

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОГИДРАВЛИКИ ВИТОГО И ПРЯМОТРУБНОГО ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ КАНАЛОВ

Грабежная В.А., Михеев А.С., Ульянов В.В.
(АО «ГНЦ РФ – ФЭИ», Обнинск, Россия)

Введение

В концепции четвертого поколения развития мировой атомной энергетики (GEN-IV) реакторы на быстрых нейтронах с жидкометаллическим охлаждением рассматриваются в качестве одного из перспективных направлений [1]. Новые проекты АЭС с реакторами на быстрых нейтронах, охлаждаемыми натрием (реакторы типа БН), разрабатываются в России, Индии, Китае, Южной Корее, Франции, США, Японии. Проекты с реакторами, охлаждаемыми свинцом и его сплавами разрабатываются в России (СВБР, БРЕСТ-ОД-300) Китае (CLEAR-1), Европе (ALFRED, MYRRHA) [2]. В большинстве проектов реакторных установок (РУ) предполагается в качестве парогенерирующих устройств использовать парогенераторы (ПГ) интегрального исполнения. Экономические преимущества таких парогенераторов очевидны – существенно снижается металлоемкость. Могут быть различные варианты исполнения парогенерирующих труб, размещенных в корпусе парогенератора: витые трубы (бухтовая навивка), вариант с U-образными трубами и прямые трубы. Последний вариант парогенерирующих труб в настоящее время рассматривается, например, в проектах ПГ РУ нового поколения типа БН (Россия) [4, 5] и PGSFR (Корея) [3]. В этих проектах ПГ отсутствует выделение испарителя в отдельный корпус. На вход парогенератора подается недогретая вода, а на выходе из парогенератора образуется перегретый пар, поступающий напрямую в турбину.

При всех эксплуатационных режимах работы АЭС необходима устойчивая работа парогенератора, которая зависит от множества факторов. К таким факторам относятся как режимные параметры (давление в водяном контуре ПГ, расход и недогрев питательной воды, тепловая мощность, зависящая от того или иного режима работы установки – пусковой режим, работа на частичных параметрах, номинальный режим), так и геометрические характеристики (длина и диаметр парогенерирующей трубы, число труб).

Основными признаками, которым должны удовлетворять ПГ, являются: надежность, безопасность, эффективность, длительная работоспособность, экономичность и ремонтпригодность. Поэтому любая конструкция ПГ требует экспериментального обоснования как в части подтверждения проектных параметров по пару, так и в части теплогидравлики парогенерирующего канала.

В 70-х годах прошлого века в ФЭИ были проведены испытания разных по длине однетрубных моделей парогенераторов при параметрах работы ПГ БН-600 с целью обоснования проектных характеристик и исследования кризиса теплообмена, выноса влаги из испарителя в номинальных и иных режимах эксплуатации. Необходимо было также подтверждение тех или иных рекомендаций, заложенных в расчет теплообмена в различных парогенерирующих зонах, в частности, при кипении и в закризисной зоне в условиях жидкометаллического обогрева. Однако повышение номинальных параметров в новых проектах коммерческих станций, переход от секционно-модульной компоновки к интегральной без выделения испарителя требует экспериментального обоснования гидродинамической устойчивости в работе парогенератора на протяжении всего срока эксплуатации.

В рамках реализации Федеральной целевой программы «Ядерные энерготехнологии нового поколения на период 2010–2015 годов и на перспективу до

2020 года» в ГНЦ РФ – ФЭИ был выполнен комплекс экспериментальных работ по изучению теплогидравлики парогенерирующих каналов с обогревом натрием и свинцом.

1. Описание экспериментальных моделей

1.1. Модель парогенератора с витыми трубами

В рамках ФЦП НТП ЯЭ для проведения испытаний в обоснование натурного ПГ РУ БРЕСТ-ОД-300 (вариант 2000 г.) в АО ОКБ «ГИДРОПРЕСС» была разработана модель, но с продольным течением теплоносителей, состоящая из двух идентичных трехтрубных модулей (рис. 1). В качестве диаметра навивки трехтрубного пучка выбран средний диаметр навивки теплопередающих трубок натурного парогенератора РУ БРЕСТ-ОД-300, 1600 мм.

Каждый модуль состоял из опускного участка, через который прокачивается до 5 % от общего расхода свинца, и подъемного витого участка, через который прокачивался основной расход свинца, рис. 1. Экспериментальная модель была хорошо термометрирована. В одном сечении на расстоянии 19 м от входа по свинцу по периметру корпуса модели были размещены четыре термодары для выявления возможных разверок температуры свинца. На расстоянии 13 м от входа воды в витой участок на стенках трех теплопередающих труб было установлено по одной термодаре [6].

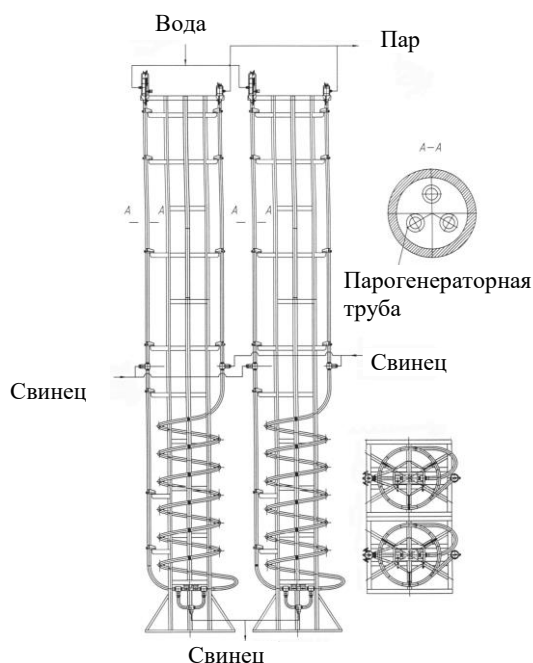


Рис. 1. Модель парогенератора с витыми трубами [6]

Испытание трехтрубной секции модели проводилось на свинцовом контуре стенде СПРУТ. Технологическая схема стенда подробно рассмотрена, в частности, в [7]. Принципиальная программа исследований на модели парогенератора при работе одного модуля была направлена на изучение теплообмена и, в большей степени, теплогидравлической устойчивости парогенерирующих труб при параметрах частичных и пусковых режимов.

1.2. Модель парогенератора с прямыми трубами

Испытания однотрубной модели проводились на натриевом контуре стенда СПРУТ, схема которого с моделью парогенератора показана на рис. 2. На схеме указано

расположение контурных термопар, вентилях и некоторого другого оборудования. Более подробное описание основных элементов контуров можно найти, например, в [8].

Модель парогенератора представляет собой теплообменник типа «труба в трубе». Для регистрации температуры стенки в зоне кризиса теплообмена в вырезах на глубине 1 мм в теплопередающей трубке установлено 30 микротермопар из термопарного кабеля диаметром 0,9 мм. Натрий движется в кольцевом зазоре сверху вниз, вода (пар) – по теплообменной трубке снизу вверх. На корпусе модели ПГ было установлено 8 акустических датчиков. Всего на модели ПГ установлено 90 термопар.

Особое внимание при испытаниях было обращено на кризис теплообмена и связанные с ним пульсации температуры теплопередающей стенки, а также на теплогидравлическую устойчивость парогенерирующего канала при различных режимных параметрах.

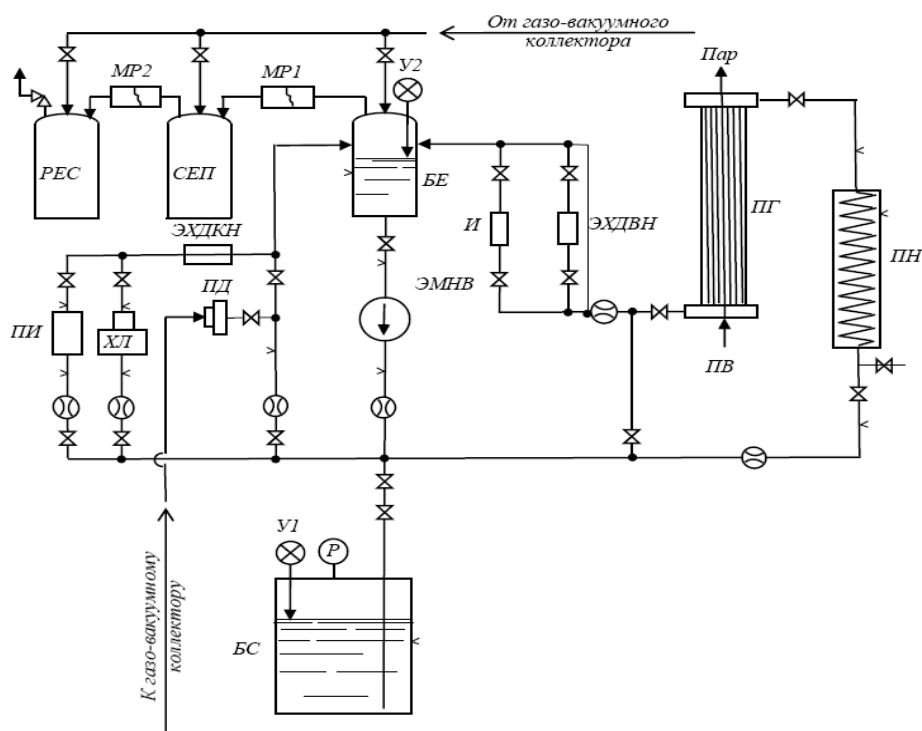


Рис. 2 Схема натриевого контура с моделью парогенератора [8]:

ЭМН – насос электромагнитный; БЕ – буферная емкость; БС – бак сливной; ПН – петля нагревательная; ПГ – парогенератор; ПИ – пробковый индикатор; ХЛ – холодная ловушка; ПД – пробоотборник дистиллятора; РЕС – ресивер; СЕП – сепаратор; МР1, МР2 – мембраны разрывные; И – индикатор водорода автоматический; ЭХДВН – электрохимический датчик водорода в натрии; ЭХДКН – электрохимический датчик кислорода в натрии; ПВ – питательная вода; ЭМНВ – расходомер электромагнитный; У2 – вентиль; Р – датчик давления; У1 – уровнемер; ⊗ – клапан предохранительный; < – термопары

2. Конвективный теплообмен

Особых сложностей с расчетом теплоотдачи при конвекции как воды, так и пара в прямой гладкой трубе нет. Принято считать, что конвективный теплообмен в этих зонах хорошо описывается известной формулой М.А. Михеева [9]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43}. \quad (1)$$

Несколько сложнее положение с расчетом теплообмена при конвекции в витых каналах. Жидкость, перемещаясь в витых трубах, образует вторичные течения, которые

способствуют улучшению теплообмена из-за смешивания потоков. Интенсивность вторичного потока, возникшего в трубе, есть функция, зависящая от диаметра трубы и диаметра навивки (витка). Наиболее сильно эффект увеличения коэффициента теплообмена наблюдается при ламинарном течении [10]. В витых трубах вторичный поток, представляющий собой вихри, ведет к подавлению начала турбулентного режима течения и поэтому затягивается переход к турбулентному течению и увеличивается критическое число Рейнольдса. К настоящему времени предложено несколько формул по расчету критического числа Рейнольдса в витых трубах. Однако наибольшее распространение получила формула, предложенная в [11]:

$$Re_{cr} = 2300 \left[1 + 8,6 \left(d/D \right)^{0,45} \right]. \quad (2)$$

Переход к полностью развитому турбулентному течению происходит при $Re = 2,2 \cdot 10^4$. Мерой вторичного потока в змеевике является число Дина (De), которое определяется как $De = Re \cdot (d/D)^{0,5}$, d и D – диаметр трубы и диаметр навивки, соответственно.

Для сравнения данных о конвективном теплообмене, полученных нами в экспериментах, с расчетными рекомендациями был отобран ряд формул. Это рекомендации ЦКТИ, вошедшие в РТМ [12]:

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{прям.тр}}} = 1 + 6,3 \left(1 - \frac{d_{\text{вн}}}{D} \right) \left(\frac{d_{\text{вн}}}{D} \right)^{1,15}, \quad (3)$$

формула Роджера [13]:

$$Nu = 0,023 Re^{0,85} Pr^{0,4} \left(\frac{d_{\text{вн}}}{D} \right)^{0,1}, \quad (4)$$

а также формула (1).

Экспериментальные значения коэффициентов теплообмена определялись на основе режимных параметров и профиля температуры адиабатной стенки, полученные в процессе испытаний модели парогенератора. Рассматривался теплообмен при развитом турбулентном режиме течения.

В случае витого канала рассмотрению подлежали только режимы, где число Рейнольдса было выше $Re = 2,2 \cdot 10^4$.

Подробное изложение методики обработки экспериментальных данных о коэффициентах теплообмена при конвекции в витой и круглой трубе представлено в [14]. Теплообмен к свинцу рассчитывался по формулам, полученным для чистого металла. В случае грязного металла коэффициент теплообмена существенно, где-то на (30–40) % ниже по сравнению с чистым металлом [14]. Использование при расчетах формулы для чистого металла дает более низкие значения коэффициента теплообмена со стороны воды (пара).

С ростом числа Рейнольдса расхождение между экспериментальными данными расчетными формулами возрастает (рис. 3). Наиболее близки к опытным данным расчеты, проведенные по формуле Роджера.

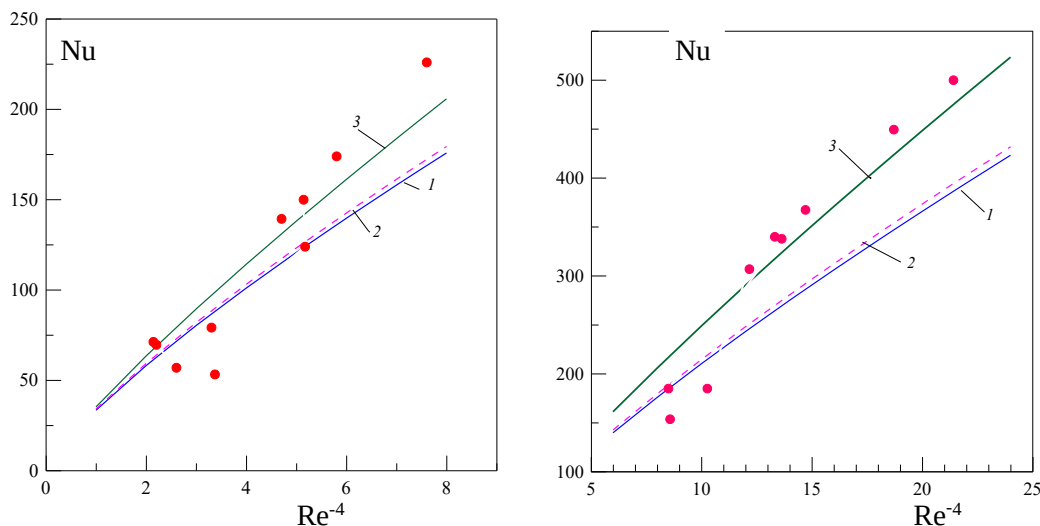


Рис. 3. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса:
 ● – эксперимент [11]; 1 – расчет по (1); 2 – расчет по (3); 3 – расчет по (4);
 а – конвекция воды, б – конвекция пара

Теплообмен при конвекции воды и пара в прямой гладкой трубе считают по формуле (1). Сравнивая теплообмен при конвекции в гладком канале и витой трубе парогенератора, можно уверенно отметить, что протяженность как экономайзерной зоны, так и пароперегревательной зоны в витой трубе, будет не менее чем на 30 % меньше, чем в прямой трубе при тех же режимных параметрах.

3. Кризис теплообмена и пульсации температуры стенки

3.1. Прямотрубная модель парогенератора

В любом прямоточном парогенераторе с перегретым паром на выходе в парогенерирующей трубе имеет место кризис теплообмена, который характеризуется критической плотностью теплового потока и соответствующим паросодержанием. Если речь идет о кризисе второго рода, то это граничное паросодержание, в случае кризиса первого рода – критическое паросодержание. При давлении менее 16 МПа в парогенерирующей трубе имеет место кризис второго рода, характеризующийся высыханием пленки жидкости на теплообменной поверхности. Режим течения – дисперсно-кольцевой, балансное паросодержание больше 0,35 (в рассматриваемом диапазоне изменения массовых скоростей) [15].

В проведенных опытах [16] обнаружено снижение как граничного паросодержания, так и снижение критического теплового потока во всем диапазоне изменения давлений и массовых скоростей, что является следствием нестационарного теплообмена, рис. 4 и 5, взятые из [16]. В тех режимах, когда в опыте наблюдался кризис второго рода, был выполнен расчет граничного паросодержания по рекомендациям из [15]:

$$x_{\text{гр}} = 1 - 0,86 \cdot \exp \left[-19 \left(\frac{(\rho w)^2 d}{\rho' \sigma} \right)^{-0,5} \right], \quad (4)$$

где: ρw – массовая скорость, кг/(м²·с); σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; d – внутренний диаметр трубы, м; ρ' – плотность воды на линии насыщения, кг/м³.

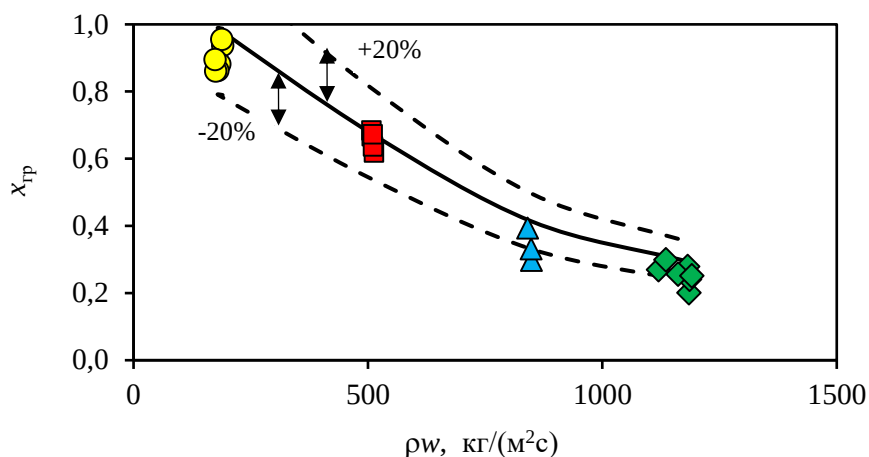


Рис. 4. Сравнение опытных данных о граничном паросодержании с расчетами по формуле (4).

Давление: ● – 6 МПа; ■ – 10 МПа; ▲ – 14 МПа; ◆ – 17–18 МПа

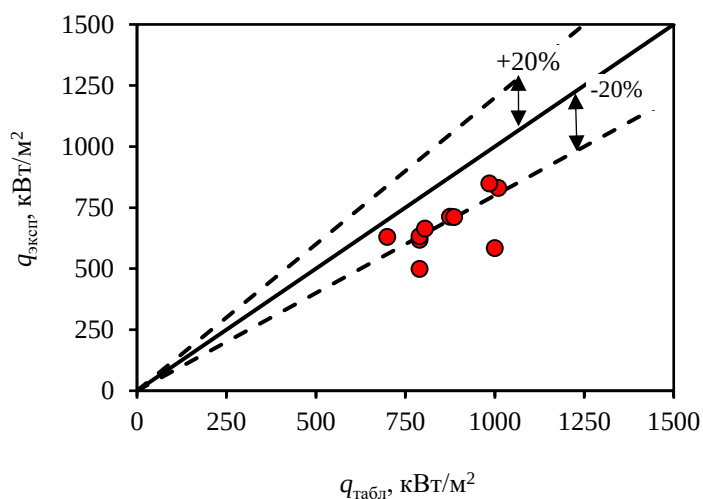


Рис. 5. Сравнение опытных данных о критическом тепловом потоке с данными скелетных таблиц [15] при $P > 16$ МПа

Одним из неприятных факторов, сопровождающих кризис теплообмена, являются пульсации температуры теплопередающей стенки. В 70-е годы прошлого века были проведены исследования пульсаций температуры стенки в зоне кризиса на девятиметровой однотрубной модели парогенератора на стенде СПРУТ в обоснование испарителя ПГ БН-600. В тех исследованиях рабочее давление изменялось от 9,8 МПа до 13,7 МПа, а массовые скорости – от 350 кг/(м²с) до 1000 кг/(м²с). [17]. Спектральный анализ записей пульсаций температуры теплопередающей стенки в зоне кризиса позволил авторам утверждать, что полоса зарегистрированных частот ограничена значением 2 Гц. Было установлено, что зона пульсаций температуры стенки во всем диапазоне исследованных массовых скоростей не превышает 40 мм и зависит от массовой скорости – чем выше массовая скорость, тем эта зона меньше. Двойная амплитуда пульсаций температуры теплопередающей стенки невелика и также зависит от массовой скорости (рис. 6). Видно, что в течение всего времени записи характер пульсаций температуры не изменялся во времени.

В опытах, проведенных на том же стенде, но на однотрубной модели длиной 15 м, пульсации температуры теплопередающей стенки носили нестационарный характер. На рис. 7 из [19] показана запись температуры во времени показаний двух термопар, установленных на теплопередающей стенке, расстояние между которыми 0,13 м.

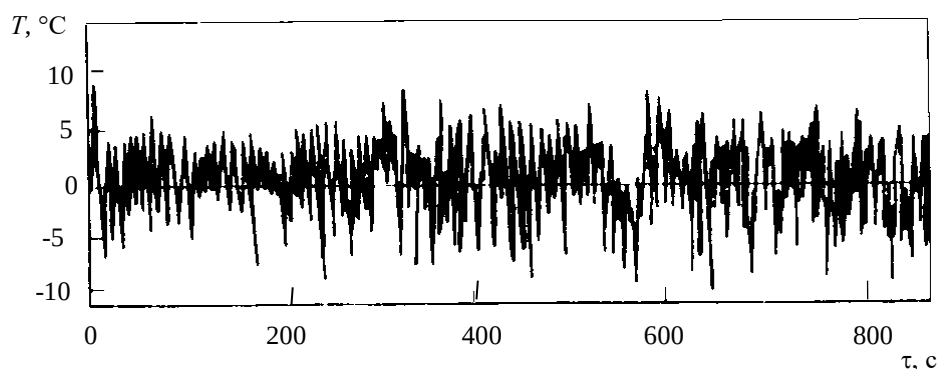


Рис. 6. Фрагмент записи пульсаций температуры теплопередающей стенки при $P = 9,9$ МПа, $\rho w = 500$ кг/м²с [18]

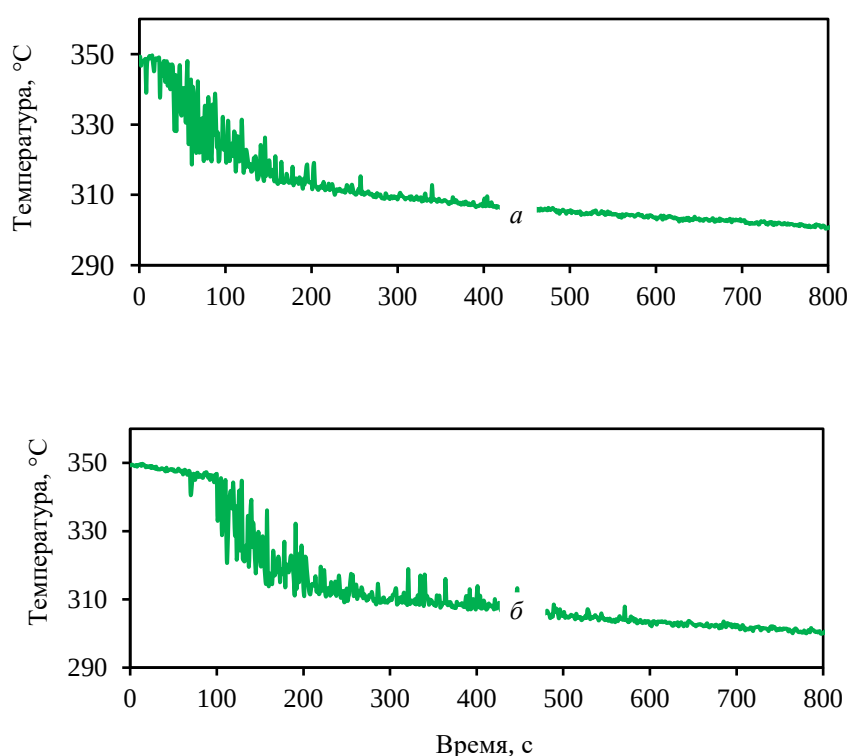


Рис. 7. Запись во времени показаний термодпар на теплопередающей стенке в опыте 1 [19]:
а – термодпара Т1, б – термодпара Т10

Режимные параметры в обоих опытах близки, двойная амплитуда пульсаций температуры стенки практически совпадает, однако, как видно из рисунков, в случае пятнадцатиметровой парогенерирующей трубы пульсации температуры стенки носят нестационарный (динамический) характер. Такой характер пульсаций прослеживался во всех режимах на 15-метровой модели, где имел место кризис кипения второго рода.

Совсем иной характер пульсаций температуры теплопередающей стенки наблюдался в режимах с давлением 16 МПа и выше. Пример записи пульсаций температуры стенки показан на рис. 8 [19]. Расстояние между термодпарами Т1 и Т21 составляет 0,22 м.

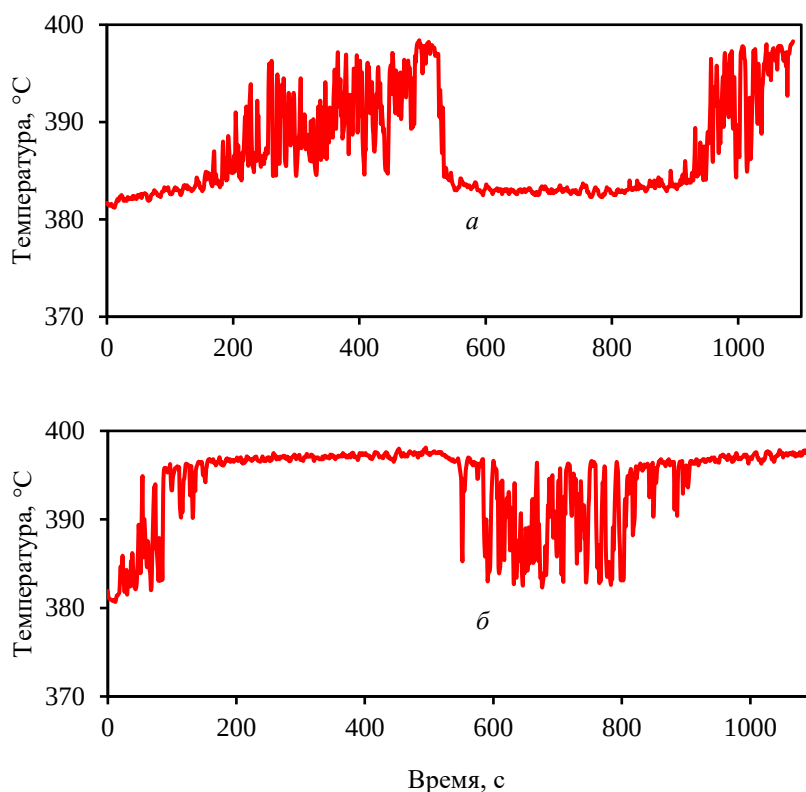


Рис. 8. Запись во времени показаний термодатчиков на теплопередающей стенке в опыте 2:
а – термодатчик T1, б – термодатчик T21

Известно, что процесс кипения сопровождается шумами. В [19] отмечается, что с ростом давления интенсивность шумов нарастала, а в режимах с кризисом первого рода наблюдалась небольшая вибрация модели. Если в режиме с кризисом второго рода, опыт 1, пульсации расхода воды были менее 1 % и носили случайный характер (рис. 9 а), то в случае с кризисом первого рода, опыт 2, пульсации расхода превышали 6 % и носили циклический характер с частотой около 0,13 Гц (рис. 9 б).

Возникает вопрос: почему в экспериментах на моделях с парогенерирующими трубами длиной 5 и 9 м не был замечен нестационарный кризис теплообмена, а на 15-метровой парогенерирующей трубе при всех режимах с кризисом теплообмена он был? Все определяется режимом работы парогенерирующего канала в целом. Если парогенераторная труба используется в качестве испарителя, когда на выходе имеется невысокий перегрев пара, протяженность зоны перегрева невелика, режимы работы парогенерирующего канала будут устойчивыми. Если теплообменная труба работает в режиме пароперегревательного канала с протяженностью закризисной и пароперегревательной зоны, достигающей до половины длины трубы и выше, то может иметь место теплогидравлическая неустойчивость, носящая циклический характер.

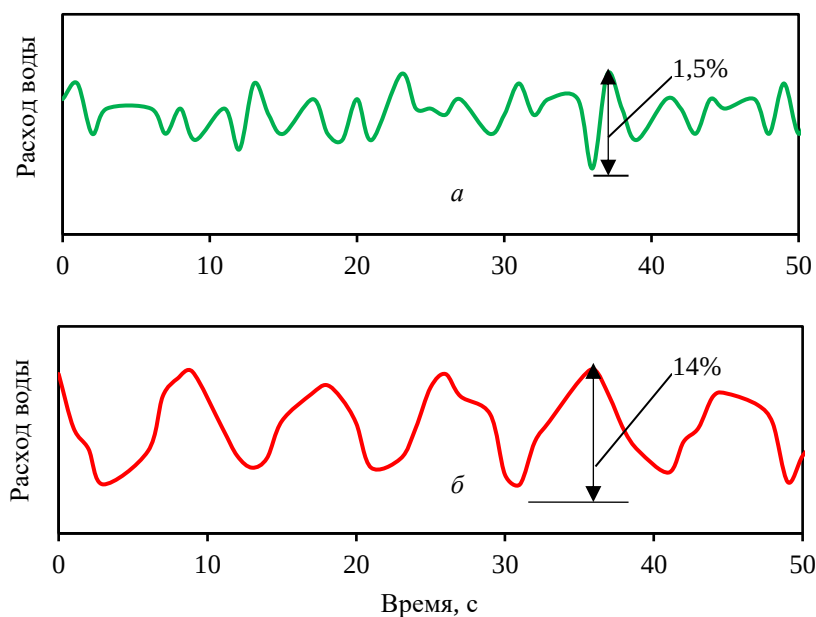


Рис. 9. Фрагменты записи во времени расхода воды в опытах [16]:
а – опыт 1, б – опыт 2

Существенно увеличить величину критического паросодержания можно только путем интенсификации теплообмена. Одним из эффективных методов интенсификации является внутреннее оребрение. Внутреннее оребрение в виде винтовой навивки создает закрутку потока и способствует выпадению капелек воды из ядра потока, что ведет к росту $x_{гр}$. Ранее проведенные эксперименты на пятиметровой трубе с оребрением в виде винтовых ребер [20] показали, что при давлении 13,7 МПа и массовой скорости 700 кг/(м²·с) (номинальный режим работы парогенерирующего канала ПГ АЭС БН-600) кризис теплоотдачи вырождался.

3.2. Модуль с витыми трубами

Как и в прямых трубах, в витых каналах имеет место кризис теплообмена. Если в прямых трубах высыхание тонкой пленки жидкости (кризис второго рода) происходит практически в одном сечении трубы, то в витых каналах кризис начинается с одной точки, затем распространяется по окружности канала на определенной длине трубы (часть трубы остается смоченной пленкой жидкости, а часть – осушенной, без пленки жидкости) [21]. В витом канале при кризисе теплообмена второго рода с возрастанием массовой скорости до определенного значения происходит рост граничного паросодержания в отличие от прямых труб, где зависимость обратная [22]. На основе экспериментальных данных, полученных авторами [22] при испытаниях модели ПГ IRIS, было предложено выражение для определения первого граничного паросодержания (в верхней точке витой трубы):

$$x_{гр} = (0,44 - 0,0006 \cdot P) \cdot (\rho\omega)^{0,114}. \quad (5)$$

Формула описывает данные в следующем диапазоне параметров: P – (20 – 60) бар; $\rho\omega$ – (200–800) кг/(м²·с). В работе отмечается, что расположение начала осушения теплообменной поверхности всегда начиналось на верхней точке теплообменной трубы, иногда, особенно при массовой скорости 800 кг/(м²·с), осушение наблюдалось одновременно и в нижней точке трубы. При массовых скоростях 300 кг/(м²·с) и менее

граничное паросодержание изменялось в диапазоне от 0,91 до ~ 1,0. Авторы [23] провели анализ имеющихся у них экспериментальных данных о $x_{гр}$ с известными рекомендациями. Разброс превысил 100 %, в результате чего был сделан вывод, что имеющиеся рекомендации описывают данные только тех авторов, на основании которых они были получены. В [24] на основании проведенных экспериментов установлено, что влияние давления и массовой скорости наиболее сильно проявляется в змеевике большого диаметра.

Нами на основе данных, полученных в экспериментах на одиночном модуле, удалось по профилю температуры теплоносителя (адиабатная стенка) определить значения граничного паросодержания в заданном диапазоне массовых скоростей. Граничное паросодержание изменялось от 0,98 до 0,84 при изменении массовой скорости, ρw , от 350 до 550 кг/(м²·с) при неизменном давлении. Расчет по формуле (5) для массовой скорости воды 550 кг/(м²·с) дает значение граничного паросодержания 0,68, в эксперименте – 0,84. С уменьшением массовой скорости расхождение возрастало. Однако следует помнить, что формула (5) определяет граничное паросодержание в верхней точке витой трубы, поэтому, формулу можно использовать только для оценки $x_{гр}$.

Если при параметрах режима в витом канале (для массовой скорости воды 550 кг/(м²·с)) определить граничное паросодержание в прямой трубе, то оно, согласно скелетным таблицам, приведенным в [18], составляет 0,52, что на 38 % меньше, чем в витом канале. В витом канале на участке с паросодержанием от 0,52 до 0,84 имеет место развитое кипение, то время как в прямой трубе в этом диапазоне паросодержаний имеет место закризисный теплообмен, с соответствующими значениями коэффициента теплоотдачи, которые не менее чем в 10 раз ниже коэффициентов теплоотдачи при развитом кипении.

Во всех режимах работы одиночного модуля не было отмечено режимов с циклическим характером пульсаций расхода воды, хотя эксперименты проводились тоже при давлении в контуре воды выше 16 МПа.

4. Балластные зоны

При испытаниях модели однотрубной парогенератора при работе в условиях частичных параметров при давлении 10 МПа [16] и ниже были зарегистрированы режимы, в которых как в экономайзерной зоне, так и в закризисной зоне отмечались области с практически нулевым тепловым потоком (рис. 10).

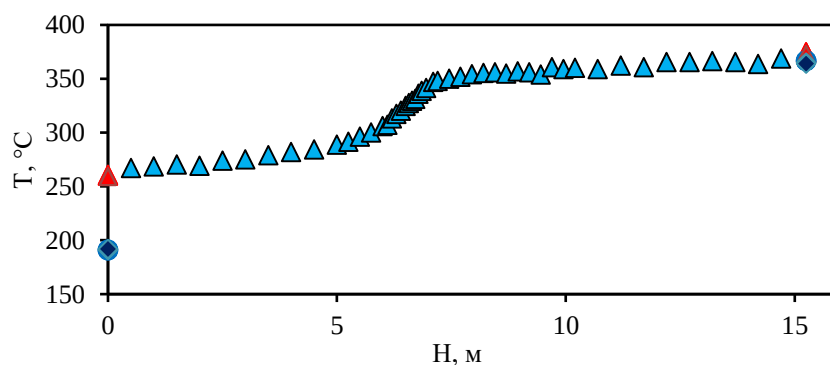


Рис. 10. Распределение температуры адиабатной стенки по длине модели:

● – температура воды на входе/выходе модели; ▲ – температура натрия на входе и выходе модели; ▲ – температура адиабатной стенки

Наиболее опасными с точки зрения теплогидравлической неустойчивости являются режимы, в которых определенная часть поверхности практически не работает, т.е. температуры греющего и нагреваемого теплоносителей практически равны и тепловой поток близок к нулю. Такой режим работы называют работой с балластной зоной, а вид неустойчивости – тепловой неустойчивостью. Этот вид неустойчивости довольно подробно рассмотрен в работе [25]. В [16] отмечается, что при работе однетрубной прямой трубы в режимах разных нагрузок было замечено перемещение зоны кризиса во времени. В одном из режимов с нулевым тепловым потоком в экономайзерной и пароперегревательной зонах наблюдалось не только смещение зоны кризиса вверх по течению воды на расстояние около 0,7 м, но и снижение температуры натрия в месте кризиса и плотности теплового потока. При этом максимальная амплитуда пульсаций расхода натрия в этом режиме составляет 0,8%, расхода воды – 0,5%, т.е. в режиме присутствует только тепловая неустойчивость, обусловленная балластными зонами, гидродинамическая неустойчивость отсутствует. Смещение кризиса вызывает повышенные циклические нагрузки на всей протяженности этой зоны, приводя к повышенным термоусталостным напряжениям парогенерирующей трубы и сокращая ее ресурс. Смещение кризиса отмечалось в тех режимах, где отмечались балластные зоны одновременно и в экономайзерной зоне, и в зоне перегрева пара, т.е. при малых расходах воды и давлениях менее 10 МПа.

В экспериментах, проводимых на трехтрубном модуле с витыми трубами, одновременное наличие балластных зон как в экономайзерной зоне, так и в зоне перегрева пара не было обнаружено [26]. В витом канале при работе на частичных нагрузках, при номинальных параметрах по свинцу и изменении расхода воды от 70 до 40 % номинальной величины большую часть пароперегревательной зоны можно отнести к балластной области (рис. 11а). При частичных параметрах греющего теплоносителя и расходе воды 30 % номинальной величины балластная зона располагалась в области перехода от конвективного теплообмена к кипению (рис. 11б).

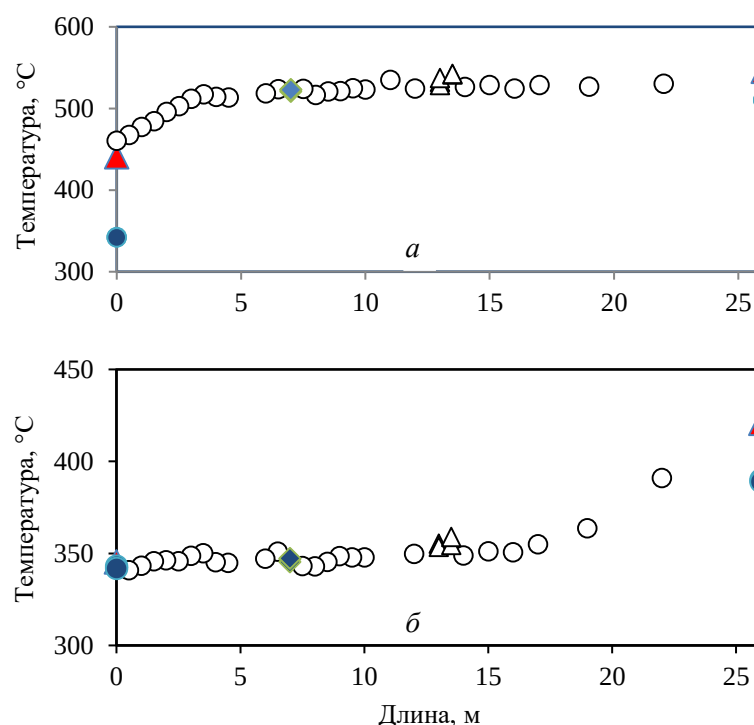


Рис. 11. Распределение температуры адиабатной стенки по длине модели:

● – температура воды на входе/выходе модели; ▲ – температура натрия на входе/выходе модели; ○ – температура адиабатной стенки; расход воды от номинала, %: а – 70, б – 30

В настоящей работе рассматривались модели ПГ, в которых было организовано параллельное (встречное) движение теплоносителей. В действительности в ПГ с витыми каналами имеет место косое обтекание теплообменных труб, близкое к поперечному обтеканию. В ГНЦ РФ – ФЭИ были проведены испытания 18-трубной модели с витыми трубами при косом омывании труб свинцовым теплоносителем [27]. Используя результаты [27], можно оценить преимущества того или иного способа отвода тепла парогенерирующими трубами путем сравнения интегральных характеристик, т.е. при прочих равных условиях сравнить температуры пара на выходе каждой из моделей. Были отобраны два режима, относящиеся по параметрам к пусковым режимам. Совсем незначительно отличались значения температуры свинца на входе в модели, а также начальные температуры питательной воды (рис. 12, 13).

Scatter plot showing temperature (Температура, °C) vs. height (Высота, м). The plot shows a rapid increase in temperature from 0 to about 1 meter, followed by a plateau around 430-440°C. Data points are represented by blue diamonds, red circles, and cyan squares.

Высота, м	Температура, °C
0.0	345
0.0	395
0.1	405
0.2	415
0.3	400
0.4	410
0.5	415
0.6	420
0.7	425
0.8	425
0.9	430
1.0	430
1.1	435
1.2	430
1.3	435
1.4	430
1.5	435
1.6	435
1.7	435
1.8	435
1.9	435
2.0	435
2.1	435
2.2	435
2.3	440
2.4	435
2.5	435
2.6	435
2.7	435
2.8	435
2.9	440
3.0	440
3.1	435
3.2	435
3.3	440
3.4	440
3.5	435
3.6	440
3.7	435
4.4	430
4.4	445

 – вход/выход воды/пара;  – вход/выход свинца;
 – термопары на корпусе;  – погружные термопары в свинце

Как видно из распределения температуры адиабатной стенки в модели с продольным обтеканием труб, рис. 12, большую часть теплообменной поверхности занимают зона конвекции воды и зона парообразования. При поперечном обтекании труб наибольшую часть поверхности занимает зона конвекции пара, рис. 13. В обоих случаях при низких расходах воды велика протяженность участков с низким теплообменом.

Заключение

Сравнивая различные варианты исполнения теплообменной поверхности парогенераторов предполагаемых коммерческих проектов в виде прямых либо витых труб, несомненными преимуществами в теплогидравлике обладают конструкции парогенераторов с витыми трубами.

Однако на сегодняшний день себестоимость изготовления парогенераторов с витыми трубами выше, чем прямотрубного исполнения, несмотря на то что корпус парогенератора с витыми каналами выходит дешевле, чем корпус парогенератора с прямыми трубами.

Использование прямых труб с внутренним оребрением в качестве теплообменной поверхности, особенно в экономайзерной зоне, по-видимому, в определенной степени могло бы повысить эффективность парогенераторов прямотрубного исполнения.

Список литературы

1. The Generation IV Technology Roadmap. Recommended Reactor System Concepts for Research and Development Scooping. – Technical Working Group Co-Chairs. Generation IV Leadership Meeting. Houston, Texas. March 15, 2002.
2. Обзор ядерных технологий – 2016. – Генеральная конференция МАГАТЭ. Шестидесятая очередная сессия, 13 июля 2016 г. IAEA, GC(60)/INF/2.
3. Overall system description and safety characteristics of prototype Gen IV sodium cooled fast reactor in Korea / J. Yoo, J. Chang, J.-Y. Lim, J.-S. Cheon, S.K. Kim, K.L. Lee, H.-K. Joo // Nuclear Engineering and Technology. 2016. Vol. 48. P. 1059–1070
4. Васильев Б.А., Васяев А.В., Зверев Д.Л., Шепелев С.Ф. Состояние разработки проекта БН-1200 // Сб. докл. III Международной научн.-техн. конф. «Инновационные проекты и технологии ядерной энергетики». – М.: НИКИЭТ, 2014. Т. 1. С. 114–127.
5. Блохина А.Н., Лякишев С.Л., Соломатина В.А. Перспективный корпусной парогенератор для энергоблока на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем // ВАНТ. Серия: Обеспечение безопасности АЭС. 2012. № 31. С. 5–14.
6. Грабежная В.А., Михеев А.С., Штейн Ю.Ю. Испытания модели парогенератора БРЕСТ на стенде СПРУТ // Научн.-техн. сб. «Итоги научно-технической деятельности Института ядерных реакторов и теплофизики за 2011 год». – Обнинск: ГНЦ РФ-ФЭИ, 2012. С. 227–235.
7. Экспериментальное исследование теплообмена в жидком металле в обоснование парогенератора установки РУ БРЕСТ-ОД-300 / С.Г.Калякин, Н.С. Грачев, В.А. Грабежная и др. // Тр. 3-й Российской национальной конф. по теплообмену (РНКТ-3). – М.: МЭИ, 2002. Т. 2. С. 159–162.
8. Грабежная В.А., Михеев А.С. Теплогидравлические исследования в обоснование проекта парогенератора реакторной установки на быстрых нейтронах // Научн.-техн. сб. «Итоги научно-технической деятельности отделения ядерно-энергетических установок за 2015 год». – ГНЦ РФ – ФЭИ, 2016. С. 98–111. (CD)
9. Михеев М.А. Основы теплопередачи. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956.
10. Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes / A.N. Dravid, K.A. Smith, E.A. Merrill, P.L.T. Brian // AIChE Journal. 1971. Vol. 17. No. 5. P. 1114–1122.

11. *Gnielinski, V.* Heat transfer and pressure drop in helically coiled tubes // Heat Transfer 1986. Proc. 8th Intern. Heat Transfer Conference. – San Francisco, 1986. P. 2847–2854.
12. Парогенераторы АЭС прямоточные с трубами в виде винтовых змеевиков. Расчет тепловой и гидравлический. РТМ 108.300.01-81. Л.: НПО ЦКТИ, 1983.
13. *Roger G.F.C., Mayhew Y.R.* Heat transfer and pressure loss in helically coiled tubes with turbulent flow // Int. J. Heat Mass Transfer. 1964. V. 7. P. 1207–1216.
14. *Грабежная В.А., Парфёнов А.С., Михеев А.С.* О конвективном теплообмене в витых каналах с жидкометаллическим обогревом // ВАНТ. Серия: Ядерно-реакторные константы. 2016. Специальный выпуск. С. 175–183.
15. Справочник по теплогидравлическим расчетам в ядерной энергетике. Том 1. Теплогидравлические процессы в ЯЭУ / П.Л. Кириллов, В.П. Бобков, А.В. Жуков, Ю.С. Юрьев. – М.: ИздАт, 2010. 776 с.
16. *Грабежная В.А., Михеев А.С.* Экспериментальные исследования в обоснование парогенераторов нового поколения, обогреваемых жидкометаллическим теплоносителем // Тр. научн.-техн. конф. «Теплофизика реакторов нового поколения». – Обнинск: ГНЦ РФ – ФЭИ, 2016. С. 211–222. (CD).
17. Пульсации температуры теплопередающей стенки в модели парогенератора, обогреваемого натрием / И. Хум, И. Мошнерова, И. Бица, Н.С. Грачев, П.Л. Кириллов, В.А. Прохорова, Н.М. Турчин // Отчет ГКИАЭ и ЧСКАЭ № 78-05017. ГИИМ Прага – Беховице, 1978. 46 с.
18. Пульсации температуры в теплопередающей стенке модели парогенератора с обогревом натрием / П.Л. Кириллов, Н.С. Грачев, Н.М. Турчин, В.В. Худаско, И. Бица, И. Хум, Й. Шнеллер // Атомная энергия. 1983. Т. 54. Вып. 5. С. 330–333.
19. *Грабежная В.А., Михеев А.С.* О теплогидравлической устойчивости парогенерирующего канала с жидкометаллическим обогревом // Сб. докл. V Междунар. научн.-техн. конф. «Инновационные проекты и технологии ядерной энергетике». – М.: НИКИЭТ, 2018. С. 583–592. (CD)
20. *Грачев Н.С., Кириллов П.Л., Прохорова В.А.* Экспериментальное исследование теплообмена в парогенерирующей трубе с внутренним оребрением // Теплофизика высоких температур. 1976. Т. XV. № 6. С. 1234–1240.
21. *W.R. Gambill, R.D. Bundy, R.W. Wansbrough.* Heat transfer, burnout, and pressure drop for water in swirl flow through tubes with internal twisted tapes // Chem. Eng. Prog. Symp. Series. 1961. Vol. 57. No. 32. P. 127–137.
22. *M. Iwabushi et al.* Heat transfer characteristics of rifled tubes in near critical pressure region // Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf. Munich, 1982. Vol. 5. P. 313–318.
23. Dryout occurrence in a helically coiled steam generator for nuclear power application / *L. Santini¹, A. Cioncolini, C. Lombardi, M. Ricotti* // EPJ Web of Conferences. 2014. Vol. 67. (<http://dx.doi.org/10.1051/epjconf/20146702102>)
24. *Chung W.S., Sa Y.-C., Lee J.S.* An experimental study on dryout pattern of two-phase flow in helically coiled tubes // KSME International Journal. 2002. Vol. 16. No. 11. P. 1540–1459.
25. *Кокорев Б.В., Фарафонов В.А.* Парогенераторы ядерных энергетических установок с жидкометаллическим охлаждением. – М.: Энергоатомиздат, 1990]
26. Расчетно-экспериментальное исследование парогенератора РУ БРЕСТ-ОД-300 / *А.Н. Березин, В.А. Грабежная, А.С. Михеев, Ю.И. Орлов, А.С. Парфенов, В.В. Сергеев* // Сб. докл. III Междунар. научн.-техн. конф. «Инновационные проекты и технологии ядерной энергетике»: в 2-х томах. – М.: НИКИЭТ, 2014. Т. 1. С. 224–236.
27. *Грабежная В.А., Михеев А.С.* Теплогидравлические испытания многотрубной модели парогенератора в режиме частичных параметров // ВАНТ. Серия: Ядерно-реакторные константы. – 2017. – Вып. 3. – С. 177–186.