

- ТВСА-Т. — Атомная энергия, 2020, т. 128, вып. 1, с. 18—23.
9. **Теплофизическая** стендовая база атомной энергетики России и Казахстана. Саров, ФГУП — ВНИИЭФ, 2016. 160 с.

10. **Фрост У., Молден Т.** Турбулентность. Принципы и применение. М.: Мир, 1980.
11. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969.

Поступила в Редакцию 26.04.23

УДК 621.039.53.25

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГРАНИЦ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ АППАРАТОВ, РАЗРАБАТЫВАЕМЫХ В АО «ОКБМ АФРИКАНТОВ»

Бых О.А., Камнев М.А., Антоненков М.А., Макаров О.В.
(АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород)
e-mail: okbm@okbm.nnov.ru

Практика проектирования и эксплуатации прямоточных парогенерирующих аппаратов с парообразованием внутри труб показывает, что при их работе возможно возникновение параллельно-канальной неустойчивости. Критерием гидродинамической устойчивости является допустимый уровень пульсаций расхода и температуры питательной воды на входе в парогенерирующий элемент и соответственно термоциклических напряжений в конструктивных элементах парогенерирующего аппарата из-за межэлементных пульсаций расхода питательной воды, обеспечивающий сохранение его работоспособности в течение всего ресурса. Пульсации температуры в стенках конструкций создают переменное напряженное состояние, которое может вызвать усталостное разрушение конструкции [1].

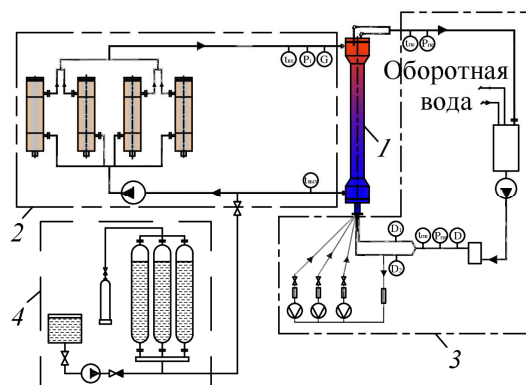
Имеющиеся в настоящее время расчетные методики не позволяют оценивать в прямоточных парогенерирующих каналах уровень пульсаций расхода питательной воды в области низких нагрузок, поэтому основным методом определения является экспериментальный. На основании анализа экспериментальных данных определяют границы допустимой работы аппарата.

Для экспериментального исследования гидродинамических характеристик парогенерирующих аппаратов разрабатываются и создаются представительная модель, соответствующий стенд и средства измерений, отвечающие условиям испытаний.

Испытательное оборудование. Испытания проводили на теплофизическом стенде, схема

которого показана на рис. 1. В его состав входят экспериментальная модель 1, контур греющего теплоносителя 2 с параметрами, близкими к параметрам штатной установки, пароконденсационная система 3, обеспечивающая подачу питательной воды к экспериментальной модели и отведение пара из модели в конденсатор, система подпитки и компенсации давления 4.

Объектом испытаний являлась модель парогенерирующего аппарата, которая представляет собой вертикальный теплообменник с противоточным движением рабочих сред. Она включала в себя два модуля в масштабе 1:5 по числу парогенерирующих каналов. Парогенерирующие каналы модели соответствуют штатным каналам, что позволяет обеспечить штатные условия теплообмена в активной части модели и штатные гидравлические характеристики парогенерирующего канала первого и второго контуров. Отличие модели от штатного парогенерирующего аппарата заключается в конструктивном исполнении отвода и подвода среды первого



Р и с. 1. Схема теплофизического стенда

контура, а также в части организации подвода питательной воды и отвода пара от паровых коллекторов модулей. На входе в каждый парогенерирующий канал установлен дроссель, идентичный дросселю штатного парогенерирующего канала.

Для исследования гидродинамических характеристик к трем парогенерирующим каналам одного из модулей подключены импульсные линии. Каждая импульсная линия имеет в своем составе:

средства измерения температуры и расхода среды второго контура;

регулирующий клапан для установления расхода питательной воды в каждой импульсной ветке, равного расчетному на один парогенерирующий канал модели;

подогреватель для восстановления температуры питательной воды до равной температуре воды на входе в остальные парогенерирующие каналы.

При измерении пульсаций температуры и расхода необходимо использовать специальную аппаратуру, к которой предъявляются следующие требования:

высокие динамические характеристики, обеспечивающие регистрацию пульсаций без искажений;

визуальное наблюдение за процессом;

возможность предварительной отбраковки данных, не удовлетворяющих условиям случайности и стационарности перед статистической обработкой [2].

Прямой и обратный расход теплоносителя на выносных импульсных линиях определяли кориолисовыми датчиками PROMASS 83A (Швейцария) с погрешностью измерения $\pm 0,036$ кг/ч. На входе в парогенерирующий канал и в объеме коллекторов установлены термопары типа К (никель—хром/никель—алюминий) с погрешностью измерения $\pm 1,9$ °С, показатель тепловой инерции $\tau = 0,02$ с. Импульсные линии с указанными элементами (средства измерения расхода и температуры, регулирующий клапан и подогреватель) конструируются таким образом, чтобы их гидравлические характеристики соответствовали гидравлической характеристике штатного дроссельного устройства, что обеспечивает идентичность расхода среды в штатных и исследовательских парогенерирующих каналах.

Гидродинамические характеристики определяли в следующей последовательности:

разогрев стенда и выход на стационарный режим с параметрами, заданными программой испытаний. Расход по второму контуру подбирался таким, при котором гарантированно обеспечивается гидродинамическая устойчивость экспериментальной модели. Режим считался стационарным, если отклонения режимных параметров за 15 мин не превышали половины погрешности их измерения;

снижение расхода питательной воды с шагом, достаточным для определения минимальной границы гидродинамической устойчивости экспериментальной модели;

регистрация (запись) параметров режима.

Амплитуду пульсации расхода питательной воды через измерительные парогенерирующие каналы определяли по формуле [3]

$$A_D = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max} + Q_{\min}} K_D \times 100, \quad (1)$$

где $Q_{\max}$, $Q_{\min}$ — максимальный и минимальный расход питательной воды через парогенерирующий канал при оценке с вероятностью 95% из числа значений, зарегистрированных при реализации режима (реализация записывается в течение 3 мин с частотой опроса не менее 10 Гц), кг/ч; K_D — поправочный коэффициент динамической погрешности измерения амплитуды, определяемый по формуле

$$K_D = \sqrt{1 + (2\pi F \tau_D)^2},$$

где F — средняя частота пульсации расхода питательной воды через парогенерирующие каналы, Гц; $\tau_D = 0,01$ — постоянная времени датчиков измерения расхода типа PROMASS, с. Средняя частота пульсации расхода питательной воды определяется по формуле

$$F = M/(2\tau),$$

где M — число пересечений сигнала датчика расхода со своим средним значением за время записи динамического режима; τ — время записи гидродинамического режима (длина реализации не менее 3 мин), с.

Расчет амплитуды пульсации расхода по формуле (1) применим к пульсации расхода, близкого синусоидальному и симметричному относительно среднего.

В аналогичных испытаниях с использованием малоинерционных датчиков расхода типа PROMASS выяснилось, что характер пульсаций расхода питательной воды через парогенерирующий канал, особенно в области обратного выброса, далек от симметричного и синусоидального. Для получения верной количественной оценки пульсаций расхода через парогенерирующий канал вычисляли два значения отклонений расхода от среднего:

$$A_D(+) = \frac{Q_{\max} - Q_{\text{ср}}}{Q_{\text{ср}}} K_D \times 100;$$

$$A_D(-) = \frac{Q_{\text{ср}} - Q_{\min}}{Q_{\text{ср}}} K_D \times 100.$$

Таким образом, требование критерия гидродинамической устойчивости парогенерирующих аппаратов об амплитуде пульсаций расхода питательной воды в парогенерирующем канале относится к отрицательной полуволе пульсации $A_D(-)$.

Представительность испытаний была обеспечена:

идентичностью конструктивного исполнения активной части испытуемой модели и штатного парогенерирующего аппарата;

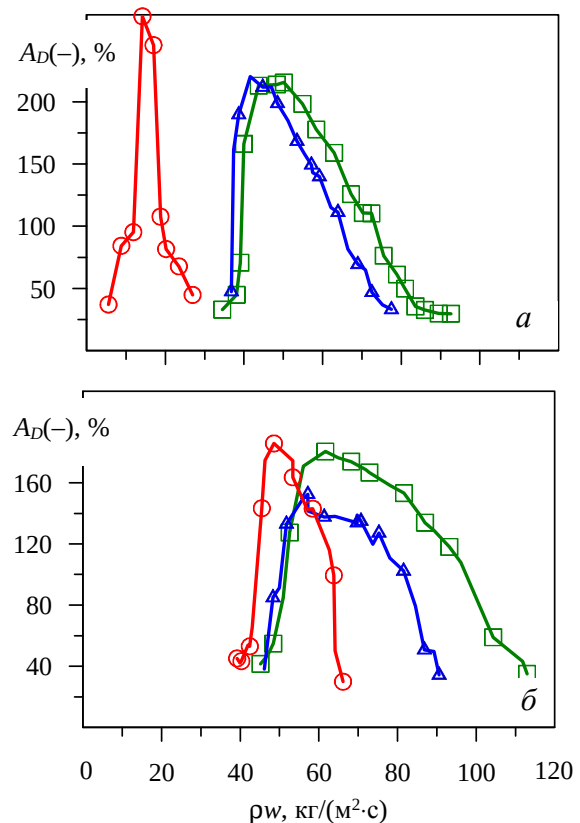
идентичностью основных параметров, характеризующих условия стендовых испытаний и работы штатного парогенерирующего аппарата;

наличием расчетных методик, позволяющих корректно учитывать влияние отличий в элементах конструкции экспериментальной модели и штатного парогенерирующего аппарата, обусловленных масштабным фактором, при переносе результатов испытаний модели на штатный парогенерирующий аппарат. Расчетные методики разработаны в АО «ОКБМ Африкантов» и подтверждены отработкой при стендовых исследованиях.

Результаты испытаний. Испытания проводили в следующих диапазонах режимных параметров: давление пара P 0,7—3,5 МПа, температура греющей среды t_g 280—320 °С, расход греющей среды G до 30 м³/ч, температура питательной воды $t_{п.в}$ 50—140 °С.

Обработка и анализ результатов испытаний показали:

возникновению и развитию межвитковых пульсаций расхода способствуют снижение массовой скорости среды в канале, повышение теп-



Р и с. 2. Влияние расхода 1,3 (○), 15,7 (Δ), 30 м³/ч (□) (а) и температуры 280 (○), 305 (Δ), 320 °С (□) (б) греющего теплоносителя на амплитуду пульсаций расхода питательной воды

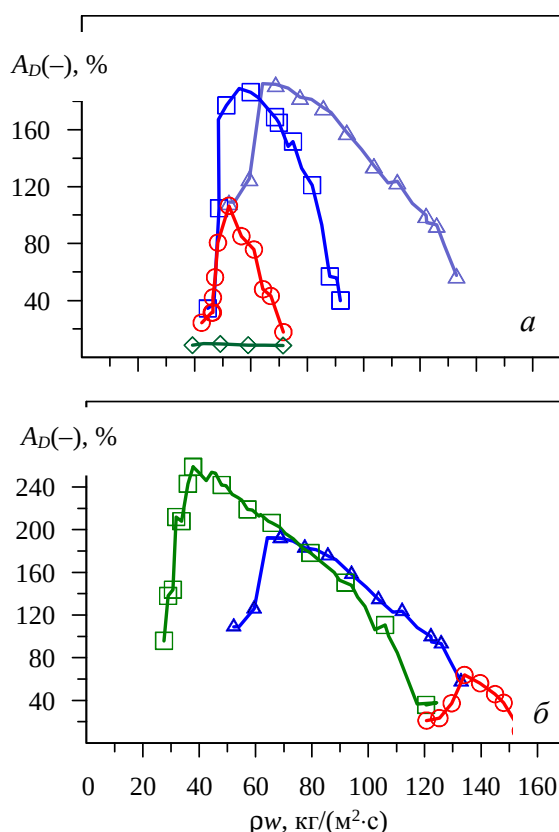
лового потока в канале, снижение давления пара (рис. 2, 3, а);

повышение температуры питательной воды на входе в канал может приводить к снижению уровня пульсаций расхода (см. рис. 3, б);

граница гидродинамической устойчивости испытуемой модели парогенерирующего аппарата находится в диапазоне массовой скорости среды второго контура 10—160 кг/(м²·с).

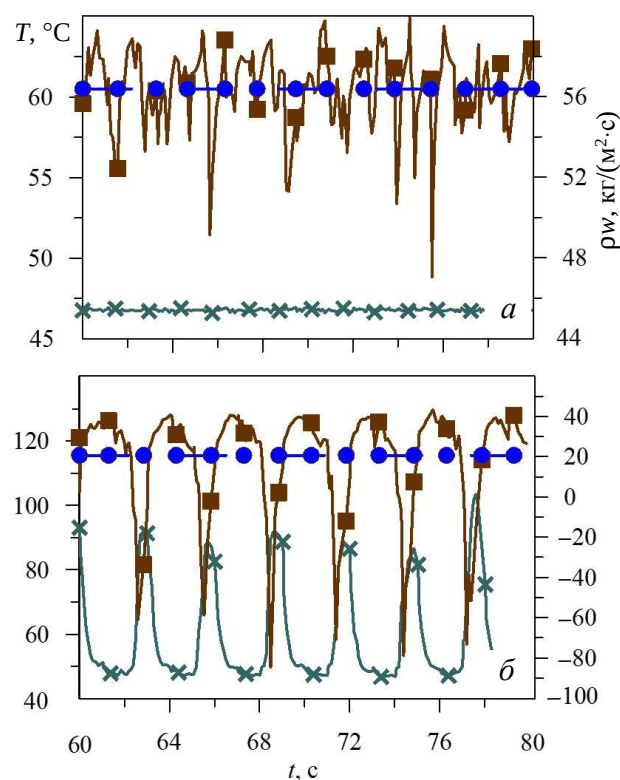
Обработка результатов испытаний по частоте пульсаций расхода питательной воды показала, что при давлении пара за моделью от 1,5 до 3,5 МПа частота пульсаций расхода не превышает 0,5 Гц, при давлении пара 0,7 МПа — 0,4—2 Гц.

Для определения границы гидродинамической устойчивости канала фиксировали изменение характера частоты пульсаций. В качестве примера изменения характера частоты пульсаций расхода питательной воды через парогенерирующий канал (от гидродинамического шума до пульсаций расхода, приводящих к термоциклированию конструктивных элементов трубной системы) при снижении расхода питательной



Р и с. 3. Влияние давления пара 0,7 (Δ), 1,5 ($\square$), 2,0 ($\circ$), 3,5 МПа ($\diamond$) (а) и температуры питательной воды 55 ($\square$), 100 (Δ), 140 °С ($\circ$) (б) на амплитуду пульсаций расхода питательной воды

воды был реализован режим с параметрами $G = 1,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, $t_r = 280 \text{ °С}$, $P = 0,7 \text{ МПа}$, $t_{п.в} = 55 \text{ °С}$. При средней массовой скорости через исследовательский парогенерирующий канал $\rho_{wcp} = 55,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ отрицательная полуволна амплитуды пульсаций расхода $A_D(-)$ составила 8%, размах пульсаций температуры Rt — $0,6 \text{ °С}$ (рис. 4, а), при $\rho_{wcp} = 19,4 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ — 382% и $68,6 \text{ °С}$ соответственно (см. рис. 4, б). Гидродинамический шум в условиях работы испытательного оборудования вызван нестационарно-



Р и с. 4. Изменение мгновенной ($\blacksquare$), средней массовой скорости ($\bullet$) питательной воды через исследовательский парогенерирующий канал и температуры ($\times$) на входе в исследовательский парогенерирующий канал во время реализации режима

стью парообразования, а также работой плунжерного насоса.

Закключение. Результаты испытаний прямоточных рекуперативных теплообменных аппаратов позволяют определить диапазон допустимых нагрузок для парогенерирующих аппаратов, разрабатываемых АО «ОКБМ Африкантов», по условиям параллельно-канальной гидродинамической неустойчивости в исследуемом диапазоне.

Поступила в Редакцию 25.10.22

УДК 621.039.54

ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИКИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ ТОПЛИВНОЙ КАССЕТЫ АКТИВНОЙ ЗОНЫ РЕАКТОРА ТИПА РИТМ АСММ

Дмитриев С.М., Демкина Т.Д., Добров А.А., Доронков Д.В., Доронкова Д.С., Курицин Д.Д., Пронин А.Н., Рязанов А.В. (Нижегородский гос. технический ун-т, г. Нижний Новгород)
e-mail: nevid000@mail.ru

Значительная концентрация ресурсов в Арктическом регионе обусловила строительство промышленных предприятий, а также создание

источника энергии, обладающего автономностью, надежностью и маневренностью. Научный, конструкторский и производственный опыт,