

ОБЗОРЫ

УДК 621.039.526

ОПЫТ ИСПЫТАНИЙ МОДЕЛЕЙ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ С НАТРИЕВЫМ ОБОГРЕВОМ В АО «ГНЦ РФ — ФЭИ»: ОТ БН-350 К БН-1200

Грабежная В.А., Михеев А.С., Кузина Ю.А., Букреева А.Д. (АО «ГНЦ РФ — ФЭИ», г. Обнинск)
e-mail: gva@ippe.ru

В июле 2023 г. исполнилось 50 лет со дня энергетического пуска первого в мире быстрого реактора БН-350 в г. Шевченко (ныне г. Актау, Казахстан). В октябре 2023 г. в АО «ОКБМ Африкантов» состоялась конференция, посвященная этой дате. Настоящая статья основана на материалах доклада, представленного на этой конференции.

Развитие ядерной энергетики, начавшееся с пуска в 1954 г. первой в мире АЭС в Обнинске, использование быстрых реакторов для выработки электроэнергии привели к необходимости разработки и экспериментального обоснования новых конструкций парогенераторов с жидкометаллическим обогревом. В конце 1968 г. в ФЭИ (ныне АО «ГНЦ РФ — ФЭИ») был пущен в эксплуатацию жидкометаллический стенд СПРУТ для исследований теплогидравлических характеристик разных моделей парогенераторов. Стенд состоял из четырех петель, три из которых работали на жидком металле — натрия, эвтектическом сплаве свинца с висмутом, свинце, четвертая — на воде (табл. 1). Высота стенда 27 м позволяла испытывать полномасштабные модели.

ИСПЫТАНИЯ ОДНОТРУБНЫХ МОДЕЛЕЙ В ОБОСНОВАНИЕ ПАРОГЕНЕРАТОРА БН-600

Актуальность. В 1970 г. на стенде СПРУТ начались экспериментальные исследования для обоснования использования на энергоблоке БН-600 прямоточного, секционного, модульного парогенератора ПГН-200М проекта АО ОКБ «Гидропресс». Секция включает в себя испаритель, основной и промежуточный пароперегреватели. Необходимо было экспериментально обосновать проектные решения, относящиеся к испарителю. В промежуточном и основном пароперегревателях теплообмен протекает в однофазной среде, поэтому сложностей расчета теплообмена в модулях нет. Надежных экспериментальных данных о кризисе теплообмена в трубках испарителя, обогреваемых жидким металлом, пульсациях температуры теплопередающей стенки в зоне кризиса теплообмена, термодинамической неравновесности и теплообмене в закризисной зоне не было.

Для изучения теплообмена, а также обоснования конструкции и проверки расчетных методик были проведены эксперименты на четырех однострубных моделях — трех гладких и одной с

Т а б л и ц а 1. Технические характеристики петель стенда СПРУТ

Петля	Электрическая мощность, МВт	Теплоноситель			Напор, МПа
		Давление, МПа	Температура, °С	Расход, м³/ч	
Натриевая	0,5	До 1	До 600	До 10	До 0,6
Свинцово-висмутовая	1	До 1	До 600	До 20	До 1
Свинцовая	1	До 1	До 600	До 20	До 1,5
Водяная	0,24	До 25	До 550	До 8	До 1

внутренним оребрением (табл. 2) [1]. Все модели были термометрированы. Термопары располагали не только на корпусе по высоте модели, но и на теплопередающей трубке, что позволило получить данные о кризисе теплообмена и пульсациях температуры стенки в зоне кризиса, а также о теплообмене в закризисной зоне и термодинамической неравновесности потока в этой зоне. Испытания проводили при давлении воды 6,8—17,6 МПа, массовая скорость воды изменялась в интервале 100—1000 кг/(м²·с), температура натрия на входе — 350—600 °С.

Таблица 2. Характеристики однотрубных моделей парогенераторов

Параметр	Модель*			
	1	2	3	4**
Теплопередающая трубка:				
длина, м	5	8,35	9	5
внутренний диаметр, м	12	11	12	10,75
толщина стенки, мм	2	2,5	2	1,175
материал	1X2M	1X2M	1X2M	X18H10T
Число термопар:				
на теплопередающей трубке	45	35	20	48
на корпусе	48	30	63	34
*Теплопередающая трубка с тремя внутренними винтовыми ребрами шириной 1 мм, высотой 0,9 мм, шагом закрутки 200 мм.				
**Материал корпуса — сталь марки X18H10T.				

Кризис теплообмена. В начале 1970-х гг. большая часть экспериментальных данных о кризисе теплообмена была получена на трубках с электрическим обогревом. В основном опыты проводили на трубках с равномерным обогревом, косинусным законом тепловыделения, например, [2, 3], со всплеском энерговыделения [4, 5]. Поэтому возник вопрос о правомерности использования таких данных для расчета кризиса теплообмена в трубках, обогреваемых жидким металлом, поскольку в парогенерирующей трубке реализуется неравномерный профиль распределения теплового потока по длине и кризис протекает вдали от выхода пароводяной смеси (пара).

Было показано [6], что при поступлении на вход в трубку недогретой воды заметное влия-

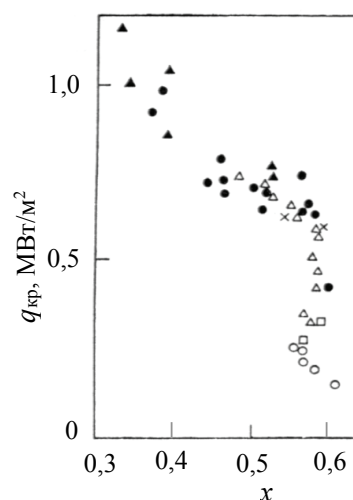


Рис. 1. Критический тепловой поток при $P = 13,7$ МПа, $w = 500$ кг/(м²·с) в обогреваемой натрием модели длиной 5 (●) и 9 м (▲), электрообогреваемой модели длиной 2 (×), 3 (Δ), 4 (□), 6 м (○) [6]

ние способа обогрева на критический тепловой поток не прослеживается (рис. 1). Поэтому кризис теплообмена в парогенерирующих каналах с жидкометаллическим обогревом можно рассчитывать по формулам, полученным на основе данных о критических тепловых потоках в электрообогреваемых каналах.

Известно, что кризис теплообмена сопровождается пульсациями температуры теплопередающей стенки, которые влияют на долговечность парогенерирующей трубки. Был выполнен цикл работ, посвященных изучению влияния режимных параметров на протяженность зоны пульсаций температуры стенки [7]. Для регистрации пульсаций температуры в двух областях теплопередающей трубки на расстоянии около 1 м от входа и выхода по тракту воды установили 15 хромель-алюмелевых микротермопар с шагом 10 мм. Анализ пульсаций температуры стенки в зоне кризиса показал отсутствие преобладающей частоты, пульсации носят случайный характер, полоса зарегистрированных частот ограничена 2 Гц. Установлено, что протяженность зоны пульсаций температуры стенки в опытах не превышала 50 мм и сильно зависела от массовой скорости: с ростом массовой скорости протяженность зоны пульсаций уменьшалась.

Зафиксированная интенсивность (среднеквадратичное отклонение) пульсаций температуры стенки для номинального режима работы испарителя БН-600 составляла 6,5 °С. При сни-

жении давления и уменьшении массовой скорости воды интенсивность пульсаций возрастала. Полученные результаты согласуются с данными [8].

Теплообмен в закризисной зоне. Теплообмен в закризисной зоне при проектировании испарителя БН-600 рассчитывали по формуле [9]. Как показали эксперименты, рассчитанная по этой формуле длина зоны ухудшенного теплообмена во всем диапазоне параметров была меньше полученной в опытах (рис. 2). Оказалось, что в опытах [9] в трубку подавали пароводяную смесь, а не недогретую воду. Поэтому в опытах с обогревом жидкометаллическим теплоносителем и электрообогревом пароводяной поток в закризисной зоне был сильно термодинамически неравновесным, особенно в случае электрообогрева.

Термодинамическую неравновесность пароводяного потока исследовали в диапазоне режимов работы испарителя БН-600, поскольку возможна вероятность заброса влаги из испарителей, изготовленных из стали перлитного класса, в пароперегреватели, выполненные из стали аустенитного класса, которые из-за опасности хлоридного растрескивания рекомендуется применять в среде сухого пара. Для этого на выходе моделей парогенераторов были установлены адиабатные участки, изготовленные из трубок того же диаметра, что и теплопередающая трубка.

Эксперименты проведены при давлении 13,7 МПа, массовой скорости пароводяного потока 350—700 кг/(м²·с), относительной энтальпии потока на выходе 0,8—1,3 [11, 12]. Было установлено, что при балансом паросодержа-

нии $x < 1$ температура стенки на входе в адиабатный участок была на 40—70 °С выше температуры насыщения. При $x > 1$ она превышала равновесную среднесмешанную температуру, измеренную на выходе из смесителя. Малоинерционные термопары, размещенные по длине адиабатного участка в центре потока, при $x > 1$ показывали пульсации температуры, амплитуда которых увеличивалась с ростом относительной энтальпии потока и уменьшением расстояния от выхода модели парогенератора. Максимальная удвоенная амплитуда пульсаций достигала 70—75 °С, частота — 10—12 Гц. В зависимости от режимных параметров в потоке перегретого пара содержалось от 3 до 14% влаги. В условиях номинального режима работы на выходе испарителя БН-600 в перегретом на 20 °С паре содержится около 6% влаги [12].

Интенсификация теплообмена. В испарительные каналы парогенератора на вход подается недогретая до температуры насыщения вода, на выходе — слегка перегретый пар. Жидкая фаза к паровой постепенно переходит через кризис теплообмена с присущими ему колебаниями температуры стенки и низкими коэффициентами теплообмена в закризисной зоне. Для повышения теплообмена в этой зоне необходимо интенсифицировать теплообмен, например, посредством внутреннего оребрения теплообменной трубки. В середине 1970-х гг. был исследован теплообмен в трубке с внутренним оребрением длиной 5 м, обогреваемой натрием [13] (см. табл. 2, модель 4). На модели с оребренной трубкой с помощью термопары, расположенной на расстоянии 170 мм от выхода, при $x > 1$ влаги в перегретом паре не обнаружили. С увеличением давления и массовой скорости эффективность оребрения возрастала. В условиях номинального режима работы парогенерирующей трубки испарителя БН-600 кризис теплоотдачи вырождался (не наблюдался до $x_{\text{вых}} = 1$) [13].

Помимо испытаний моделей парогенератора, на стенде СПРУТ проводились работы на штатном испарителе парогенератора БН-600. Основные из них — измерение температуры по корпусу испарителя и определение выноса влаги из испарителя в основной пароперегреватель.

Распределение температуры по корпусу модуля испарителя. В октябре 1979 г. на модуле испарителя 5И-4Б восьмой секции парогене-

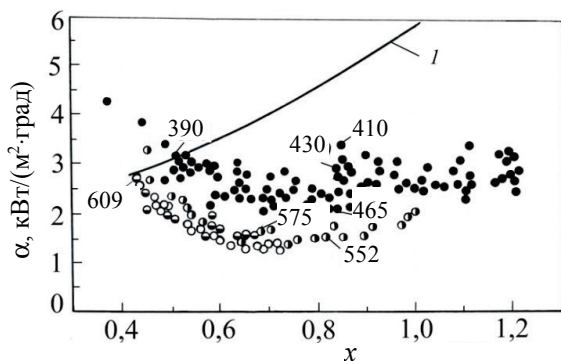


Рис. 2. Коэффициент теплообмена в закризисной зоне в трубках [10] при обогреве натрием (●) и электрообогреве (○, $q = \cos(\pi z/l)$, ●, $q = \text{const}$, ○, $q = \text{var}$): 1 — расчет [9] (цифрами указана температура стенки трубки)

ратора № 5 энергоблока № 3 Белоярской АЭС были установлены термопары по высоте и в пяти сечениях по азимуту корпуса для определения разверки температуры по его периметру. В период энергетического пуска БН-600 в апреле 1980 г. совместно с Белоярской АЭС и АО ОКБ «Гидропресс» с помощью этой системы термометрирования были записаны изотермические режимы (циркуляция натрия без циркуляции воды), конвективные (без кипения воды) и режимы с образованием пара (тепловая мощность до 30% номинальной) [14]. Обнаружена разверка температуры по периметру корпуса в нижней части испарителя, достигавшая 60 °С в исследованном диапазоне изменения параметров. Максимальную неравномерность температуры отмечали в сечениях, расположенных в нижней части испарителя вблизи трубопроводов отвода натрия и подвода питательной воды. В режимах с образованием пара опытные данные о теплосъеме в зонах ухудшенного теплообмена и его перегреве были ниже расчетных, критическое паросодержание согласовывалось с расчетными зависимостями [15].

Вынос неравновесной влаги из испарителя. В течение первого года эксплуатации шесть пароперегревательных модулей вышли из строя вследствие заброса влаги из испарителя при пусковых и переходных режимах [14, 16]. Для исследования выноса влаги и ее доупаривания на выходе из испарителя и трубопроводах слабopегретого пара были размещены ранее разработанные кондуктометрические зонды [17]. Кондуктометрический метод исследования распределения фаз основан на использовании различия электрических свойств жидкости и пара (электропроводности и диэлектрической проницаемости) и является существенно менее инерционным в сравнении с измерениями термопарным зондом неравновесной влаги в слабopегретом паре. Измерения температуры и пульсаций показали, что на выходе из трубного пучка испарителя наблюдается неравномерность температуры как по радиусу, так и по окружности трубного пучка, достигавшая ± 20 °С средней [18]. Одной из причин могла быть неравномерность течения натрия в межтрубном пространстве, другой — разброс в гидравлическом сопротивлении дросселей, установленных на входе в трубки испарителя [14, 16]. Амплитуда колебаний температуры пара на выходе перифе-

рийных трубок была больше, чем на выходе центральных трубок. Пульсации температуры пара за испарителем с ростом перегрева пара уменьшались, увеличение массовой скорости пароводяного потока также приводило к снижению амплитуды пульсаций температуры. При перегреве 60—70 °С и массовой скорости пароводяного потока выше 520 кг/(м²·с) пульсации температуры в трубопроводе выхода слабopегретого пара из испарителя не зафиксированы.

Циклические колебания температуры в зоне приварки теплообменных трубок к трубной доске, вызванные наличием капелек влаги в потоке слабopегретого пара, могут существенно сократить ресурс парогенератора. Поэтому было принято решение о доупаривании влаги, которая поступает из испарителя в основной пароперегреватель, посредством монтажа дополнительной системы электрообогрева трубопроводов, связывающих испарительные и пароперегревательные модули [14, 16, 18].

ИСПЫТАНИЯ ОДНОТРУБНЫХ МОДЕЛЕЙ В ОБОСНОВАНИЕ ИСПАРИТЕЛЯ БН-350

Трубки Фильда. Физический пуск БН-350 состоялся в 1972 г., основные экспериментальные работы в ФЭИ начались только в 1973 г. В конструкции испарителя БН-350 циркуляция натриевого теплоносителя осуществлялась снизу вверх. В первый период эксплуатации отмечались течи в зоне швов приварки донышек к трубкам [19]. Необходимо было установить максимальный тепловой поток в районе донышка и вблизи соединения донышка с теплопередающей трубкой. Поэтому первую серию испытаний однотрубной модели с трубкой Фильда в 1973—1974 гг. проводили в условиях вынужденной циркуляции воды на укороченной до 0,63 м экспериментальной модели. Шесть термопар в капиллярах диаметром 0,5 мм, установленные в сверлениях в донышке, позволили определить плотность теплового потока в этой зоне. Результаты испытаний показали, что при всех режимных параметрах кризис теплообмена ни на донышке, ни в зоне соединения донышка с теплопередающей трубкой не возникал — на внутренней поверхности наблюдали развитое пузырьковое кипение. Испытания проводили при давлении 2,7 и 4,9 МПа, массовом расходе воды 740—1470 кг/(м²·с). Паросодержание на выходе достигало 0,5.

Первый период эксплуатации БН-350 в энергетическом режиме характеризовался ненадежностью парогенераторов из-за многочисленных случаев разгерметизации теплопередающей поверхности испарителей [20]. Поэтому было принято решение об испытании новой полномасштабной по высоте модели и в режиме естественной циркуляции воды, проведенном в 1975—1977 гг. Конструкция позволяла регулировать зазор между нижней кромкой опускной трубки и доннышком в пределах 5—45 мм, что имитировало неточность изготовления опускных труб штатного испарителя. Регулировался и зазор между стаканом и выточкой в трубной доске от 0 до 15 мм. Кратность циркуляции определяли четырьмя независимыми способами: по перепаду давления в опускной трубке, корреляционным методом, через энтальпию воды на линии насыщения и на входе в трубку, а также из теплового баланса. Испытания проводили при параметрах, соответствующих условиям работы испарительного канала в номинальном и частичных режимах. Максимальная тепловая нагрузка, которую удалось достичь, составила $2,3 \text{ МВт/м}^2$, кризис теплообмена не обнаружен. Максимальная плотность теплового потока на внутренней поверхности теплопередающей стенки в номинальном режиме составила $1,51 \text{ МВт/м}^2$. Пульсации температуры воды на выходе из опускной трубки не зафиксированы [19, 20].

В условиях номинального режима работы кратность циркуляции составляла 2,3—2,7. Были зафиксированы неустойчивые режимы при кратности циркуляции меньше 1,6 с пульсациями давления пара в сепарационной камере до 0,1—0,16 МПа и пульсациями расхода котловой воды в опускной трубке [19]. Установлено, что основными факторами появления пульсационных режимов являлись давление в контуре воды, расход и температура натрия на входе.

Испытания с разными конструктивными отклонениями положения опускной трубки в модели позволили выявить влияние технологических отклонений на гидродинамическую устойчивость испарителя. Наличие зазора до 15 мм между стаканом опускной трубки и выточкой в трубной доске, а также изменение расстояния между нижней кромкой опускной трубки и доннышком в пределах 5—45 мм почти не сказывались на теплогидравлических характеристиках

канала в расчетных режимах эксплуатации испарителя. Но в режиме осушения модели путем снижения уровня котловой воды ниже входа в опускную трубку были обнаружены интенсивные пульсации температуры стенки в нижней части трубки Фильда [19]: в сварном шве 65—70 °С, в центре доннышка 90—95 °С.

В процессе испытаний были установлены границы пульсационных режимов в зависимости от расхода и температуры натрия на входе в модель для разного давления котловой воды (рис. 3). Обнаружено сильное влияние давления на границу появления неустойчивых режимов — увеличение давления котловой воды смещает границы неустойчивых режимов в область более высокой температуры и расхода натрия. Поэтому вместо первоначального давления 2,45 МПа в качестве рабочего было выбрано 3,92 МПа, хотя в проекте номинальным считалось 5,1 МПа, т.е. станция работала в режиме 70%-ной мощности.

В 1973—1975 гг. одна из четырех течей воды в натрий парогенератора БН-350 привела к его полному выходу из строя из-за повреждения 120 трубок. Трубки имели дефекты сварных швов или микротрещины вследствие механических деформаций при штамповке доннышка [20]. Поэтому при капитальном ремонте испарителей все теплопередающие трубки в испарителях диаметром 32×2 мм были заменены на трубки диаметром 33×3 мм, доннышки изготавливались точением, а не штамповкой. Вышедший из строя парогенератор БН-350 с трубками Фильда был заменен парогенератором «Надежность», спроектированным и изготовленным в Чехословакии.

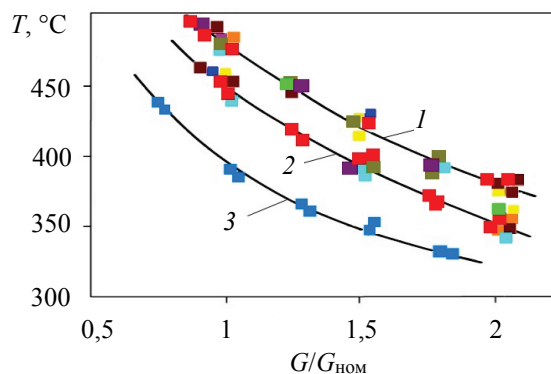


Рис. 3. Границы устойчивых режимов при давлении 4,9 (1), 3,92 (2), 2,45 МПа (3); □ — режим с разным зазором между стаканом и выточкой в трубном пучке и разной температурой котловой воды

Однотрубная модель испарителя «Надежность». Для экспериментальной проверки работоспособности в ФЭИ была установлена однотрубная полномасштабная модель в виде U-образной трубки с обогреваемой длиной 7,03 м [21]. Исследовали влияние расхода натрия и его температуры на кратность циркуляции. В зонегиба трубок отмечались разверки температуры на теплопередающей трубке и корпусе модели, достигавшие 20 °С. При номинальной мощности кратность циркуляции составила 4,6. При давлении 1,96 МПа был зафиксирован неустойчивый режим. Амплитуда пульсаций давления достигала 0,2 МПа, расхода воды — около 5%. Разверка температуры по периметру теплопередающей трубки в областигиба в этом режиме составила 60 °С, кратность циркуляции — ~1 [21].

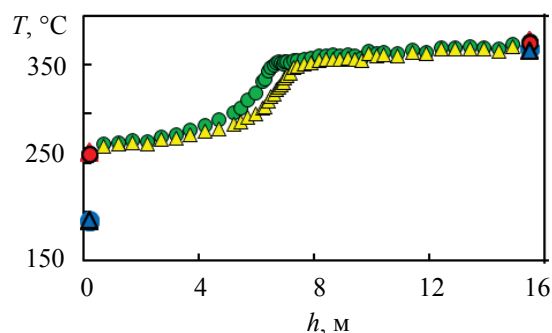
Опыт эксплуатации парогенераторов БН-350 показал, что трубный пучок из трубок Фильда обеспечивает устойчивую естественную циркуляцию по пароводяной стороне во всем диапазоне эксплуатационных режимов. Конструкция трубного пучка представляется совершенной с точки зрения компенсации температурных расширений как трубного пучка в целом, так и каждой трубки в отдельности. Период с 1976 по 1980 г. характеризовался устойчивой и безаварийной работой парогенераторов. Особенная конструкция теплообменной поверхности в виде трубки Фильда обуславливала трудности химической промывки пароводяного тракта, поэтому особое внимание в дальнейшем было обращено на качество питательной воды и оптимизацию водного режима.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

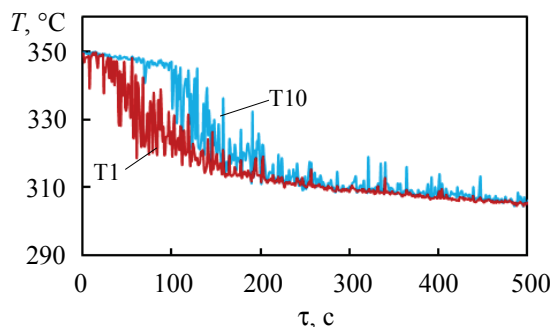
В настоящее время в нашей стране ведутся работы в обоснование БН-1200. Рассматривается корпусной вариант парогенератора, в котором отсутствует разделение на испаритель и пароперегреватель в отличие от секционно-модульных БН-600, -800 [22]. В АО «ГНЦ РФ — ФЭИ» были проведены теплогидравлические испытания парогенерирующего канала, обогреваемого натрием, включающего в себя испарительный и пароперегревательный участки [23, 24].

Первый этап испытаний проводили на модели без дроссельного устройства на входе воды. Ранее проведенные испытания в обоснование испарителя БН-600 на моделях без дроссельного устройства длиной до 9 м показали гидродинамическую устойчивость во всем диапазоне режимных параметров. В некоторых опытах при давлении питательной воды ниже 7 МПа и массовой скорости менее 350 кг/(м²·с) было зафиксировано смещение профиля температуры корпуса по длине модели во времени (рис. 4). Было отмечено снижение как граничного паросодержания, так и критического теплового потока во всем диапазоне изменения давления и массовой скорости, что является следствием нестационарного теплообмена [25]. Пульсации температуры теплопередающей стенки также носили нестационарный характер (рис. 5). При давлении выше 15 МПа характер пульсаций температуры теплопередающей стенки был не только нестационарным, но и циклическим (рис. 6).

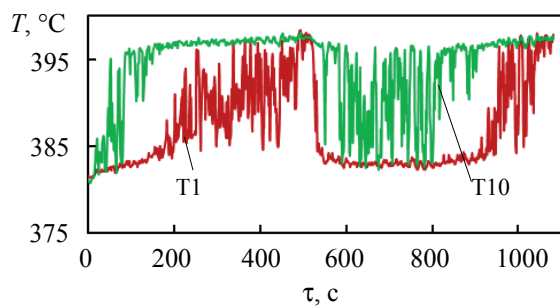
Установка дроссельного устройства позволила устранить нестационарность кризиса теплообмена, резко сократить амплитуду циклических колебаний расхода питательной воды в режимах, близких к номинальным параметрам.



Р и с. 4. Температура в начале и конце режима на входе и выходе воды (●, ▲), натрия (●, ▲), по корпусу (●, ▲)



Р и с. 5. Пульсации температуры теплопередающей стенки при давлении 7 МПа, измеренной термодарами T1 и T10 с расстоянием между ними 130 мм



Р и с. 6. То же, что на рис. 5, при давлении 15 МПа с расстоянием между термopарами T1 и T21 220 мм

Однако по-прежнему остались балластные зоны, наличие которых, особенно в режимах работы парогенератора на частичных параметрах, может способствовать разверке температуры перегретого пара в выходном коллекторе, вызывая термические напряжения. Поэтому для обоснования конструкций парогенераторов корпусного типа необходимы испытания многотрубных моделей, направленные на подтверждение устойчивости их работы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Испытания моделей парогенераторов, выполненные в АО «ГНЦ РФ — ФЭИ» в обоснование парогенераторов БН-600 и БН-350, послужили основанием конструкторам внести необходимые изменения в регламент их работы для повышения надежности при длительной эксплуатации. Были получены данные о кризисе теплообмена при неравномерном тепловом потоке по длине канала, термодинамической неравновесности пароводяного потока, влиянии теплогидравлической неустойчивости и балластных зон на кризис теплообмена в парогенерирующем канале, необходимые для верификации теплогидравлических расчетных кодов в обоснование проектов парогенераторов с натриевым обогревом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грабежная В.А., Грачев Н.С., Михеев А.С. Экспериментальные исследования моделей парогенераторов реакторных установок с жидкометаллическим охлаждением в ГНЦ РФ — ФЭИ. — В сб.: Теплофизика реакторов на быстрых нейтронах. Обнинск, ГНЦ РФ — ФЭИ, 2014, с. 63—81.
2. Зенкевич Б.А., Песков О.Л., Петрищева Г.А. и др. Анализ и обобщение опытных данных по кризису теплоотдачи при вынужденном течении кипящей воды в трубах. М.: Атомиздат, 1969.

3. Алексеев Г.В., Болтенко Э.А., Песков О.Л. Возникновение и развитие кризиса теплоотдачи при течении воды в трубе с косинусоидальным тепловыделением по длине. — Вопросы атомной науки и техники. Сер. Реакторостроение, 1977, вып. 4, с. 39—42.
4. Зенкевич Б.А., Калинин Ю.А., Ремизов О.В., Субботин В.И. О влиянии неравномерного распределения теплового потока по длине трубы на кризис теплоотдачи: Препринт ФЭИ-150, 1969.
5. Смолин В.Н., Есиков В.И., Шпанский С.В. Кризис теплообмена в каналах со всплеском тепловыделения. — Теплоэнергетика, 1970, № 5, с. 66—68.
6. Кириллов П.Л., Грабежная В.А. О влиянии способа обогрева на критический тепловой поток. — Атомная энергия, 1981, т. 51, вып. 4, с. 225—227. // Kirillov P.L., Grabezhnaya V.A. Effect of the Method of Heating on the Critical Thermal Flux. — Atomic Energy, 1981, v. 51, № 4, p. 628—632.
7. Хум И., Моснерова И., Бица И. и др. Пульсации температуры теплопередающей стенки в модели парогенератора, обогреваемого натрием. Отчет ГКИАЭ и ЧСКАЭ № 78-05017. Брно, ЧССР, 1978.
8. France D., Carlson R., Chiang T., Priemer R. Characteristics of transition boiling in boiling sodium-heated steam generator tubes. — Trans ASME, Ser. C, 1979, v. 101, № 2, p. 270—275.
9. Мировольский З.Л. Теплоотдача при пленочном кипении пароводяной смеси в парогенерирующих трубах. — Теплоэнергетика, 1963, № 5, с. 49—51.
10. Кириллов П.Л. Проблемы гидродинамики и теплообмена применительно к парогенераторам АЭС с реакторами на быстрых нейтронах. — В сб.: Семинар стран — членов СЭВ «Теплофизика и гидродинамика активной зоны и парогенераторов для быстрых реакторов». 4—7 апреля 1978 г. ЧССР, Марианске-Лазне, 1978, т. 2, с. 106—118.
11. Грачев Н.С., Ивашкевич А.А., Прохорова В.А., Фетисов М.Н. О термодинамической неравновесности пароводяного потока. — Теплофизика высоких температур, 1974, т. XII, № 3, с. 680—681.
12. Грачев Н.С., Ивашкевич А.А., Суворов М.Я., Шумский Р.В. Определение количества влаги в перегретом паре методом измерения истинной температуры пара: Препринт ФЭИ-509, 1975.
13. 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.
14. Смирнов М.В., Титов В.Ф., Корнеев В.И. и др. Теплофизические исследования прямоточного парогенератора ПГН-200М энергоблока БН-600. — В сб.: Семинар стран — членов СЭВ «Опыт разработки и эксплуатации парогенераторов быстрых реакторов». Димитровград, 18—21 мая 1982 г. НИИАР, 1982, с. 355—367.
15. Кириллов П.Л., Титов В.Ф., Грачев Н.С. и др. К расчету кризиса теплообмена в парогенераторах, обогреваемых натрием. — Атомная энергия, 1982, т. 52, вып. 1, с. 21—24. // Kirillov P.L., Titov V.F., Grachev N.S. et al. Calculation of a Heat-Exchange Crisis in Steam Generators

- Heated by Sodium. — Atomic Energy, 1982, v. 52, № 1, p. 24—28.
16. **Денисов В.В., Карсонов В.И., Трунов Н.Б.** Конструкция, эксплуатация и продление ресурса парогенератора энергоблока БН-600. — Там же, 2005, т. 99, вып. 6, с. 481—489. // **Denisov V.V., Karsonov V.I., Trunov N.B.** Construction, Operation, and Operating Lifetime Extension of the Steam Generators of a BN-600 Power-Generating Unit. — Ibid., 2005, v. 99, № 6, p. 917—923.
17. **Сорокин Д.Н., Цыганок А.А., Джусов Ю.П., Митяев Н.Н.** Резистивный метод измерения локального паросодержания: Препринт ФЭИ-625, 1975.
18. **Шейнкман А.Г.** Особенности теплогидравлики реактора, парогенераторов и натриевых контуров энергоблока БН-600. Екатеринбург, УрО РАН, 1994.
19. **Грачев Н.С., Каретников Г.В., Кириллов П.Л. и др.** Исследование локальных и интегральных теплогидравлических характеристик трубки Фильда. — В сб.: Семинар стран — членов СЭВ «Теплофизика и гидродинамика активной зоны и парогенераторов для быстрых реакторов». 4—7 апреля 1978 г. ЧССР, Марианске-Лазне, 1978, т. 2, с. 209—218.
20. **Кириллов П.Л., Киселев Г.В., Поплавский В.М. и др.** Исследование и опыт эксплуатации парогенераторов натрия—вода АЭС с реактором БН-350. — Теплоэнергетика, 1982, № 1, с. 7—13.
21. **Грачев Н.С., Егорова Т.В., Кардаш Д.Ю., Турчин Н.М.** Результаты исследований теплогидравлических характеристик на однотрубной полномасштабной модели испарителя «Надежность». — В сб.: Вопросы теплофизики в элементах атомных энергетических установок при двухфазном течении теплоносителя. Обнинск, ФЭИ, 1980, т. 2, с. 50—56.
22. **Поплавский В.М.** Быстрые реакторы. Состояние и перспективы. — Атомная энергия, 2004, т. 96, вып. 5, с. 327—335. // **Poplavskii V.M.** Fast Reactors. Status and Prospects. — Atomic Energy, 2004, v. 96, № 5, p. 301—307.
23. **Грабежная В.А., Михеев А.С.** О теплогидравлической устойчивости парогенерирующего канала с жидкометаллическим обогревом. — В сб.: 5-я Межд. научно-техн. конф. «Инновационные проекты и технологии ядерной энергетики». М., НИКИЭТ, 2018, с. 583—592.
24. **Грабежная В.А., Михеев А.С.** Теплогидравлические исследования в обоснование проекта парогенератора реакторной установки на быстрых нейтронах. — В сб.: Итоги научно-технической деятельности отделения ядерно-энергетических установок за 2015 год. Обнинск, ГНЦ РФ — ФЭИ, 2016, с. 98—111.
25. **Грабежная В.А., Михеев А.С.** Экспериментальные исследования в обоснование парогенераторов нового поколения, обогреваемых жидкометаллическим теплоносителем. — В сб.: Теплофизика реакторов нового поколения. Обнинск, ГНЦ РФ — ФЭИ, 2016, с. 211—222.

Поступила в Редакцию 20.05.24

УДК 621.039.526

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕНА В ВИТОМ И ПРЯМОТРУБНОМ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩЕМ КАНАЛЕ

*Грабежная В.А., Михеев А.С., Ульянов В.В. (АО «ГНЦ РФ — ФЭИ», г. Обнинск)
e-mail: gva@ippe.ru*

В концепции четвертого поколения развития мировой ядерной энергетики (GEN IV) быстрые реакторы с жидкометаллическим охлаждением рассматриваются в качестве одного из перспективных направлений. Новые проекты АЭС с быстрыми реакторами, охлаждаемыми натрием, разрабатываются в нашей стране, Индии, Китае, Южной Корее, Франции, США, Японии, с реакторами, охлаждаемыми свинцом и его сплавами, — в нашей стране (СВБР, БРЕСТ-ОД-300), Китае (CLEAR-1), Европе (ALFRED, MYRRHA). В большинстве проектов предполагается в качестве парогенерирующих устройств использовать парогенераторы интегрального исполнения. Их экономическое преимущество очевидно — существенно снижается металлоемкость. Варианты исполнения парогенерирующих трубок, размещенных в корпу-

се парогенератора, могут быть разные: витые (бухтовая навивка), U-образные и прямые. Последний вариант в настоящее время рассматривается, например, в проектах парогенераторов быстрых реакторов нового поколения в нашей стране [1, 2] и PGSFR (Южная Корея) [3]. В этих проектах испаритель не выделяется в отдельный корпус. На вход парогенератора подается недогретая вода, на выходе образуется перегретый пар, поступающий напрямую в турбину.

При всех эксплуатационных режимах работы АЭС необходима устойчивая работа парогенератора, которая определяется множеством факторов: режимными параметрами (давлением в водяном контуре, расходом и недогревом питательной воды, тепловой мощностью, зависящей от режима работы установки — пускового,