

## ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

### ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛИ СМЕШИВАЮЩЕГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

© 2021 г. Ю. Г. Сухоруков<sup>a, \*</sup>, Б. Ф. Балунов<sup>a</sup>, В. В. Лемехов<sup>b</sup>, В. А. Когут<sup>b</sup>,  
А. В. Проухин<sup>b</sup>, А. А. Щеглов<sup>a</sup>, Ф. А. Святкин<sup>a</sup>, А. Ю. Юрченко<sup>a</sup>, А. С. Матяш<sup>a</sup>,  
А. О. Борисов<sup>a</sup>, Н. А. Шорин<sup>a</sup>, К. А. Григорьев<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования  
им. И.И. Ползунова (НПО ЦКТИ), Атаманская ул., д. 3/6, Санкт-Петербург, 191167 Россия

<sup>b</sup> Научно-исследовательский и конструкторский институт энерготехники им. Н.А. Доллежалея,  
Малая Красносельская ул., д. 2/8, Москва, 107140 Россия

\*e-mail: iceo@ckti.ru

Поступила в редакцию 19.05.2021 г.

После доработки 15.06.2021 г.

Принята к публикации 23.06.2021 г.

В тепловой схеме II контура АЭС с реакторной установкой БРЕСТ-ОД-300 предусмотрен смешивающий подогреватель питательной воды (СППВ) для ее подогрева до температуры на входе в парогенератор не ниже 340°C (по условиям исключения потери текучести свинцового теплоносителя в межтрубном пространстве парогенератора) во всех режимах эксплуатации. Для обоснования конструктивных решений и уточнения методики теплогидравлического расчета СППВ при рабочем давлении до 15 МПа<sup>1</sup> в НПО ЦКТИ проведены стендовые исследования на модели СППВ в вариантах с одной и двумя ступенями нагрева при безнапорном водораспределении. Эксперименты подтвердили возможность обеспечения требуемого нагрева питательной воды при переходе к натурному образцу. Обобщение экспериментальных данных показало преимущество капельной модели в описании теплогидравлических процессов в СППВ по сравнению со струйной моделью, используемой для расчета смешивающих подогревателей низкого давления (ПНС). Уточнены зависимости для расчета среднего диаметра капель воды и скорости их падения в паровой среде. Установлено, что при давлении 5–15 МПа продолжительность прогрева капель зависит, в основном, от их размера и теплопроводности воды в них. Минимальная высота отсека нагрева (зоны свободного падения капель воды в паровой среде) в СППВ должна составлять не менее 0.7 м, при этом недогрев воды до температуры насыщения греющего пара не превысит 1°C для подогревателя с двумя ступенями нагрева.

*Ключевые слова:* смешивающий подогреватель питательной воды, безнапорное водораспределение, интенсивность теплообменных процессов, недогрев, капельная модель, теплотехнический эксперимент

DOI: 10.1134/S0040363621120092

Смешивающие подогреватели низкого давления нашли широкое применение в системах регенеративного подогрева питательной воды при низком давлении (не более 0.15 МПа) турбоустановок АЭС и ТЭС. К таким подогревателям относят и деаэраторы, работающие при давлении не более 1.4 МПа. Принципиальное отличие поверхностных теплообменных аппаратов от смешивающих (контактных) заключается в наличии в первых теплопередающей стенки, обладающей термическим сопротивлением. Потоки нагреваемой воды (струи и капли) и пузырьки барботируемого

пара образуют в смешивающих подогревателях поверхность теплообмена, площадь которой на порядок больше площади поверхности трубного пучка в аппаратах поверхностного типа. Поэтому в ПНС недогрев  $\delta t$  (разность между температурой насыщения греющего пара  $t_s$  и нагретой в аппарате воды) составляет 0.3–0.5°C.

Как правило, ПНС представляет собой многоступенчатый аппарат со свободным контактом струй воды, вытекающей из отверстий в дырчатых листах (тарелках), с конденсирующимся паром, заполняющим паровой объем. Высота свободного падения воды в каскадах обычно составляет не менее 0.4 м.

<sup>1</sup> Здесь и далее приведены абсолютные значения давления.

Физические свойства воды и пара при температуре насыщения

Аппарат	$p$ , МПа	Плотность, кг/м <sup>3</sup>		$\rho'/\rho''$	$\sigma \times 10^3$ , Н/м
		$\rho'$	$\rho''$		
ПНС	0.1	958	0.598	1600	58.9
Деаэратор	1.0	887	5.14	172	42.3
СППВ	15.0	604	96.7	6.25	5.2

Руководящие материалы по теплогидравлическим расчетам ПНС [1] и деаэраторов [2] основаны на чисто эмпирических соотношениях. В этих документах содержатся рекомендации, в соответствии с которыми допускается применение ПНС при давлении пароводяной среды не более 0.15 МПа и деаэраторов – не более 1.4 МПа. При этом в расчетных методиках предполагается струйный характер безнапорного распределения на перфорированных тарелках, хотя простое наблюдение за потоком воды, падающей с верхнего бьефа ГЭС, и постулаты С.С. Кутателадзе [3] указывают на его разбиение на капли при свободном падении.

При разработке оборудования для АЭС с реакторной установкой БРЕСТ-ОД-300, работающей на свинцовом теплоносителе в I контуре, существуют ограничения по минимальной температуре питательной воды, поступающей в парогенератор, которая должна быть не ниже 340°C во всех эксплуатационных режимах из-за опасности потери текучести свинца. Окончательный нагрев питательной воды предлагается проводить в СППВ свежим паром (15 МПа), взятым за парогенератором и предварительно охлажденным до температуры 400°C, допустимой для корпуса СППВ. В качестве одного из проектных рассматривается режим отключения одной из двух ниток предвключенной к СППВ группы подогревателей высокого давления, что требует значительного подогрева воды в СППВ (от 250 до 341°C), ранее не рассматривавшегося в проектах ПНС.

В таблице приведены физические свойства воды и пара при  $t_s$ , характерные для ПНС и деаэраторов, а также СППВ энергоблока БРЕСТ-ОД-300. Из таблицы видно, что для области работы СППВ характерны:

высокая плотность насыщенного пара  $\rho''$  и низкое поверхностное натяжение кипящей воды  $\sigma$ . Последнее способствует разбиению струй на капли при выходе их из отверстий в тарелках;

снижение отношения  $\rho'/\rho''$  практически пропорционально росту давления, что уменьшает при высоком давлении степень относительного разрежения внутри падающего потока водяных структур и, как следствие, снижает вероятность

их “слипания” при конденсации пара. Последнее способствует сохранению большой площади контакта теплообменивающихся сред.

Исходя из условий работы СППВ, можно полагать, что для описания теплогидравлических процессов в аппарате можно использовать капельную модель, в которой выходящие из отверстий тарелок струи “наталкиваются” на паровую среду высокой плотности и разбиваются на капли. При этом скорость капель уменьшается до скорости свободного падения капли воды  $U_\infty$  плотностью не менее  $\rho'$  в паровой среде плотностью  $\rho''$ .

Условия формирования капель при разбиении струи и скорость их падения определяются соотношением сил гравитации, инерции и поверхностного натяжения. Согласно рекомендациям [4, 5], наиболее вероятный диаметр капли  $D$  можно оценить соотношением

$$D \approx k_1 b, \quad (1)$$

где  $k_1 = 0.56$ ;  $b$  – капиллярная постоянная, определяемая по формуле

$$b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}} \quad (2)$$

здесь  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения;  $g$  – ускорение свободного падения.

Установившаяся скорость падения может быть оценена формулой

$$U_\infty = k_{24} \sqrt{\frac{\sigma g (\rho' - \rho'')}{(\rho'')^2}} \quad (3)$$

В работах [4, 5] рекомендуется  $k_2 = 1.6$ – $1.8$  без приведения диапазона параметров при применении формул (1), (3).

В проведенных ранее на стенде НПО ЦКТИ экспериментах исследовали интенсивность нагрева воздуха струями горячей (но не вскипающей) воды при давлении 1.5–5.5 МПа [6]. Струи вытекали из 101 отверстия диаметром 1.4 мм и падали с высоты 1.4–2.5 м на поверхность воды в сосуде внутренним диаметром 402 мм. При обобщении результатов опытов лучшую сходимость с результатами экспериментов дала не струйная, а капельная модель с использованием зависимостей (1)–(3) при  $k_1 = 0.33$  и  $k_2 = 1.6$ .

Исходя из изложенного выше и ввиду некорректности распространения рекомендаций [1] для высоких рабочих параметров в НПО ЦКТИ на модели СППВ были проведены экспериментальные исследования интенсивности теплообмена в зоне смешения потоков конденсирующегося пара и нагреваемой питательной воды с проектными параметрами. Цель этих работ заключалась в экспериментальной проверке соответствия расчетных значений теплогидравлических характеристик

проектируемого варианта конструкции СППВ их фактическим значениям, полученным в результате выполненных испытаний, и (при необходимости) разработка рекомендаций по усовершенствованию конструкции аппарата.

В соответствии с поставленной целью решались следующие задачи:

создание модели участка смешения потоков теплообменивающихся сред СППВ конструкции НПО ЦКТИ;

проведение на модели экспериментов при высоких параметрах теплообменивающихся сред, включая эксплуатационные; апробация различных конструктивных решений (наличие одной или двух тарелок, варьируемого уровня нагретой воды в модели относительно нижней тарелки);

обобщение результатов испытаний для определения теплогидравлических характеристик проектного варианта конструкции СППВ;

анализ структуры потока нагреваемой воды (струи или капли, их характерные размеры), создание методики расчета интенсивности теплообмена охлаждаемого перегретого и конденсирующегося пара с нагреваемой водой.

### ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ МОДЕЛИ И СТЕНДА

При создании модели участка смешения СППВ (далее — модель СППВ) были выполнены общепринятые требования для подобных моделей теплообменных аппаратов с двухфазной средой:

обеспечить натурные высоту модели, относительные высотные отметки расположения отдельных элементов участка смешения, диаметры и шаги расположения отверстий в тарелках;

исходя из возможности стенда, выполнить в едином масштабе моделирования 1/245 расходы теплообменивающихся сред, количество отверстий в тарелках и проходные сечения остальных элементов участка смешения.

Модель СППВ с одной тарелкой представлена на рис. 1.

Корпус 1 модели диаметром 465 × 35,5 мм и высотой внутреннего объема 3385 мм имеет внутреннюю плакировку из нержавеющей стали. Для сохранения масштаба моделирования и снижения потерь тепла на участке смешения потоков внутри корпуса была установлена вертикальная осесимметричная выгородка 5 диаметром 200 × 4 мм и высотой 3085 мм. С той же целью греющий пар подводился по вертикальному осевому трубопроводу диаметром 45 × 4 мм под тарелку 6 на расстоянии 320 мм от нее. Парораспределительное устройство 4 представляло собой две крестообразно расположенные заглушенные с внешних торцов

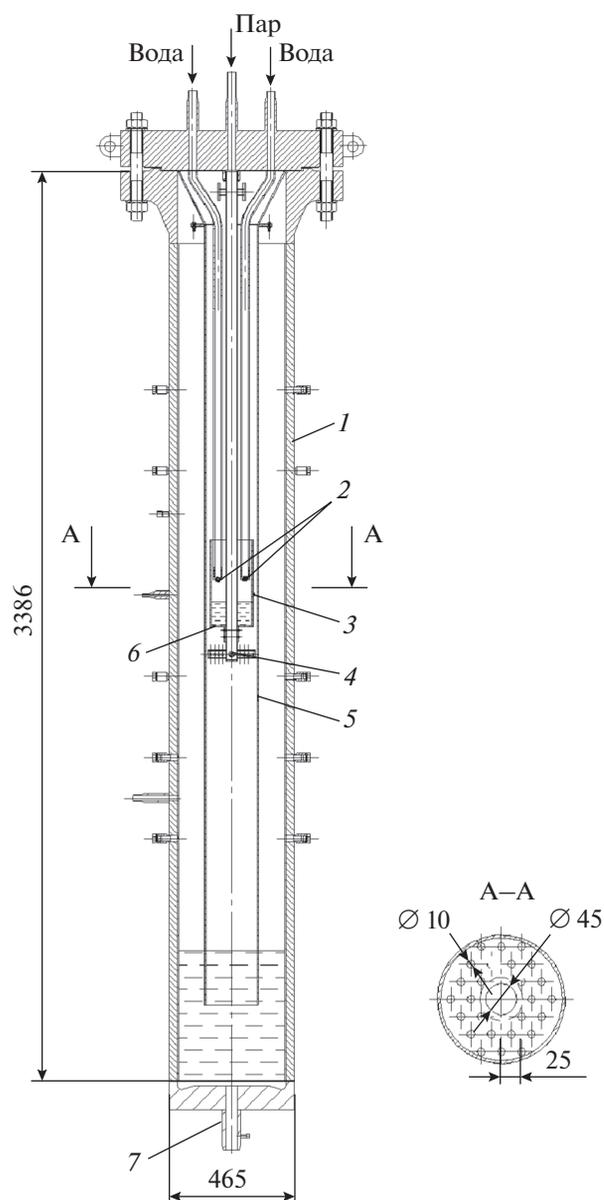
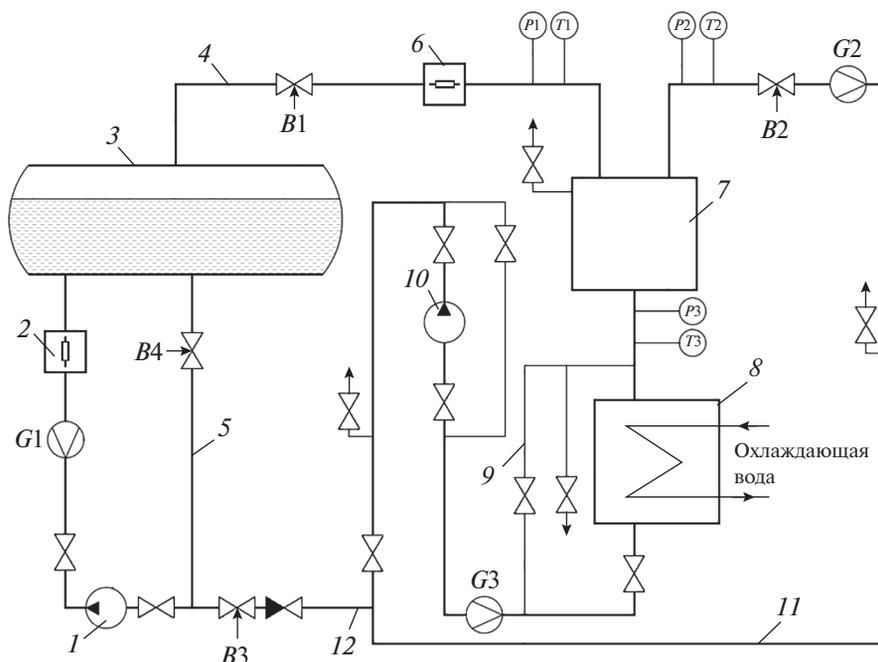


Рис. 1. Модель СППВ с одной тарелкой.  
1 — корпус; 2 — труба водоподводящая; 3 — стакан; 4 — парораздающий “крест”; 5 — выгородка; 6 — тарелка водораспределительная; 7 — патрубок водоотводящий

горизонтальные трубы диаметром 45 × 3 мм, по горизонтальной оси которых располагались 32 отверстия диаметром 10 мм для равномерного распределения пара по сечению выгородки. В качестве водоподводящего устройства служили две заглушенные снизу стальные трубы 2 диаметром 32 × 4 мм. В нижней части каждой трубы имелись 36 отверстий диаметром 5 мм для равномерной раздачи воды.

На пароподводящей трубе закреплена тарелка, выполненная в виде перфорированного листа толщиной 10 мм из стали 08X18H10T с 24 отверстиями



**Рис. 2.** Принципиальная гидравлическая схема стендовой установки.

1, 10 – циркуляционный насос; 2 – электронагреватель; 3 – сепаратор; 4 – паропровод; 5 – линия рециркуляции; 6 – электропароперегреватель; 7 – модель СППВ; 8 – охладитель; 9 – байпасная линия; 11 – подводящая линия; 12 – перепускная линия;  $P1-P3$  – датчик давления;  $T1-T3$  – датчик температуры;  $G1-G3$  – расходомер;  $B1-B4$  – регулирующий клапан

диаметром 10 мм, расположенными по гексагональной решетке с шагом 25 мм. На тарелке установлен стальной стакан 3 диаметром 159 × 4 мм и высотой 320 мм для обеспечения подпорного уровня воды над тарелкой и равномерной ее раздачи по отверстиям в перфорированном листе. Расстояние от днища модели до тарелки составляло 1880 мм. Смесь нагретой питательной воды и конденсата греющего пара отводилась из модели через нижний патрубок 7.

В варианте с двумя отсеками нагрева дополнительно устанавливали верхнюю тарелку на расстоянии 720 мм от нижней тарелки. При этом расположение последней сохранялось таким же, как и в опытах с одной тарелкой. В крышке и днище модели выполнены отверстия со штуцерами для присоединения к трубопроводам отвода воздуха (паровоздушной смеси) и дренирования модели. На корпусе модели также имелось пять разнесенных по высоте сверлений и штуцеров для системы измерения. Для выравнивания давления (и уровня воды) внутри выгородки и в кольцевом зазоре в ее верхней части выполнено отверстие диаметром 10 мм.

Стендовая установка (рис. 2) включала в себя два циркуляционных контура, из которых к модели 7 подводились греющий пар и питательная вода. Требуемую температуру греющего пара обес-

печивал электропароперегреватель 6, а питательной воды – охладитель 8. В электронагревателе 2 происходило образование пароводяной смеси, из которой в сепараторе 3 отделялся пар, поступавший далее в модель. Работу стенда обеспечивали циркуляционные насосы 1, 10. С помощью регулирующего клапана  $B3$  по перепускной линии 12 осуществлялся возврат воды в контур генерации пара, компенсировавшей расход пара, направлявшегося из этого контура в модель.

## СИСТЕМА ИЗМЕРЕНИЙ

Стенд оснащен (см. рис. 2) датчиками, с помощью которых измеряли давление и температуру греющего пара ( $p_1, t_1$ ), питательной воды ( $p_2, t_2$ ) на входе в модель, а также смеси нагретой питательной воды и конденсата пара на выходе из модели ( $p_3, t_3$ ). Расходы питательной воды  $G_2$  и смеси питательной воды и конденсата пара  $G_3$  измеряли расходомерами. Из-за малого отличия значения  $t_3$  от  $t_s$  расходомер  $G_3$  устанавливали за охладителем.

Через штуцеры в корпусе модели измеряли давление среды под ее крышкой  $p$ , перепады давления по всей высоте модели и на ее отдельных участках (для определения уровня воды). Кроме того, к внешней поверхности корпуса модели были приварены три термопары, разнесенные по

высоте с шагом 1 м. Показания этих термопар использовали при контроле стационарности рассматриваемого опыта.

Измерения температуры среды внутри модели с одной тарелкой (в основном, внутри выгородки на разных расстояниях вниз от тарелки) проводились тремя 12-зонными блоками кабельных термопар типа КТХА. В серии опытов с двумя тарелками были использованы такие же принципы расположения термопар КТХА внутри объема модели.

Повышенная инерционность измерения термопарами типа КТХА (их постоянная времени равна 1 с) искажала представление о фазовом состоянии сред (воды и пара) при измерении их температуры над уровнем воды в пределах участка смешения потоков. Достоверный результат фиксировался лишь термопарами, расположенными под уровнем нагретой воды в модели. В большинстве опытов наиболее низко расположенные термопары находились в выгородке под этим уровнем воды, и при наличии не менее двух таких термопар (и при отличии их показаний не более  $0.3^\circ\text{C}$ ) предпочтение при определении  $t_3$  отдавали показаниям этих термопар, а не показаниям термопреобразователя сопротивления ТЗ, расположенного на отводящем трубопроводе. При этом практически исключалось снижение температуры нагретой воды в модели под ее уровнем из-за тепловых потерь.

Давление теплообменивающихся сред измеряли с помощью датчиков избыточного давления “Метран 150 TG-4” с максимальной абсолютной погрешностью (МАП) измерения 18.75 кПа. Расходы сред измеряли вихревыми расходомерами с максимальной относительной погрешностью 1%. Высоту массового уровня воды в модели определяли на основе измерения перепада давления по ее высоте с помощью датчиков разности давления типа “Метран 150 CD-3” (МАП составляет 37.5 Па). С учетом погрешностей вторичных преобразователей среднеквадратичные относительные погрешности (СКОП) автоматической регистрации (с частотой 1 Гц) не превышали по измерению давления среды  $\pm 0.5\%$  и расхода сред  $\pm 1.5\%$ , МАП определения массового уровня воды в модели составила  $\pm 1$  см.

Основные измерения температур сред на входе в модель и на выходе из нее выполняли термопреобразователями сопротивления типа РТ-100 (класс точности А). С учетом максимальной относительной погрешности вторичного преобразователя СКОП автоматической регистрации температуры цепью этих преобразователей составила 0.34%, т.е. общая абсолютная погрешность при  $340^\circ\text{C}$  не превышала  $1.03^\circ\text{C}$ , а для термопар типа КТХА –  $1.6^\circ\text{C}$ .

Наиболее строгие требования предъявлялись к определению отличия  $t_3$  от  $t_s$ , так как в соответствии с проектом  $(t_s - t_3) < 1^\circ\text{C}$ . Поэтому во время испытаний периодически проводили контрольные градуировки в среде влажного пара и при отсутствии подвода в модель питательной воды. Эти градуировки основаны на сравнении данных таблиц [7] по температуре насыщения  $t_{s, \text{tabl}} = f(p)$  с измеряемыми при градуировках давлением в модели и показаниями термодатчика ТЗ и расположенных в объеме выгородки термопар КТХА. По результатам этого сравнения, проводившегося при различных давлениях, к показаниям рассматриваемых термопреобразователей вводили индивидуальные поправки, принимая за эталон взаимосвязь  $t_{s, \text{tabl}} = f(p)$ . Эти поправки позволили понизить до  $0.3\text{--}0.5^\circ\text{C}$  погрешность определения отличия показаний термодатчиков от  $t_s$ .

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

На модели СППВ с одной и двумя тарелками проведено, соответственно, 41 и 54 стационарных опыта, в течение которых изменялись в широком диапазоне значения следующих параметров теплообменивающихся сред, включая их натурные значения:

давление в участке смешения потоков  $p = 4.21\text{--}15.2$  МПа;

температура греющего пара на входе в модель  $t_1 = 253\text{--}413^\circ\text{C}$ , его перегрев относительно  $t_s$  составлял  $0\text{--}86^\circ\text{C}$ ;

расход питательной воды на входе в модель  $G_2 = 0.21\text{--}1.25$  кг/с, что соответствовало  $15\text{--}88\%$  номинального значения  $1.42$  кг/с (при масштабе моделирования  $1/245$ ). Массовая скорость воды в отверстиях тарелок составляла  $116\text{--}685$  кг/( $\text{m}^2 \cdot \text{c}$ ), средняя скорость истечения – до  $0.99$  м/с;

температура питательной воды на входе в модель  $t_2 = 109.5\text{--}243.3^\circ\text{C}$ , недогрев до  $t_s$  составлял  $73.4\text{--}151.3^\circ\text{C}$ ;

расстояние от тарелки (нижней) до уровня воды в модели  $l$  от  $-0.26$  до  $1.46$  м. Отрицательное значение  $l$  соответствует положению уровня выше нижней тарелки, т.е. наличию лишь барботажной конденсации пара в ее районе.

Результаты экспериментов показали удовлетворительные значения недогрева  $\delta t$ :

в варианте с одной ступенью нагрева при  $l > 0.7$  м получено  $\delta t = 0.2\text{--}2.0^\circ\text{C}$  (в среднем  $1.05^\circ\text{C}$ ). При  $l < 0.7$  м значения  $\delta t$  увеличивались;

в варианте с двумя ступенями нагрева получено  $\delta t = 0.1\text{--}1.0^\circ\text{C}$  (в среднем  $0.48^\circ\text{C}$ ), т.е. дополнительное второй тарелки понизило как среднее, так и максимальное значение  $\delta t$ , показывая преимуще-

ство двухступенчатого исполнения участка смешения, что должно еще в большей степени проявиться в реальном аппарате с увеличением в 245 раз количества отверстий в тарелках и в 16.2 раза диаметра тарелок. При этом объем воды над нижней тарелкой создает дополнительное температурное перемешивание воды после верхней ступени нагрева, а снижение тепловой нагрузки на нижней ступени повышает равномерность прогрева на ней воды.

При приведенных выше диапазонах параметров теплообменивающихся сред и при  $l > 0.7$  м не было отмечено заметное влияние на значения  $\delta t$  изменений давления, степени перегрева пара, расхода питательной воды и ее подогрева в модели. Эти результаты обусловлены следующими обстоятельствами:

разбиением струй воды, выходящих из отверстий в тарелках, на капли, общая площадь поверхности которых пропорциональна расходу питательной воды, а при занятости каплями менее 10% площади сечения канала (что соответствовало опытам) прогрев каждой капли автономен;

отсутствием влияния на результат перегрева пара, что связывается со скоротечностью процесса, сопровождающегося интенсивным перемешиванием греющего пара;

отсутствием заметного влияния подогрева воды в модели ( $t_3 - t_2$ ) на заданное значение  $\delta t = 0.8 - 1.0^\circ\text{C}$ . Это объясняется тем, что основная доля периода этого прогрева при любых значениях ( $t_3 - t_2$ ) приходится на низкие значения ( $t_s - t_{suf}$ )  $< 1^\circ\text{C}$  (здесь  $t_{suf}$  – температура поверхности капли). При этом период начального прогрева воды при высоких значениях ( $t_3 - t_2$ ) занимает малую долю общего периода прогрева капли.

Для опытов с одной тарелкой проводили сопоставление продолжительности прогрева капли в экспериментах  $\tau_e = l/U_\infty$  и рассчитанной по комплексу ANSYS  $\tau_c$ . При этом теплопроводность  $\lambda$  и теплоемкость  $c_p$  воды определяли при ее средней температуре  $\bar{t} = t_s - \bar{\Delta}t$ , где  $\bar{\Delta}t$  – среднелогарифмическая разность между ( $t_s - t_2$ ) и ( $t_s - t_3$ ), вычисляемая по формуле

$$\bar{\Delta}t = \frac{t_3 - t_2}{\ln \frac{t_s - t_2}{t_s - t_3}}$$

Для расчета  $D$  в первом приближении использовали формулы (1), (2) при  $k_1 = 0.33$ , а для расчета  $U_\infty$  – формулу (3) при  $k_2 = 1.6$  (по рекомендациям [6]). При этом практически исключалось влияние давления среды на интенсивность рас-

сматриваемых процессов. Значения  $\rho'$  и  $\rho''$  определяли при общем давлении пароводяных сред.

Первое приближение дало существенное превышение  $\tau_e$  над  $\tau_c$  и его увеличение с ростом подогрева воды в модели ( $t_3 - t_2$ ), изменявшегося в диапазоне  $77-139^\circ\text{C}$  и со снижением давления. Так, в пределах изменения  $p$  от 5.2 до 15 МПа при расчетах по формулам (1)–(3) при  $k_1 = 0.33$  и  $k_2 = 1.6$  получили  $D = 0.5-0.8$  мм и  $U_\infty = 0.4-1.1$  м/с (меньшие значения  $D$  и  $U_\infty$  соответствуют высокому давлению).

Для исключения расхождения между  $\tau_e$  и  $\tau_c$  в расчетные формулы (1)–(3) были внесены поправки. При расчете  $b$  по формуле (2) значение  $\sigma$  определяли при начальной температуре воды  $t_2$ , т.е. в условиях формирования капель, а не при  $\bar{t}$ , как ранее. При увеличении подогрева воды снижалось значение  $t_2$ , что приводило к росту  $\sigma$  и, как следствие,  $D$  и  $\tau_e$ . Кроме того, отношение  $D/b$  было повышено при  $k_1 = 0.66$ . Вероятно, в работе [6] малый диаметр отверстий истечения (1.4 мм) в большей степени определял размер капель, а не отношение  $D/b$ .

При расчете значения  $\tau_c$  не рассматриваются промежутки времени, необходимые для разбиения струй на капли и придания им скорости падения, рассчитываемой по формуле (3). Авторы полагают, что эти промежутки существенно меньше времени общего прогрева капли и компенсируются небольшим увеличением отношения  $D/b$  для приведения в соответствие результатов расчета и опытов.

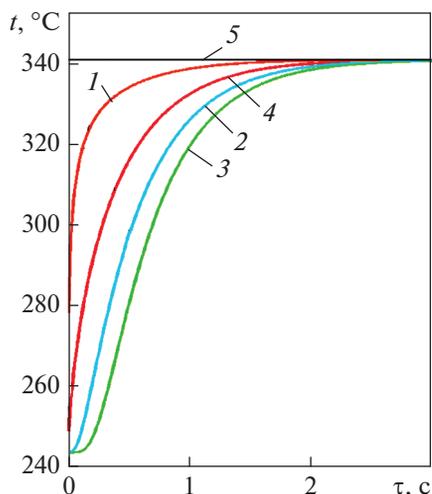
Кроме того, при расчете значения  $U_\infty$  по формуле (3) при  $k_2 = 1.6$  наблюдалось его изменение в 2.5 раза с изменением давления в диапазоне 5.2–15 МПа. Однако результаты опытов не свидетельствуют о столь резком изменении приведенного выше граничного значения  $l = 0.7$  м. Авторы полагают, что относительно малый объем проведенных опытов мог привести к максимальной неопределенности в пределах 20% экспериментального определения скорости капли с изменением давления.

Допуская небольшое увеличение скорости капли с падением давления (более плотная вода и менее плотный пар) в пределах 5.2–15 МПа и представляя  $k_2$  в виде функции от симплекса ( $\rho''/\rho'$ ), выражение (3) можно привести к виду

$$U_\infty = 3.74 (\rho''/\rho')^{0.514} \sqrt[4]{\frac{\sigma g (\rho' - \rho'')}{(\rho'')^2}}, \quad (4)$$

который дает  $U_\infty = 0.4-0.48$  м/с.

Расчеты при  $l \geq 0.7$  м с использованием формулы (1) при  $k_1 = 0.66$  и соотношения (4) дали удо-



**Рис. 3.** Расчетная динамика прогрева воды в капле по ее радиусу  $r$  при продолжительности  $\tau$ .  
 $1 - t_{suf}$ ;  $2, 3 - t$ ;  $4 - \bar{t}$ ;  $5 - t_s = 343.2^\circ\text{C}$ ;  $r$ :  $1 - 0.5 D$ ;  $2 - 0.25 D$ ;  $3 - 0$

влетворительное соответствие значений  $\tau_e$  и  $\tau_c$  в диапазоне  $p = 5.2\text{--}15$  МПа при  $D = 1.0\text{--}1.6$  мм.

На рис. 3 в качестве примера приведены результаты расчета прогрева капли (температуры капли  $t$ ) в опыте, проведенном при следующих параметрах, близких к проектному режиму с отключением одной нитки подогревателя высокого давления:  $p = 15.2$  МПа,  $t_s = 343.2^\circ\text{C}$ ,  $t_1 = 371.5^\circ\text{C}$ ,  $G_2 = 0.878$  кг/с,  $t_2 = 244.0^\circ\text{C}$ ,  $G_3 = 1.278$  кг/с,  $t_3 = 342.4^\circ\text{C}$ ,  $l = 0.72$  м,  $\delta t = 0.8^\circ\text{C}$ . Расчет по формуле (1) при  $k_1 = 0.66$  дал  $D = 1.5$  мм и по формуле (4)  $U_\infty = 0.41$  м/с, откуда следует, что  $\tau_e = l/U_\infty = 0.72/0.41 = 1.76$  с. При расчете с использованием программного комплекса ANSYS при коэффициенте теплоотдачи  $\alpha_k = 15$  кВт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ) получены период прогрева капли  $\tau_c = 1.69$  с и расхождение с  $\tau_e$ , равное 4%.

Для остальных сопоставлений при  $l > 0.7$  м также использовали данные опытов с одной тарелкой при  $\delta t = 0.7\text{--}1.0^\circ\text{C}$ . Для них расчетный период прогрева воды в капле до средней температуры  $t_3$  составил 1.31–1.93 с, конечная разность температур ( $t_s - t_{suf}$ ) находилась в пределах 0.2–0.3°C. При этом отличие значений  $\tau_c$  от  $\tau_e$  не превышало 15%, практически без одностороннего приоритета.

Дальнейшее снижение  $\delta t$ , помимо значительного роста  $l$ , сопровождающегося уменьшением разности температур ( $t_s - t_{suf}$ ), возможно, приводит к снижению интенсивности конденсации пара (аналогично процессу кипения, для осуществления которого необходимо определенное превышение  $t_s$ ). Проведенное такое же сопоставление

при выполнении расчета по методике [1], где рассматривается струйная структура потока воды (при равенстве диаметров струй и диаметров отверстий в тарелках), не дало удовлетворительного результата. Для 90% сопоставляемых опытов при принятии за высоту участка смешения экспериментального значения  $l$  расчетные  $\delta t$  превышали их действительные значения более чем на  $1^\circ\text{C}$ , а в ряде опытов — более чем на  $20^\circ\text{C}$ .

## ВЫВОДЫ

1. На основе результатов экспериментального исследования, проведенного на модели безнапорного одно- и двухступенчатого отсека нагрева смешивающего подогревателя питательной воды конструкции НПО ЦКТИ, показана возможность обеспечения заданной температуры питательной воды на выходе из аппарата не менее  $341^\circ\text{C}$  во всех проектных режимах его эксплуатации.

2. При использовании смешивающего подогревателя высокого давления с двумя ступенями безнапорного распределения воды и высотой отсеков нагрева не менее 0.7 м можно обеспечить недогрев воды в пределах 0.1–1.0°C.

3. Тепловой расчет отсека нагрева смешивающего подогревателя высокого давления на основе капельной модели дает лучшую сходимость с результатами экспериментов по сравнению со струйной моделью.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РТМ 108.038.03-83. Подогреватели регенеративные смешивающие и схемы их включения. Расчет, проектирование и эксплуатация. Л.: НПО ЦКТИ, 1983.
2. РТМ 108.030.21-78. Расчет и проектирование термических деаэраторов. Л.: НПО ЦКТИ, 1979.
3. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979.
4. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем. М.: Изд-во МЭИ, 2000.
5. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
6. Балунев Б.Ф. Комплекс экспериментальных исследований для обоснования надежности охлаждения активной зоны интегральных водоохлаждаемых реакторов при авариях с потерей теплоносителя: дис. ... докт. техн. наук. СПб., 1997.
7. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник. М.: Изд-во МЭИ, 2003.

## Thermohydraulic Test of a Model of a High-Pressure Mixing Heater

Yu. G. Sukhorukov<sup>a, \*</sup>, B. F. Balunov<sup>a</sup>, V. V. Lemekhov<sup>b</sup>, V. A. Kogut<sup>b</sup>, A. V. Proukhin<sup>b</sup>, A. A. Shcheglov<sup>a</sup>, F. A. Svyatkin<sup>a</sup>, A. Yu. Yurchenko<sup>a</sup>, A. S. Matysh<sup>a</sup>, A. O. Borisov<sup>a</sup>, N. A. Shorin<sup>a</sup>, and K. A. Grigor'ev<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Polzunov Scientific and Development Association on the Research and Design of Power Equipment (NPO CKTI), St. Petersburg, 191167 Russia

<sup>b</sup> Dolezhal' Research and Development Institute for Power Engineering, Moscow, 107140 Russia

\*e-mail: iceo@ckti.ru

**Abstract**—The thermal cycle of the secondary circuit at an NPP with a BREST-OD-300 reactor includes a mixing feed water heater (MFWH) to heat the feedwater at the steam generator's inlet to a minimum of 340°C (to keep the lead coolant temperature above the lead pour point in the shell side of the steam generator) under all operating conditions. To substantiate the design solutions and finalize the procedure for thermohydraulic design of the MFWH at an operating pressure as high as 15 MPa, NPO CKTI conducted bench tests on an MFWH model in versions with one or two heating stages with water distribution by gravity. The experiments have confirmed that the feedwater can be heated as required in a full-scale heater. Generalization of the experimental data has demonstrated the advantage of the droplet model in describing the thermohydraulic processes in the MFWH over the jet model used to calculate the low-pressure mixing heaters (LPMH). The dependences for calculating the average diameter of water droplets and their fall velocity in a steam environment have been updated. It has been established that, at a pressure of 5–15 MPa, the time to heat droplets depends mainly on their size and the thermal conductivity of water in them. The minimum height of the heating section (the zone of free fall of water droplets in a steam environment) in the MFWH should be 0.7 m, which will provide the subcooling of water to the steam saturation temperature of less than 1°C in a heater with two heating stages.

**Keywords:** mixing feedwater heater, gravity water distribution, heat-transfer rate, subcooling, droplet model, thermal engineering experiment