CAD модель парогенератора ПГВ–1000МКП включает корпус с помещенными в него горизонтальным пучком ТОТ, двумя вертикально расположенными коллекторами первого контура, устройствами подвода и раздачи питательной воды и коллектором пара. Таким образом, модель ПГ представляет собой трехмерную CAD модель однокорпусного теплообменного аппарата горизонтального типа с погруженной в котловую воду трубной теплообменной поверхностью. Создание CAD-модели осуществлялось при помощи конструкторского пакета SolidWorks, которая дорабатывалась в пакете ANSYS Space Claim. В модель ПГ входят следующие основные составные части (рисунок 1): корпус с патрубками различного назначения *1*; внешняя поверхность пучка ТОТ с элементами крепления и дистанционирования *7*; устройства подвода и раздачи питательной воды *9*; устройство отвода генерируемого пара – коллектор пара *4*; плоский пароприемный дырчатый лист (ППДЛ) *6*; погруженный дырчатый лист (ПДЛ) *5*.





1 – горизонтальный цилиндрический корпус; 2 – горячий коллектор; 3 – холодный коллектор; 4 – коллектор пара; 5 – ПДЛ с закраинами; 6 – ППДЛ; 7 – пакет ТОТ; 8 – боковые опоры пакета ТОТ; 9 – коллектор питательной воды

Рисунок 1 – К трехмерной CAD модели ПГ

Корпус *1* в виде цилиндрического сосуда, по торцам которого приварены эллиптические стенки, является основной частью ПГ. В нем расположены коллекторы первого контура как толстостенные цилиндры переменного диаметра и толщины, предназначенные для подвода нагретого теплоносителя со стороны реактора через горячий коллектор *2* и отвода его обратно в реактор через холодный коллектор *3*.

Установленный на боковых опорах *8* пакет U-образных ТОТ скомпонован в теплообменный пучок *7* и соединен с коллекторами первого контура, у которых в центральной цилиндрической части имеются крепления концов ТОТ и отверстия для циркуляции теплоносителя между горячим *2* и холодным *3* коллекторами через ТОТ *7*.

Внутри корпуса над пакетом ТОТ *7* расположены устройства *9* подвода и раздачи питательной воды, состоящие из коллектора и раздающих труб с отверстиями по своей длине для выхода питательной воды во внутренний объем корпуса *1*.

ПДЛ *5* располагается над пакетом ТОТ *7* ниже среднего весового уровня котловой воды на 5 см. Он перфорированный с диаметром отверстий 13 мм. Степень перфорации ПДЛ принималась 8%. ППДЛ *6* располагается под входными сечениями коллектора пара *4*. Диаметр отверстий 10 мм. Степень перфорации ППДЛ принималась 4,8%.

Теплотехнические параметры и характеристики парогенератора, принятые для расчета

Известные теплотехнические параметры и основные характеристики парогенератора ПГВ-1000МКП представлены в таблицах 1–2. Они использовались для формирования граничных и начальных условий для расчета, а также для верификации результатов, полученных по теплогидравлическому расчету и после CFD моделирования на основе физико-математической модели процессов тепломассопереноса в ПГ.

Таблица 1 – Теплотехнические характеристики парогенератора ПГВ-1000МКП

Наименование	Обозначение	Значение
Номинальная тепловая мощность, МВт	$Q_{пг}$	803
Максимальная тепловая мощность, МВт	Q_{max}	859
Паропроизводительность (при t = 225 °С и продувке 15 т/ч), т/ч	D	$1602^{\pm 112}$
Давление генерируемого пара на выходе из коллектора ПГ, МПа	P_2	7,00±0,10
Температура генерируемого пара на выходе из коллектора ПГ, °С	t_2''	285,8±1,0
Температура питательной воды в номинальном режиме, °С	$t_{пв}$	225±5
Давление теплоносителя перового контура на входе в ПГ, МПа	P_1	16,14±0,30
Гидравлические потери давления на парогенераторе, МПа	ΔP	0,131
Расход теплоносителя на 1 ПГ при работе четырех петель, м^3/ч	V	21500

Наименование	Обозначение	Значение
Температура теплоносителя на входе в ПГ, °С	t_1'	328,6
Температура теплоносителя на выходе из ПГ, °С	t_1''	298,2

Таблица 2 – Основные характеристики парогенератора ПГВ-1000МКП

Наименование параметра	Значение
Высота коллектора (без крышки с вытеснителем), мм	5100
Внутренний диаметр коллектора в перфорированной части, мм	834
Внешний диаметр коллектора в перфорированной части, мм	1176
Количество теплообменных трубок на один ПГ, шт.	10978
Средняя длина теплообменных трубок парогенератора, мм	11063
Внешний диаметр теплообменной трубки, мм	16
Внутренний диаметр теплообменной трубки, мм	13
Общая площадь проходного сечения трубчатки по первому контуру, м^2	1,457
Материал корпуса и коллектора ПГ	сталь 10ГН2МФА
Материал теплообменных труб ПГ	сталь 08Х18Н10Т

Таблица 3 содержит значения теплофизических характеристик материалов корпуса, коллекторов и ТОТ.

В качестве теплоносителя (ТН) и рабочего тела (РТ) в ПГ используется соответственно вода и водяной пар при входном в первый контур абсолютном давлении теплоносителя 16,14 МПа и выходном давлении рабочего тела (насыщенный пар) во втором контуре – 7 МПа. Анализ справочных данных по свойствам воды и водяного пара [10] показал, что при предполагаемом изменении давления согласно таблицам 1 – 2 как в первом, так и во втором контуре ПГ теплофизические свойства мало зависят от давления (изменение не более 0,5%). Зависимость от температуры существенна. Для зависимости теплофизических свойств воды от температуры при давлении 16,14 МПа и 7 МПа [10] диапазон изменения температуры выбирался при возможном перепаде температуры как в первом контуре, так и во втором с учетом температуры питательной воды. Водяной пар во втором контуре (корпусе) ПГ находится в состоянии насыщения. Параметры насыщенного водяного пара при давлении 7МПа приведены в таблице 4.

Таблица 3 – Теплофизические свойства сталей 10ГН2МФА и 08Х18Н10Т

Наименование характеристики	10ГН2МФА	08Х18Н10Т
Плотность, кг/м^3	7850	7750
Удельная теплоемкость, Дж/(кг К)	434	300
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м К)	60,5	90

Таблица 4 – Теплофизические свойства насыщенного водяного пара (температура 558,98 К, давление 7 МПа)

Наименование характеристики	Значение
Плотность, кг/м^3	36,525
Удельная теплоемкость, Дж/(кг К)	5356,6
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м К)	0,063457
Динамический коэффициент вязкости, Па с	0,000018889

Теплогидравлический расчет парогенератора

Предварительно CFD моделированию разработана инженерная методика и на ее основе проведен теплогидравлический расчет парогенератора ПГВ-1000МКП с учетом его

конструктивных параметров для определения тепловых мощностей всех поверхностей нагрева, расхода теплоносителей и температур на входе и выходе из участков, а также кратности циркуляции.

Исходными данными для расчета ПГ являлась информация, представленная в таблицах 1–2 и на рисунке 2.

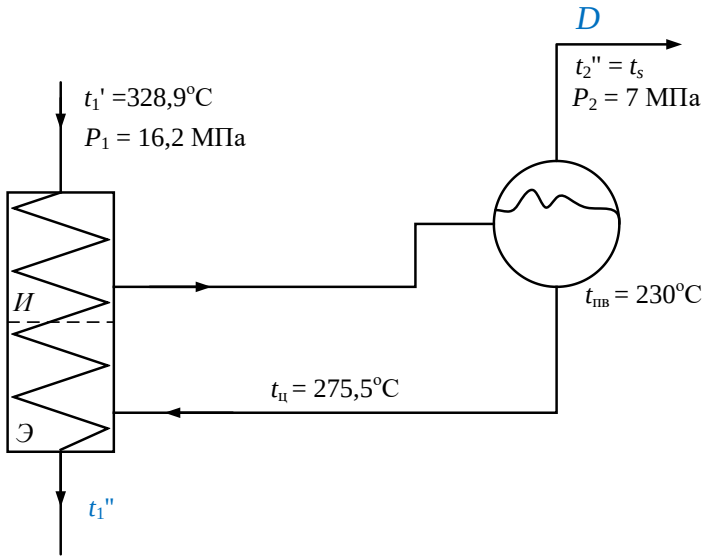


Рисунок 2 – Схема парогенератора с исходными данными

Ставилась задача в результате расчета определить расход рабочего тела (водяного пара) D, кг/с и температуру теплоносителя первого контура на выходе из холодного коллектора ПГ t_1'', °С.

Из таблиц воды и водяного пара [10] установим значения следующих параметров:

1) температура насыщения рабочего тела при давлении P_2 = 7 МПа составит $t_2'' = t_s = 285{,}83$°С;

2) энтальпия котловой воды при давлении P_2 = 7 МПа составит $h_2' = 1257$ кДж/кг;

3) энтальпия насыщенного пара на выходе при давлении P_2 = 7 МПа составит $h_2'' = 2775$ кДж/кг;

4) энтальпия питательной воды при давлении P_2 = 7 МПа и $t_{пв}$ = 230°С составит $h_{пв}$ = 991 кДж/кг;

5) энтальпия теплоносителя на входе в горячий коллектор ПГ при P_1 = 16,2 МПа и t_1' = 328,9°С составит $h_1' = 1508$ кДж/кг.

Тепловую мощность ПГ можно определить из уравнения теплового баланса, рассчитав предварительно тепловые мощности всех поверхностей нагрева ПГ:

$$Q_{пг} = Q_э + Q_и = G \cdot \left(h_1' - h_1'' \right) \cdot \eta , \quad (1)$$

где $Q_э = D \cdot (1 + 0{,}01\alpha_{пр}) \cdot (h_2' - h_{пв})$ – тепловая мощность экономайзерного участка, кВт; $Q_и = D \cdot (h_2'' - h_2')$ – тепловая мощность испарительного участка, кВт; $\alpha_{пр}$ – продувка парогенератора, %; $G = \rho_{вых} V = 657{,}4 \cdot 21500/3600 = 3930{,}62$ кг/с – массовый расход теплоносителя, кг/с; V – объемный расход теплоносителя, м^3/ч; η = 0,98 – КПД парогенератора.

Уравнение теплопередачи имеет вид

$$Q_{и} = F_{и} \cdot k_{и} \cdot \Delta t_{и}, \quad (2)$$

где $k_{и}$ – средний коэффициент теплопередачи на испарительном участке ПГ; $\Delta t_{и}$ – средний температурный напор на испарительном участке ПГ. Так как для трубок $d_{н}/d_{вн} \leq 2$, то коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$k_{и} = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + 2 \cdot R_{ок} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1} \quad (3)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке, Вт/(м^2·К); $\delta_{ст}$ – толщина трубки, м; $\lambda_{ст}$ = 18,79 Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности, находится по температуре стенки; $R_{ок}$ – термическое сопротивление окислов (для стали марки 08Х18Н10Т, то $R_{ок}$ = $2 \cdot 10^{-5}$ м^2·К/Вт [11]); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к РТ, Вт/(м^2·К).

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке рассчитывается по формуле:

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{в}} \cdot \mathrm{Re}^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,43} \cdot c_t \cdot c_i \quad (4)$$

где λ – теплопроводность теплоносителя, Вт/(м·К); Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; c_t и c_i – поправочные коэффициенты в расчете можно принять равными единице.

Для точности расчета теплоотдачу на испарителе будем считать для входного и выходного участков по теплоносителю, т.е. считаем коэффициент теплопередачи во входном $k_{вх}$ и выходном $k_{вых}$ сечениях испарительного участка. Если их отношение ($k_{вх}$ / $k_{вых}$) > 2, то необходимо разбивать испарительный участок ПГ пополам и считать коэффициенты теплопередачи для трех сечений – входное, выходное и срединное. Теплоноситель движется внутри трубок, поэтому гидравлический диаметр равен внутреннему диаметру трубки поверхности нагрева $d_{г} = d_{в}$.

Теплофизические свойства теплоносителя на входе [10]: $\rho_{вх}$ = 657,4 кг/м^3 – плотность; $\lambda_{вх}$ = 0,4993 Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности; $\upsilon_{вх} = 1,171 \cdot 10^{-7}$ м/с – кинематическая вязкость; $\mathrm{Pr}_{вх}$ = 1,016 – число Прандтля. Теплофизические свойства теплоносителя на выходе [10]: $\rho_{вых}$ =731,48 кг/м^3; $\lambda_{вых}$ = 0,5556 Вт/(м·К); $\upsilon_{вых} = 1,214 \cdot 10^{-7}$; $\mathrm{Pr}_{вых}$ = 0,8685.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу рассчитывается по формуле ЦКТИ [10]

$$\alpha_2' = \frac{10,45 \cdot q^{0,7}}{3,3 - 0,0113 \cdot (t_{s2} - 373,15)}, \text{ где } q = (0,7 \div 0,8) \frac{(t_1' - t_s)}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + 2 \cdot R_{ок} \right)} \quad (5)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м^2; t_{s2} – температура насыщения рабочей среды, К; $\lambda_{ст}$ – теплопроводность стенки, Вт/(м^{2}К), вычисляемая по температуре стенки

$$t_{ст} = t_s + \frac{1}{3} \cdot (t_1' - t_s). \quad (6)$$

Уравнение (5) решается методом итераций: ориентировочно задаются значением $q = q'$, рассчитываются значения α_2', k', затем определяются $q'' = k' \cdot (t_1' - t_1'')$. Если

выполняется условие $0,95 \le q'/q'' \le 1,05$, то расчет заканчивается. Если условие не выполняется, то расчет продолжается и в качестве нового значения q принимается $q = q''$. Приняв $q' = 249$ кВт/м^2 получим по (5) $\alpha_2' = 52811$ Вт/(м^2·К) и по (3) $k_{вх} = 5821$ Вт/(м^2·К).

Аналогично определяем коэффициент теплоотдачи для выходного участка. Приняв $q' = 90$ кВт/м^2 получим по (5) $\alpha_2' = 25903$ Вт/(м^2·К) и по (3) $k_{вых} = 5177$ Вт/(м^2·К). Тогда средний коэффициент теплопередачи равен

$$k_и = 0,5(k_{вх} + k_{вых}) = 5499 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}. \quad (7)$$

Среднелогарифмический температурный напор на испарительном участке вычисляется по формуле:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\left(t_{1и}' - t_{2и}''\right) - \left(t_{1и}'' - t_{2и}'\right)}{\ln \frac{\left(t_{1и}' - t_{2и}''\right)}{\left(t_{1и}'' - t_{2и}'\right)}} \quad (8)$$

Температура теплоносителя на выходе из испарительного участка определяется согласно формуле

$$t_{1и}'' = \frac{Q_э}{G \cdot c_p} + t_1'', \quad (9)$$

где c_p = 5,283 кДж/кг – средняя изобарная теплоемкость теплоносителя на экономайзерном участке.

Методом аппроксимации данных таблиц теплофизических свойств [2] для воды и пара получим зависимость энтальпии теплоносителя от температуры на выходе из ПГ

$$h_1'' = 1,94 + 4,443 \cdot t_1''. \quad (10)$$

С учетом $t_{1и}' = t_1'$ и $t_{2и}' = t_{2и}'' = t_s$, а также (1) и (10) получим систему уравнений

$$\begin{cases} Q_и = D \cdot \left(h_2'' - h_2'\right) \\ Q_и + D \cdot \left(1 + 0,01\alpha_{пр}\right) \cdot \left(h_2' - h_{пв}\right) = G \cdot \left(h_1' - \left(1,94 + 4,443 \cdot t_1''\right)\right) \\ Q_и = F_и \cdot k_и \cdot \dfrac{\left(t_1' - t_s\right) - \left(\dfrac{D \cdot \left(1 + 0,01\alpha_{пр}\right) \cdot \left(h_2' - h_{пв}\right)}{G \cdot c_p} + t_1'' - t_s\right)}{\ln \dfrac{\left(t_1' - t_s\right)}{\left(\dfrac{D \cdot \left(1 + 0,01\alpha_{пр}\right) \cdot \left(h_2' - h_{пв}\right)}{G \cdot c_p} + t_1'' - t_s\right)}} \end{cases} \quad (11)$$

Выполнив вычисления, получим $Q_и$ = 675388 кВт, D = 444,92 кг/с, что согласуется с данными, приведенными в таблице 1 по паропроизводительности 1602 т/ч при учете давления 7 МПа и температуре насыщения t_s = 285,83°С.

Температура теплоносителя первого контура на выходе из ПГ (холодного коллектора) составила $t_1'' = 298,2$ °С, что является допустимой температурой в таблице 1. Тепловая мощность экономайзерного участка по (1) составит $Q_э$ = 119 456 кВт, а ПГ – $Q_{пг}$ = 794 844 кВт. В таблице 1 указано, что тепловая мощность ПГ составляет 803 МВт. Как видно, отличие с расчетной составляет 5,2 МВт или порядка 1%.

Расчет гидравлического сопротивления первого и второго контуров представлен в [10]. Гидравлическое сопротивление первого контура включает сопротивление соединительной обечайки, сопротивление в трубках, сопротивление в канале на выходе теплоносителя, сопротивление выходного патрубка и по расчетам составляет 109,03 кПа и отличается от приведенного в таблице 1 на 21,97 кПа (на 17%), что может быть объяснено несовершенством принятых в расчете коэффициентов местного сопротивления. Гидравлическое сопротивление второго контура состоит из сопротивления выхода питательной воды из входного патрубка в тороидальный коллектор, сопротивления трубок раздачи питательной воды, сопротивления сепараторов, сопротивления выходного патрубка и равно 55,03 кПа.

Расчет теплогидравлических процессов в парогенераторе на основе методов вычислительной гидрогазодинамики

Теплогидравлическое состояние теплоносителя во внутренних объемах и проточных каналах модели парогенератора ПГВ–1000МКП может быть охарактеризовано с точки зрения теплофизики и гидродинамики многофазной многокомпонентной среды с переменными теплофизическими свойствами с учетом эффектов вязкости, изменения фазы (процессы испарения и конденсации), поверхностного натяжения. Также физико-математическая модель требует учета возможности турбулентного характера переноса импульса, тепла и массы теплоносителя в объемах, коллекторах, теплообменных трубах ПГ. Для моделирования турбулентного течения используются уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу (RANS). Осреднение по Рейнольдсу заключается в замене случайно изменяющихся характеристик потока (скорость, давление, плотность) суммами осреднённых и пульсационных составляющих.

Для моделирования процессов переноса во втором контуре (корпусе) ПГ использовалась многофазная модель и математическая модель, основанная на методе VOF (объем в жидкости) с привлечением механистической модели испарения-конденсации [13], где массоперенос между жидкостью и паром рассчитывается уравнением переноса пара. Поскольку во внутренних объемах ПГ реализуется неустойчивое и неоднородное движение водяного теплоносителя первого контура и парожидкостной смеси второго контура ПГ, уравнения переноса использовались в формулировке осредненных по Рейнольдсу. Для замыкания уравнений применялась гипотеза Буссинеска о вихревой вязкости и к–ω модель переноса сдвиговых напряжений Ментера в стандартной формулировке [12]. Теплофизические свойства теплоносителя первого контура и рабочего тела второго контура ПГ (плотность, удельная теплоемкость, динамический коэффициент вязкости, коэффициент теплопроводности) задавались в виде кусочно-линейных функций, зависящих от температуры и давления.

Моделирование производилось с помощью гидрогазодинамического решателя Ansys Fluent 2020R1. Для моделирования применяется метод конечных объемов [14]. Минимальный и максимальный размер вычислительных ячеек выбирался с целью минимизации влияния на результаты моделирования искусственной вязкости, возникающей в результате ошибки аппроксимации. То есть линейный размер ячейки обеспечивал

искусственную вязкость малую по сравнению с эффективной (молекулярная +турбулентная) вязкостью [14]. Таблица 5 указывает особенности метода решения уравнений физико-математической модели в гидрогазодинамическом решателе Ansys Fluent 2020R1.

Таблица 5 – Метод решения

Параметр		Схема
«Давление-скорость»		SIMPLEC
Уравнение количества движения и уравнение энергии		Второго порядка
Уравнение модели конденсации-испарения для объемной доли пара		Geo-Reconstruct (расчет потоков на гранях ячейки, находящейся на границе фаз по геометрической реконструкции)
Интерполяция по давлению		PRESTO
Критерий сходимости	Масса Скорость Энергия	10^{-4} 10^{-4} 10^{-6}
Максимально разрешенное значение числа Куранта		3

Граничные условия были сформулированы согласно данным таблиц 1–3. Массовый расход на входе в «горячий» коллектор составлял 21500 м^3/ч (3930,62 кг/с). Температура теплоносителя на входе в «горячий» коллектор составляла 328,6°С (601,75 К). Давление на входе в «горячий» коллектор принималось равным 16,14 МПа.

На выходе из «холодного» коллектора устанавливались мягкие граничные условия, то есть равенство градиентов рассчитываемых величин нулю. При этом ставилось условие равенства массового расхода пара, покидающего второй контур, и массового расхода питательной воды, подающейся во второй контур при температуре 225,0°С для поддержания уровня зеркала испарения на 5 см выше ПДЛ.

Стенки корпуса коллекторов предполагались участвующими в теплообмене с окружающей средой. В связи с этим необходимо оценить теплоотдачу от пучка ТОТ во второй контур ПГ, находящийся под давлением 7 МПа и при температуре 285,83°С (558,98 К). По проектной документации требуемая температура теплоносителя на выходе из коллекторов составляет 298,2°С (571,35 К), тогда общее количество теплоты, затрачиваемое на подогрев коллекторов и пучка ТОТ составляет (перепад от «горячего» к «холодному» коллектору)

$$Q = c_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T = 6,52 \cdot 10^3 \cdot 3930,62 \cdot (328,6 - 298,2) = 779080,32896 \cdot 10^3 \text{ Вт} \quad (12)$$

где ΔT – разность температур.

Согласно площади теплообменных труб ПГ, рассчитанных по эквивалентному диаметру, тепловой поток с поверхности труб составляет

$$q = \frac{Q}{S} = 490,9 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2. \quad (13)$$

В случае пузырькового кипения на внешней поверхности ТОТ коэффициент теплоотдачи может быть определен по формуле:

$$\alpha = 4,34 q^{0,7} \left(p^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2} \cdot p^2 \right) \quad (14)$$

где давление в ПГ p задается в мегапаскалях. Таким образом, значение коэффициента теплоотдачи $\alpha = 82541{,}921$ Вт/(м^2 К).

Моделирование проведено до режима установления решения, таким образом, моделировалось стационарное состояние теплогидравлического режима работы второго контура ПГ. На рисунке 4 в срединном сечении ПГ приведено начальное распределение объемной доли котловой воды с уровнем на 5 см выше ПДЛ.

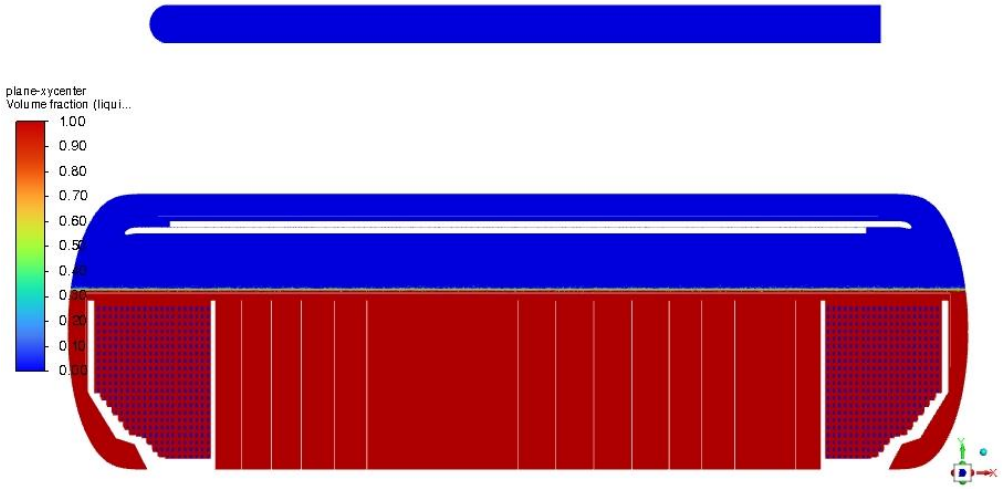
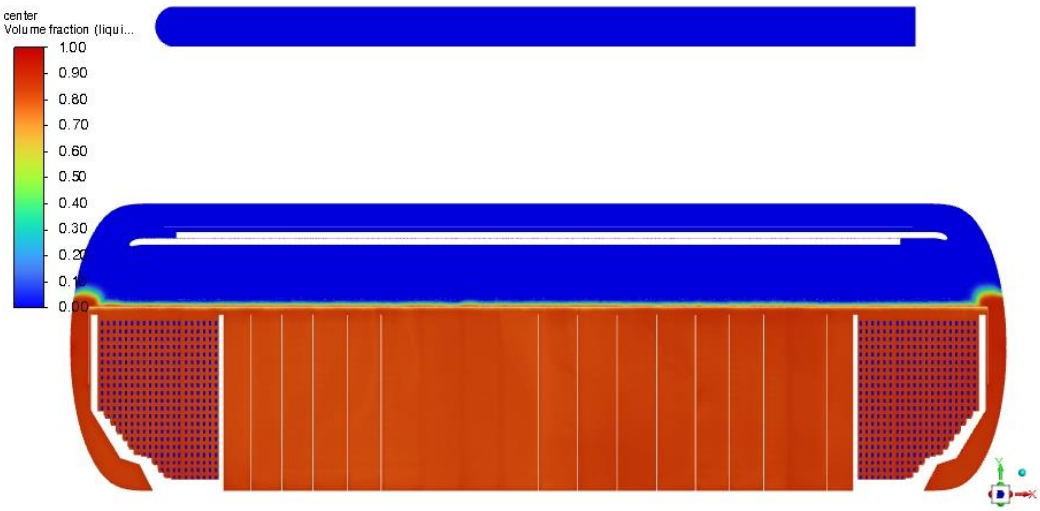
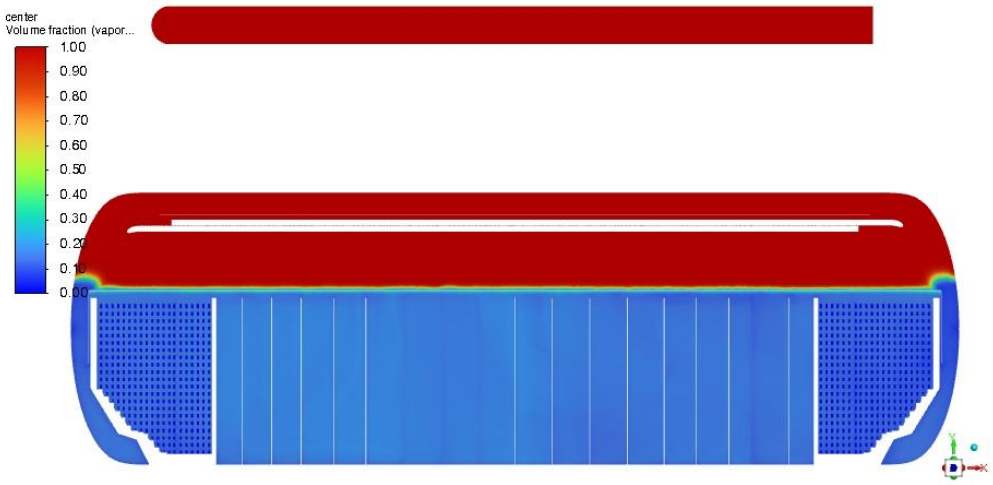


Рисунок 4 – Начальное распределение котловой воды в парогенераторе

На рисунке 5 представлены распределение котловой воды и пара при установившемся режиме работы.



а)



б)

Рисунок 5 – Распределение котловой воды *а*) и пара *б*) в установившемся режиме работы парогенератора

Как видно из рисунка 5 для установившихся условий первоначальный объем, занимаемый котловой водой, представляет собой объем парожидкостной смеси в связи с интенсивным парообразованием у поверхности ТОТ и его движении к поверхности ПДЛ и через него к зеркалу испарения. В коллекторе пара присутствует только паровая фаза.

В таблице 6 приводятся параметры для сравнения результатов, полученных с привлечением моделирования контуров ПГ и его теплогидравлического расчета. Как видно моделирование дает заниженный результат по тепловой мощности и температуре теплоносителя на выходе из первого контура.

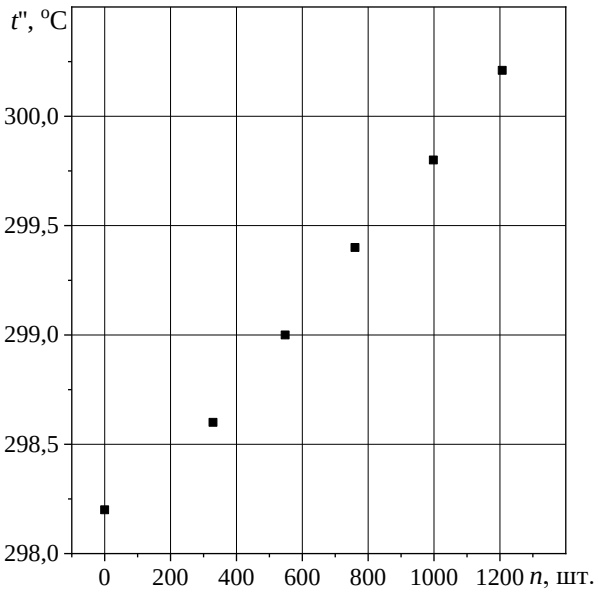
Влияние глушения труб на показатели эффективности работы парогенератора

Для рассчитанного ПГ был проведен расчет тепловой мощности, расхода пара и температуры теплоносителя на выходе из ПГ при глушении 3, 5, 7, 9 и 11% труб пучка ТОТ.

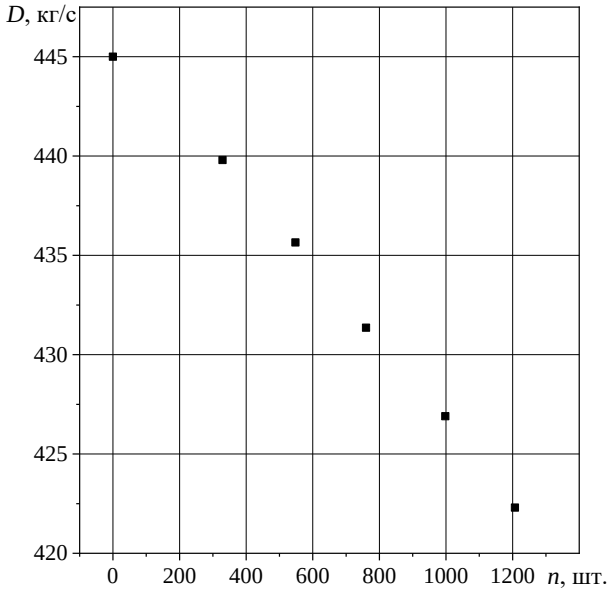
На рисунке 6 отражено влияние количества заглушенных труб на характеристики ПГ.

Таблица 6 – Теплогидравлические характеристики парогенератора

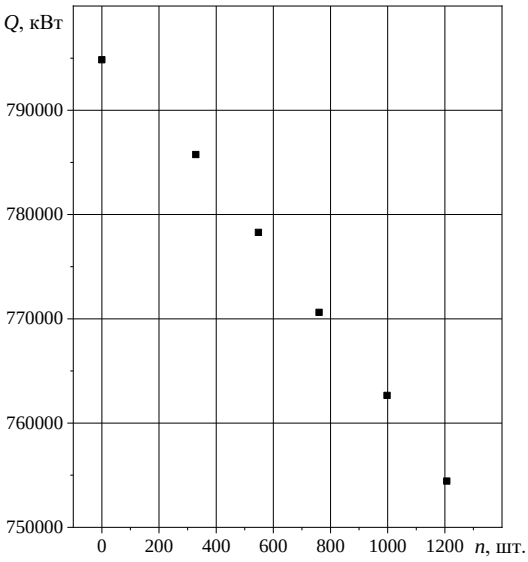
Наименование	Значение		
	Исходные данные для ПГВ–1000МКП	Теплогидравлический расчет	Моделирование
Гидравлические потери на первом контуре	Не более 0,131 МПа	0,10903 МПа	0,12 МПа
Гидравлические потери на втором контуре	Не более 0,11 МПа	0,055 МПа	0,096 МПа
Паропроизводительность	445 кг/с (1602 т/ч)	444,92 кг/с (1601,712 т/ч)	401,58 кг/с (1445,688 т/ч)
Температура теплоносителя на выходе из первого контура ПГ, °С	298,2 °С	298,2 °С	297,91 °С
Тепловая мощность ПГ, МВт	803 МВт	794,8 МВт	782,3 МВт



а)



б)



в)

Рисунок 6 – Влияние количества заглушенных труб на *а*) температуру теплоносителя на выходе из ПГ, *б*) расход пара и *в*) тепловую мощность ПГ

Графики на рисунке 6 показывают, что глушение труб негативно влияет на характеристики ПГ. С увеличением количества заглушенных труб растет температура теплоносителя, возвращающегося в реактор. Так при 11%-ной глушении труб температура на входе в реактор повысилась на 2°С.

Глушение ТОТ также негативно сказывается на тепловой мощности реактора, которая падает на каждые 200 заглушенных труб на 5–8 тыс. кВт. Расход пара, подаваемого на турбину, также снижается при увеличении количества заглушенных ТОТ. Так 3%-ное глушение труб приводит к падению расхода пара на 6 кг/с, 5%-ное – на 10 кг/с, 7%-ное – на 14 кг/с, 9%-ное – на 19 кг/с, 11%-ное – на 23 кг/с.

Таким образом, результаты расчета показали, что глушение ТОТ негативно влияет на работу ПГ. При этом наблюдается повышение температуры теплоносителя первого контура, что может отрицательно отразится на безопасности работы АЭС.

Заключение

Проведенное исследование позволило в полной мере решить поставленные задачи и сделать следующие выводы:

– построена CAD модель первого и второго контура парогенератора ПГВ–1000МКП;

– осуществлена трехмерная постановка задачи по расчету теплогидравлических параметров парогенератора ПГВ–1000МКП (совместно первый и второй контур) с применением многофазной модели и определены граничные условия согласно теплотехнических данным ПГ;

– разработана методика теплогидравлического расчета ПГ и на ее основе проведен расчет характеристик парогенератора ПГВ–1000МКП. Полученные результаты (тепловая мощность испарительного участка $Q_и$ = 675388 кВт, паропроизводительность D = 1601,712 т/ч (444,92 кг/с)) согласуются с данными, приведенными в таблице 1, по паропроизводительности парогенератора 1602 т/ч при учете давления 7 МПа и температуре насыщения t_s = 285,83°С. Температура теплоносителя первого контура на выходе из ПГ (холодного коллектора) составила 298, 2 °С, что является допустимой температурой. Тепловая мощность парогенератора $Q_{пг}$ = 794,844 МВт. Исходная тепловая мощность ПГ составляет 803 МВт. Отличие с расчетной составляет 5,2 МВт или порядка 1%. Расчетное значение гидравлических потерь давления первого контура составляет 109,03 кПа и отличается от приведенного в таблице 1 на 21,97 кПа (на 17 %). Расчетное значение гидравлических потерь давления второго контура составляет 55 кПа, что не превышает допустимого значения.

– согласно результатам численного моделирования гидравлические потери давления второго контура составили 0,096 МПа, а первого контура – 0,12 МПа, что не превышает допустимого значения. При этом потери первого контура близки к предельному допуску 0,11 МПа, что указывает на то, что гидравлика второго контура может стать ограничивающим фактором при большом проценте заглушек. Паропроизводительность и тепловая мощность оказались недооцененными порядка на 10%.

– выявлено, что глушение ТОТ также негативно сказывается на тепловой мощности реактора, которая падает на каждые 200 заглушенных труб на 5–8 тыс. кВт. Расход пара, подаваемого на турбину, также снижается при увеличении заглушенных труб. Так 3%-ное глушение труб приводит к падению расхода пара на 6 кг/с, 5%-ное – на 10 кг/с, 7%-ное – на 14 кг/с, 9%-ное – на 19 кг/с, 11%-ное – на 23 кг/с. Таким образом, результаты расчета показали, что глушение ТОТ негативно влияет на работу ПГ. При этом наблюдается повышение температуры теплоносителя первого контура, что может отрицательно отразится на безопасности работы АЭС.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Луговой П.З., Шугайло А.П., Круглий Я.Д., Колупаев А.М. Влияние слоя шлама на напряженно-деформируемое состояние теплообменных труб парогенератора // Прикладная механика. 2019. Том 55, №1. С. 99–108.

2. Быков Е.М., Колесов А.Ф., Жуков Р.Ю. Результаты испытаний ТОТ ПГВ-1000 с искусственными дефектами // Сборник трудов 6-го Международного семинара по горизонтальным парогенераторам. Подольск, 2004. С. 15–21.

3. Карзанов Г.П. Основные механизмы повреждения теплообменных труб на различных этапах эксплуатации парогенераторов типа ПГВ-1000 // Сборник трудов 7-го Международного семинара по горизонтальным парогенераторам. Подольск, 2006. С. 31–36.

4. Тесленко М.В. Трехмерное представление дефектов теплообменных труб в парогенераторах // ВАНТ. Сер. Обеспечение безопасности АЭС. 2012. № 31. С. 62–71.

5. Волков В.Ю., Голибродо Л.А., Крутиков А.А., Кудрявцев О.В. Моделирование теплогидравлических процессов в парогенераторе при глушении теплообменных труб // Теплоэнергетика. №2. 2022. С. 5–15.

6. Трунов Н.Б., Логвинов С.А., Драгунов Ю.Г. Гидродинамические и теплохимические процессы в парогенераторах АЭС с ВВЭР. М.: Энергоатомиздат, 2001. 316 с.

7. Парогенераторы реакторных установок ВВЭР для атомных электростанций / Б.И. Лукасевич, Н. Б. Трунов, Ю.Г. Драгунов, С.Е. Давиденко. М.: ИКЦ «Академкнига», 2004. 391 с.

8. Nicolici S., Gyongyosi T., Prisecaru I. Experimental and numerical testing of an innovative steam generator tube plugging procedure // Annals of Nuclear Energy, 2014. No. 71, pp. 190–197.

9. Pla P., Reventos F., Ramos M.M., Sol I., Strucic M. Simulation of steam generator plugging tubes in a PWR to analyze the operating impact // Nuclear Engineering and Design, 2016. No. 305, pp. 132–145.

10. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1984. 80 с.

11. Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции: Учебник для вузов. 4- е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1984. 304 с.

12. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model / F.R. Menter, M. Kuntz and R. Langtry // Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. Eds. K.Hajalic, Y.Nagano, M.Tummers. Begell House, Inc. 2003. – 8 p.

13. Lee W. H. A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Modeling // Technical Report LA-UR 79-975. Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, New Mexico. 1979. P. 407–431.

13. Патанкар, С.В. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах. Москва: Издательство МЭИ, 2003. 312 с.

REFERENCES

1. Lugovoy P.Z. *Vliyanie sloya shlama na napryazhenno-deformiruemoe sostoyanie teploobmennykh trub parogeneratora* [Influence of the Sludge Layer on the Stress-Strain State of the Steam Generator Heat Exchanger Pipes]. *Prikladnaja mehanika*, 2019. Vol. 55, No. 1, pp. 99–108.

2. Bykov E.M., Kolesov A.F., Zhukov R.Yu. *Rezul'taty ispytaniy TOT PGV-1000 s iskusstvennymi defektami* [Test Results of the TOT PGV-1000 with Artificial Defects] *Sbornik trudov 6-go Mezhdunarodnogo seminara po gorizontal'nym parogeneratoram*. Podolsk, 2004. Pp. 15–21.

3. Karzanov G.P. *Osnovnye mehanizmy povrezhdenija teploobmennyh trub na razlichnyh jetapah jekspluatacii parogeneratorov tipa PGV-1000* [The Main Mechanisms of Damage to Heat Exchange Pipes at Various Stages of Operation of PGV-1000 Type Steam Generators] *Sbornik trudov 6-go Mezhdunarodnogo seminara po gorizontal'nym parogeneratoram.* Podolsk, 2006. Pp. 31–36.

4. Teslenko M.V. *Trekhmernoe predstavlenie defektov teploobmennykh trub v parogeneratorakh* [Three-Dimensional Representation of Defects in Heat Exchanger Pipes in Steam Generators]. *VANT. Ser. Obespechenie bezopasnosti AES.* 2012. No. 31, pp. 62–71.

5. Volkov V.Yu., Golibrodo L.A., Krutikov A.A., Kudryavtsev O.V. *Modelirovanie teplogidravlicheskikh protsessov v parogeneratore pri glushenii teploobmennykh trub* [Modeling of thermal-hydraulic processes in a steam generator when plugging heat-exchange tubes]. *Teploenergetika*, 2022. No. 2, pp. 5–15.

6. Trunov N.B., Logvinov S.A., Dragunov Yu.G. *Gidrodinamicheskie i teplokhimicheskie protsessy v parogeneratorakh AES s VVER* [Hydrodynamic and thermal-chemical processes in steam generators of NPPs with WWER]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 2001. 316 p.

7. Lukasevich B.I., Trunov N.B., Dragunov Yu.G., Davidenko S.E. *Parogeneratory reaktornykh ustanovok VVER dlya atomnykh elektrostantsiĭ* [Steam generators of WWER reactor units for nuclear power plants]. Moscow: Akademkniga Publ., 2004. 391 p.

8. Nicolici S., Gyongyosi T., Prisecaru I. Experimental and numerical testing of an innovative steam generator tube plugging procedure // Annals of Nuclear Energy, 2014. No. 71, pp. 190–197.

9. Pla P., Reventos F., Ramos M.M., Sol I., Strucic M. Simulation of steam generator plugging tubes in a PWR to analyze the operating impact // Nuclear Engineering and Design, 2016. No. 305, pp. 132–145.

10. Rivkin S.L., Aleksandrov A.A. *Termodinamicheskie svoystva vody i vodyanogo para* [Thermodynamic properties of water and water vapor: Handbook]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1984. 80 p.

11. Margulova T.Kh. *Atomnye elektricheskie stantsii: Uchebnik dlya vuzov* [Nuclear power plants: Textbook for universities]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1984. 304 p.

12. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. Eds. K.Hajalic, Y.Nagano, M.Tummers. Begell House, Inc. 2003. 8 p.

13. Lee W. H. A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Modeling // Technical Report LA-UR 79-975. Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, New Mexico. 1979. P. 407–431.

14. Patankar S.V. *Chislennoe reshenie zadach teploprovodnosti i konvektivnogo teploobmena pri techenii v kanalakh* [Numerical solution of heat conduction and convective heat transfer problems during flow in channels]. Moscow: MPEI Publ., 2003. 312 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ	INFORMATION ABOUT THE AUTHORS
Чорный Андрей Дмитриевич – кандидат физико-математических наук, доцент, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси (220072, Беларусь, г.Минск, ул. П. Бровки, 15, e-mail: anchor74@rambler.ru)	*Chorny Andrei Dmitrievich* – Ph.D. (Phys & Math), Assoc. Prof., A.V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of NAS of Belarus, Minsk, Belarus (220072, Belarus, Minsk, P. Brovki str., 15, e-mail: anchor74@rambler.ru)
Маршалова Галина Сергеевна – кандидат технических наук, доцент, Белорусский государственный технологический университет (220006, Республика Беларусь, г. Минск, ул. Свердлова, д. 13а, e-mail: galiana.sidorik@gmail.com)	*Marshalova Halina Sergeevna* – Ph.D. (Eng), Assoc. Prof., Belarussian State Technological University (220006, Belarus, Minsk, Sverdlova str., 13a, e-mail: galiana.sidorik@gmail.com)
Пустоход Егор Александрович – младший научный сотрудник, Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси (220072, Беларусь, г.Минск, ул. П. Бровки, 15, e-mail: pustokhod@hmti.ac.by)	*Pustokhod Egor Aleksandrovich.* – Junior Researcher, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the NAS of Belarus, Minsk, Belarus (220072, Belarus, Minsk, P. Brovki str., 15, e-mail: pustokhod@hmti.ac.by)

Статья поступила в редакцию 14.10.2025; одобрена после рецензирования 27.10.2025, принята к публикации 07.11.2025.
The article was submitted 14.10.2025; approved after reviewing 27.10.2024; accepted for publication 07.11.2025.