УДК 621.039; 621.039.524.441; 621.039.526 DOI:https://doi.org/10.26583/npe.2025.4.04
Оригинальная статья / Original paper

Расчетное и экспериментальное исследование устойчивости естественной циркуляции легководного СКД-теплоносителя в замкнутом контуре

А.А. Седов[1], П.С. Поляков[1], С.Б. Пустовалов[1], С.С. Симонов[1], А.А. Фролов[1], Д.Г. Зарюгин[2]

[1] *НИЦ «Курчатовский институт», 123182 Россия, Москва, пл. Академика Курчатова, д. 1*

[2] *Госкорпорация «Росатом», 119017 Россия, Москва, ул. Большая Ордынка, 24*

Реферат. Рассматривается валидация аналитического решения системы теплогидравлических уравнений с использованием экспериментальных данных, полученных при естественной циркуляции (ЕЦ) легководного теплоносителя при сверхкритических параметрах (СКД-вода). В настоящее время в НИЦ «Курчатовский институт» создан и введен в эксплуатацию экспериментальный теплогидравлический стенд «Многоцелевая нереакторная петля ВВЭР-СКД». Одним из элементов стенда является замкнутый контур с ЕЦ СКД-воды. В результате анализа литературных данных выбраны ряды критериев, корреляций, формул и приближений, которые в дальнейшем были использованы при аналитическом решении системы уравнений. Рассмотрены основные виды теплогидравлической неустойчивости, которые могут проявляться в замкнутых контурах с ЕЦ СКД-воды. Для замкнутого контура с СКД-водой при ЕЦ получены формулы для определения расхода теплоносителя в зависимости от мощности нагревателя, максимально достижимого расхода и максимально допустимой подводимой мощности, а также разности энтальпий теплоносителя в нагревателе при максимальном расходе, которые использованы при аналитическом решении уравнений. Получены критерии возникновения теплогидравлической неустойчивости в рассматриваемой системе. Экспериментально были получены результаты по теплоотдаче и гидродинамике в обогреваемом цилиндрическом канале, а также динамике всего контура, в том числе мощностные и расходные характеристики. Предложенные авторами формулы валидированы для условий ЕЦ СКД-воды с использованием экспериментальных данных. Отличие в расчетном определении границы наступления теплогидравлической неустойчивости по полученным аналитическим формулам в сравнении с экспериментальными данными не превышает 5%. Полученные результаты необходимо учитывать при формировании исходных технических требований к работе реакторных установок с легководным СКД-теплоносителем в режиме естественной циркуляции в номинальном режиме или при нарушении нормальной эксплуатации.

Ключевые слова: естественная циркуляция легководного теплоносителя, замкнутый контур, теплогидравлические процессы, теплогидравлическая неустойчивость, сверхкритическое давление, контур СКД-ЕЦ.

Для цитирования: Седов А.А., Поляков П.С., Пустовалов С.Б., Симонов С.С., Фролов А.А., Зарюгин Д.Г. Расчетное и экспериментальное исследование устойчивости естественной циркуляции легководного СКД-теплоносителя в замкнутом контуре. *Известия вузов. Ядерная энергетика*. 2025;4:44–65. DOI: https://doi.org/10.26583/npe.2025.4.04

Введение

Системы с естественной циркуляцией теплоносителя нашли широкое применение в промышленности и энергетике. В парке ядерных энергетических установок (ЯЭУ) имеются реакторы малой мощности, в которых тепло активной зоны отводится за счет ЕЦ (например, действующий в настоящее время реактор ВК-50 [1]). Существует ряд проектов реакторов большой, средней и малой мощности с ЕЦ кипящего водяного теплоносителя (например, BWRX-300 [2], SBWR [3], ESBWR [4]), а также с ЕЦ однофазного, недогретого до кипения, водяного теплоносителя докритического давления (IRIS, NuScale, SMR-160, IMR [2]) и легководного теплоносителя сверхкритического давления (например, СКДИ [5]). Кроме того, в действующих ЯЭУ естественная циркуляция используется в парогенераторах насыщенного пара реакторных установок PWR и ВВЭР, а также в системах аварийного охлаждения и расхолаживания реакторов.

Рабочие параметры легководного теплоносителя кипящего реактора (типа ВК и BWR) находятся в области охлажденной (недогретой) жидкости I и парожидкостной области II (рис. 1). В кипящих реакторах с ядерным перегревом (реакторы АМБ-100 и АМБ-200 [6]) изобара теплоносителя проходит через области I, II и III. В контуре РУ без кипения теплоносителя при докритическом давлении – в области охлажденной жидкости I, а в контуре РУ с теплоносителем сверхкритического давления – в области сверхкритического давления ($P > P_к$), которая включает условные области: псевдожидкости IV, псевдопара V, ультрасверхкритических VI) и околокритических VII параметров.

Границами парожидкостной области II являются левая и правая пограничные кривые насыщенной жидкости ($x = 0$) и насыщенного пара ($x = 1$) соответственно. Границей между перегретым паром III и псевдопаром V, а также между охлажденной жидкостью I и псевдожидкостью IV является критическая изобара P_k, при этом границей между псевдожидкостью IV и псевдопаром V является линия максимумов теплоемкости при сверхкритических давлениях линия ($C_p = C_{pmax}$). Область ультрасверхкритических параметров VI отделена от псевдожидкости IV и псевдопара V изобарой 30 МПа (для воды). Границами области околокритических параметров (VII) вблизи критической точки (для воды 22,064 МПа, 373,946°С) являются изотерма 370°С, изобара 24 МПа и изоэнтальпа 2,4 МДж/кг. Теплоноситель в указанной области характеризуется резкой переменностью теплофизических свойств (применительно к воде, см. рис. 2).

Надежная эксплуатация РУ с ЕЦ теплоносителя требует обеспечения теплогидравлической устойчивости в замкнутых контурах за счет наличия достаточного запаса до появления неустойчивых режимов течения, которые могут сопровождаться самопро-

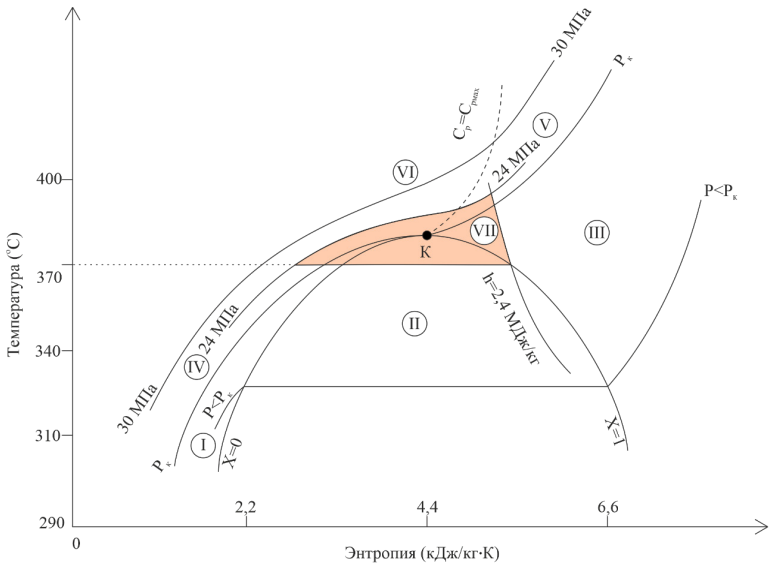

Рис. 1. Условное деление термодинамических состояний воды на области: I – охлажденная жидкость; II – пар-жидкость; III – перегретый пар; IV – псевдожидкость; V – псевдопар; VI – область ультрасверхкритических параметров; VII – околокритическая область

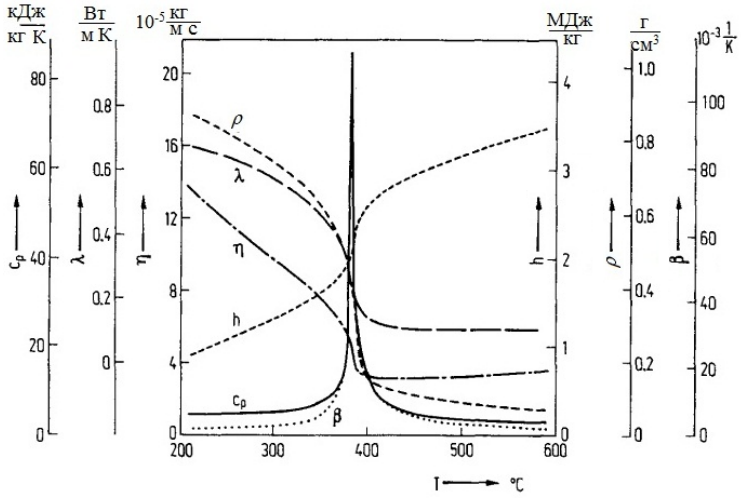

Рис. 2. Термодинамические и транспортные свойства водяного теплоносителя в области псевдофазового перехода при давлении 24,5 МПа [7]: h – энтальпия; ρ – плотность; λ – теплопроводность; η – вязкость; β – изобарное термическое расширение; C_p – теплоемкость

извольным снижением расхода и повышением температур теплоносителя, а также появлением колебаний расхода, давления, температур и плотности теплоносителя в замкнутом контуре.

В работе [8] были рассмотрены следующие условия возникновения неустойчивостей в контурах с теплоносителем в режиме ЕЦ:

- статическая нестабильность;
- динамическая нестабильность.

Для выявления статической неустойчивости анализируют возможность существования нескольких стационарных состояний, тогда как для динамической неустойчивости решают нестационарные уравнения, чтобы найти пороговые условия.

На рисунке 3 показана общая классификация термогидравлических неустойчивостей, данная в работе [8]. Существуют нестабильности, общие как для статических, так и для динамических процессов.

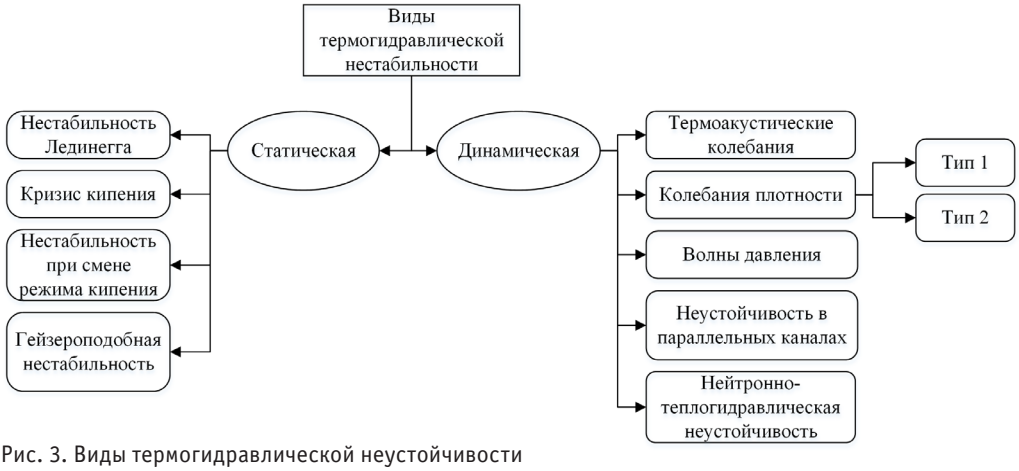

Рис. 3. Виды термогидравлической неустойчивости

Поток теплоносителя в контурах с естественной циркуляцией теплоносителя более склонен к возникновению нестабильности, чем поток в вертикальном парогенерирующем канале. Это объясняется замкнутостью контура ЕЦ на себя, а также нелинейной обратной связью гравитационных сил и сил трения. При доминировании подъемных сил (BDR – Buoyancy Dominated Regimes) расход в контуре растет с увеличением мощности. Когда превалируют силы трения (FDR – Friction Dominated Regimes), расход с ростом мощности снижается.

На рисунке 4 приведена зависимость безразмерного расхода теплоносителя G/G_{max} в контуре с ЕЦ теплоносителя (отношения текущего расхода к величине максимально

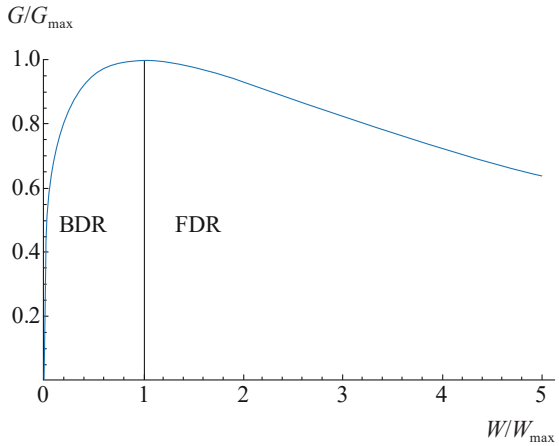

Рис. 4. Граница термогидравлической устойчивости контура с ЕЦ теплоносителя

достижимого расхода) от безразмерной мощности нагревателя W/W_{max} (отношения текущей мощности нагревателя к величине мощности, при которой достигается максимально достижимый расход). Видно, что граница между областями BDR и FDR определяется мощностью нагревателя, при которой достигается максимальный расход в контуре с ЕЦ теплоносителя.

Нестабильность Лединегга проявляется при неоднозначности характеристики «расход-давление», когда производная этой характеристики изменяется с положительной на отрицательную и обратно. Как правило, эта нестабильность характерна для двухфазных течений в парогенерирующих каналах [9]. Согласно [9], необходимым условием для того, чтобы произошло развитие нестабильности, является

$$\frac{\partial \Delta p_{drive}}{\partial G} \geq \frac{\partial \Delta p_{drag}}{\partial G}, \qquad (1)$$

где Δp_{drive} и Δp_{drag} – соответственно движущий напор и потеря давления от сил гидравлического сопротивления, Па; G – расход теплоносителя, кг/с.

Пример неустойчивости Лединегга, вызванной неоднозначностью расходно-напорной характеристики канала с легководным теплоносителем при СКД в канале с постоянным перепадом давления [10] приведен на рис. 5.

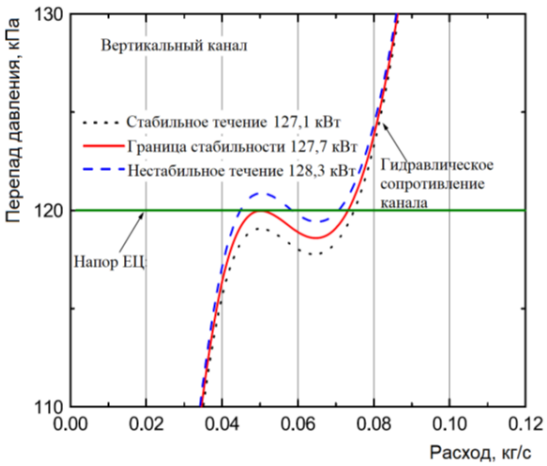

Рис. 5. Пример границы нестабильности Лединегга при неоднозначности расходно-напорной характеристики вертикального канала при сверхкритическом давлении водяного флюида (25 МПа) и температуре на входе в нагреватель 80,3°С [3]

Волны давления или колебания перепада давления (PDO – Pressure Drop Oscillations) – это нестабильность динамического типа, вызванная статической нестабильностью Лединегга [11, 12]. Установлено, что PDO проявляется при отрицательном наклоне кривой зависимости перепада давления от массового расхода. Этот тип нестабильности не был заметен при естественной циркуляции теплоносителя при СКД. В основном, он возникает при естественной циркуляции двухфазного теплоносителя докритического давления. Тем не менее, в контурах с естественной циркуляцией легководного

теплоносителя при СКД, где возможны переходы из ламинарного режима течения в турбулентный и обратно, подобная нестабильность также может проявиться.

Колебания типа «волны плотности» (DWO – Density Wave Oscillations) относятся к неустойчивости динамического типа. Это явление может происходить в области положительного наклона кривой зависимости перепада давления от массового расхода. DWO при СКД наблюдались экспериментально и были промоделированы численно в работе [13]. Они могут быть двух типов в зависимости от условий эксплуатации:

- тип I проявляется при низкой мощности и большом температурном недогреве (до линии насыщения жидкости или линии псевдокритического перехода) на входе в нагреватель; нестабильность этого типа проявляется в области доминирования силы гравитации BDR (см. рис. 4);
- тип II скорее возникает при высокой мощности и низкой массовой скорости потока, при которой доминирующую роль играет падение давления от сил гидродинамического сопротивления в режиме FDR (см. рис. 4).

В работе [13] на основании использования коэффициента изобарного термического расширения жидкости было получено аналитическое выражение для зависимости стационарного расхода в контурах с естественной циркуляцией однофазных теплоносителей.

Зубер [14] был первым, кто аналитически констатировал, что неустойчивости в потоке теплоносителя при СКД подобны двухфазным неустойчивостям. Основываясь на аналитическом методе, он разделил виды нестабильности на две категории: волны перепада давления (PDO) и волны плотности (DWO).

Чатургун в работе [15] получил формулу для зависимости расхода в контуре с естественной циркуляцией теплоносителя при СКД от мощности нагревателя. Им были проанализированы условия потери теплогидравлической устойчивости в контуре с естественной циркуляцией воды при СКД (25 МПа) и температуре на входе в нагреватель 350°C с равномерным подводом и отводом тепла. В результате расчетного анализа было обнаружено, что положительный наклон характеристики «расход – мощность» в области BDR (см. рис. 4) определяет стабильные рабочие области. При отрицательном наклоне в зоне FDR (см. рис. 4) начинает появляться и усиливаться нестабильность.

В более поздней работе [16] Чатургун сформулировал критерий необходимого условия возникновения неустойчивости в контурах с ЕЦ как для двухфазного потока, так и для теплоносителя при СКД в следующем виде:

$$\frac{\partial G}{\partial W} \leq 0. \qquad (2)$$

Чатургуном также была получена формула для оценки максимального расхода в контуре ЕЦ и соответствующей этому расходу мощности нагревателя, которая разделяет области BDR и FDR и по сути является границей области гарантированной устойчивости в контурах ЕЦ.

В настоящее время в НИЦ «Курчатовский институт» эксплуатируется стенд «Многоцелевая нереакторная петля ВВЭР-СКД» [17]. В круг задач, решаемых на стенде, входит отработка режимов теплоотдачи, а также исследование условий устойчивой

работы контуров с СКД-водой. На стенде осуществляется работа макетов 1-го и 2-го контуров ядерной энергетической установки ВВЭР-СКД по отдельности и во взаимодействии друг с другом. На макете 1-го контура ЯЭУ ВВЭР-СКД отрабатываются режимы принудительной и естественной циркуляции СКД-воды. Данная работа посвящена результатам исследования границы контурной устойчивости на макете 1-го контура в режиме естественной циркуляции СКД-воды.

Определение зависимости расхода теплоносителя от мощности нагревателя в контуре ЕЦ

Расчетная схема замкнутого контура с ЕЦ теплоносителя, представленная на рис. 6, включает в себя следующие основные элементы: опускной «холодный» участок, имеющий длину L_1, проходное сечение F_1 и гидравлическое сопротивление R_1, подъемный «горячий» участок, имеющий длину L_2, проходное сечение F_2 и гидравлическое сопротивление R_2, а также разницу высот между центрами массы теплоносителя в нагревателе и охладителе H_{drive}.

Чтобы получить достаточно простую модель расчета контура ЕЦ, обратимся к классическому уравнению движения для среды в форме Навье – Стокса:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{u})+\nabla\cdot(\rho\vec{u}\otimes\vec{u}+P)=\nabla\cdot\tau+\rho\vec{g}, \qquad (3)$$

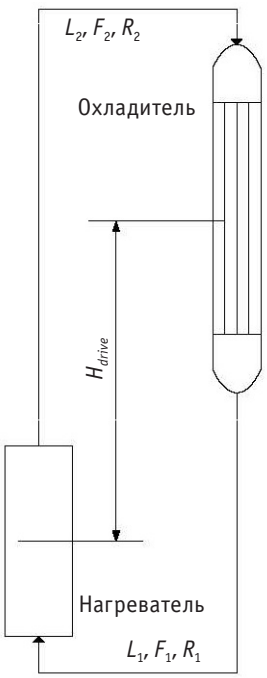

Рис. 6. Расчетная схема контура с ЕЦ теплоносителя

где P и ρ – давление и плотность теплоносителя; τ – тензор касательных напряжений; $\vec{g}$ – вектор гравитации.

Для описания гидравлики замкнутого контура воспользуемся одномерным приближением уравнения (3), заменяя градиент от тензора касательных напряжений простой эмпирической зависимостью для потери давления от сил гидросопротивления $\nabla\cdot\tau=-\frac{\partial\zeta}{\partial z}\frac{\rho u|u|}{2}$:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u)+\frac{\partial}{\partial z}(\rho u^2+P)=-\frac{\partial\zeta}{\partial z}\frac{\rho u|u|}{2}+\rho g\cos\left(\widehat{\vec{u},\vec{g}}\right), \qquad (4)$$

где $\cos\left(\widehat{\vec{u},\vec{g}}\right)$ – косинус угла между вектором скорости и вектором гравитации; $\frac{\partial\zeta}{\partial z}=\left(\frac{\xi}{d_h}+\frac{1}{l}\sum_k\zeta_k\right)$ – линейный градиент сил гидравлического сопротивления; ξ – коэффициент сопротивления трения; d_h – гидравлический диаметр канала; l – длина канала; ζ_k – коэффициент k-го местного сопротивления.

Проинтегрируем уравнение (4) по замкнутому контуру:

$$\frac{\partial}{\partial t}\oint(\rho u)dz+\oint\frac{\partial}{\partial z}\left(\rho u^2+P\right)dz=-\oint\frac{\partial\zeta}{\partial z}\frac{\rho u|u|}{2}dz+g\oint\rho\cos\left(\widehat{\vec{u},\vec{g}}\right)dz. \quad (5)$$

Легко заметить, что второй круговой интеграл в уравнении (5) тождественно равен нулю, так как динамический напор и давление в начальной точке контура совпадает с таковыми в конечной точке контура, поскольку начальная и конечная точки контура совпадают.

Если разбить контур на характерные участки, то контурные интегралы в уравнении (5) можно переписать в виде суммы по i-ым участкам:

$$\sum_i\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i u_i)L_i=-\sum_i\zeta_i\frac{\rho_i u_i|u_i|}{2}+g\sum_i\rho_i\cos\left(\widehat{\vec{u}_i,\vec{g}}\right)L_i. \quad (6)$$

Перейдя от массовых скоростей $\rho_i u_i$ к расходам $G_i=\rho_i u_i F_i$ и рассматривая только стационарные и квазистационарные (достаточно медленные процессы, при которых динамические члены дают малый вклад в общий баланс массы и импульса), можно переписать уравнение (6) в следующем упрощенном виде:

$$G^2\sum_i\frac{\zeta_i}{2F_i^2\rho_i}=g\sum_i\rho_i\cos\left(\widehat{\vec{u}_i,\vec{g}}\right)L_i, \quad (7)$$

где $G=G_i$ – расход теплоносителя в контуре ЕЦ в стационарном режиме, кг/с; F_i – проходное сечение i-го участка контура.

Член уравнения (7) справа от равенства можно записать в следующем виде:

$$g\sum_i\rho_i\cos\left(\widehat{\vec{u}_i,\vec{g}}\right)L_i=g\Delta\rho H_{drive}, \quad (8)$$

где $H_{drive}=\dfrac{\oint\rho(z)\cos\left(\widehat{\vec{u}_i,\vec{g}}\right)dz}{\Delta\rho}=\dfrac{\sum_i\rho_i\cos\left(\widehat{\vec{u}_i,\vec{g}}\right)L_i}{\Delta\rho}$ – тяговая высота контура ЕЦ;

$\Delta\rho=\rho_1-\rho_2$ – разность плотностей теплоносителя на «холодном» и «горячем» участках контура ЕЦ.

В предположении линейного распределения плотности теплоносителя по высоте нагревателя и охладителя контура ЕЦ (см. рис. 6) можно легко установить, что тяговая высота H_{drive} будет определяться разностью высот между серединой охладителя и серединой нагревателя. Тогда, разбив контур на два участка («холодный» опускной и «горячий» подъемный), можно записать упрощенное интегральное уравнение сохранения количества движения для теплоносителя в контуре ЕЦ:

$$G^2(R_1+R_2)=gH_{drive}\Delta\rho, \tag{9}$$

где

$$R_1=r_1\upsilon_1 \text{ и } R_2=r_2\upsilon_2 \tag{10}$$

– гидравлические сопротивления опускного и подъемного участков соответственно, где $r_1=\sum_j\frac{\zeta_{1j}}{2F_{1j}^2}$ и $r_2=\sum_j\frac{\zeta_{2j}}{2F_{2j}^2}$; ζ_{1j}, ζ_{2j}, F_{1j}, F_{2j} – коэффициенты гидравлического сопротивления (КГС) и проходные сечения j-ых участков опускной и подъемной веток контура ЕЦ соответственно; $\upsilon_1=1/\rho_1$ и $\upsilon_2=1/\rho_2$ – удельный объем теплоносителя опускного и подъемного участков контура ЕЦ соответственно; $\vec{z},\vec{g}$ – направленная координата обхода контура ЕЦ и вектор гравитации соответственно.

Коэффициент гидросопротивления ζ_i определяется по сумме трения и местных сопротивлений на i-ом участке контура ЕЦ:

$$\zeta_i=\frac{\xi_i}{d_{hi}}L_i+\sum_j\zeta_{ij}. \tag{11}$$

Коэффициенты ξ_i и ζ_{ij} могут рассчитываться по рекомендациям [18], например, для трения:

- по формуле Пуазейля для ламинарного режима течения $\xi=\frac{64}{\mathrm{Re}}$ при $\mathrm{Re}<2000$;
- для переходного режима течения $\xi=\frac{4000-\mathrm{Re}}{2000}\cdot\frac{64}{\mathrm{Re}}+\frac{\mathrm{Re}-2000}{2000}\cdot\frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}$ при $2000<\mathrm{Re}<4000$;
- по формуле Блазиуса для турбулентного режима течения $\xi=\frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}$ при $\mathrm{Re}>4000$, где Re – число Рейнольдса.

Используя линейное приближение зависимости удельного объема υ от энтальпии h при постоянном давлении, можно определить удельный объем на «горячем» участке контура ЕЦ в следующем виде:

$$\upsilon_2=\upsilon_1+\beta\cdot\frac{W_{heat}}{G}, \tag{12}$$

где υ_1 и υ_2 – удельный объем теплоносителя на «холодном» и «горячем» участках контура ЕЦ; $\beta=\frac{1}{H_{heat}}\int_0^{H_{heat}}\left.\frac{\partial\upsilon}{\partial h}\right|_P dz\approx\frac{\upsilon_2-\upsilon_1}{h_2-h_1}$ – осредненный по высоте нагревателя H_{heat} коэффициент изобарного термического объемного расширения; h_1 и h_2 – энтальпия теплоносителя на «холодном» и «горячем» участках контура ЕЦ; W_{heat} – мощность нагревателя; d_{hi}, L_i, ξ_i, и ζ_{ij} – соответственно гидравлический диаметр, длина, коэффициент трения и местные сопротивления i-ого участка контура ЕЦ.

Подставив (12) в (10), а затем, преобразованное (10) в (9), получим следующее уравнение:

$$G^2 + \frac{r_2\rho_1\beta W_{heat}}{(r_1+r_2)}G - \frac{gH_{drive}\rho_1\Delta\rho}{(r_1+r_2)} = 0. \quad (13)$$

Данное уравнение удобно использовать для анализа теплогидравлики в приближении заданной (не меняющейся) разницы плотностей теплоносителя на «холодном» и «горячем» участках контура ЕЦ, $\Delta\rho = \rho_1 - \rho_2$.

Однако с ростом мощности разница плотностей увеличивается. Для того, чтобы получить зависимость расхода от мощности во всем диапазоне изменения разности плотностей, воспользуемся представлением разности плотностей теплоносителя на «холодном» и «горячем» участках контура ЕЦ на основании предположения (12) о линейной зависимости удельного объема от энтальпии в изобарном процессе:

$$\Delta\rho = \rho_1 - \rho_2 = \rho_1 - \frac{1}{\left(\upsilon_1 + \beta\frac{W_{heat}}{G}\right)} = \rho_1\left(1 - \frac{1}{\left(1+\rho_1\beta\frac{W_{heat}}{G}\right)}\right) = \frac{\rho_1^2\beta\frac{W_{heat}}{G}}{\left(1+\rho_1\beta\frac{W_{heat}}{G}\right)}. \quad (14)$$

Подстановка (14) в уравнение (13) дает следующее кубическое уравнение относительно расхода G

$$G^3 + \rho_1\beta W_{heat}\left(1+\frac{r_2}{(r_1+r_2)}\right)G^2 + \frac{r_2(\rho_1\beta W_{heat})^2}{(r_1+r_2)}G - \frac{gH_{drive}\rho_1^3\beta W_{heat}}{(r_1+r_2)} = 0. \quad (15)$$

Введем обозначения:

$$B = \rho_1\beta\left(1+\frac{r_2}{(r_1+r_2)}\right); \quad C = \frac{r_2(\rho_1\beta)^2}{(r_1+r_2)}; \quad D = \frac{gH_{drive}\rho_1^3\beta}{(r_1+r_2)}.$$

Решение уравнения (15) в множестве действительных чисел представляется в виде следующей зависимости:

$$G(W_{heat}) = -\frac{BW_{heat}}{3} - \frac{2^{1/3}(-B^2W_{heat}^2 + 3CW_{heat}^2)}{3\left(27DW_{heat} - 2B^3W_{heat}^3 + 9BCW_{heat}^3 + \sqrt{4(-B^2W_{heat}^2 + 3CW_{heat}^2)^3 + (27DW_{heat} - 2B^3W_{heat}^3 + 9BCW_{heat}^3)^2}\right)^{1/3}} + \frac{\left(27DW_{heat} - 2B^3W_{heat}^3 + 9BCW_{heat}^3 + \sqrt{4(-B^2W_{heat}^2 + 3CW_{heat}^2)^3 + (27DW_{heat} - 2B^3W_{heat}^3 + 9BCW_{heat}^3)^2}\right)^{1/3}}{3\times 2^{1/3}}.$$

Если ввести обозначение

$$f = \left(27DW_{heat} - 2B^3W_{heat}^3 + 9BCW_{heat}^3 + \sqrt{4(-B^2W_{heat}^2 + 3CW_{heat}^2)^3 + (27DW_{heat} - 2B^3W_{heat}^3 + 9BCW_{heat}^3)^2}\right)^{1/3},$$

то формула получает более простой вид:

$$G(W_{heat}) = -\frac{BW_{heat}}{3} - \frac{2^{1/3}(-B^2W_{heat}^2 + 3CW_{heat}^2)}{3f} + \frac{f}{3\times 2^{1/3}}. \quad (16)$$

Определение необходимого условия возникновения неустойчивости в контуре с ЕЦ теплоносителя

В соответствии с формулой (2) необходимым условием возникновения неустойчивости в контуре ЕЦ является переход из режима BDR в режим FDR, когда силы трения в петле превалируют над подъемными силами гравитации, а зависимость расхода теплоносителя от мощности нагревателя переходит через максимум и попадает на нисходящую ветвь: $\frac{\partial G}{\partial W} \le 0$. Эту границу области гарантированной устойчивости можно определить, приравняв к нулю производную по W_{heat} от функции $G(W_{heat})$, определяемой по формуле (16). Мощность нагревателя W_{max}, при которой достигается максимум расхода через петлю, получается в виде следующей зависимости:

$$W_{max} = \frac{K\sqrt{gH_{drive}r_2}}{\beta r_1}, \quad (17)$$

где безразмерный параметр K определяется по отношению сопротивлений r_1 и r_2, зависящих только от КГС и проходных сечений опускного и подъемного участков петли (см. (10)):

$$K = \sqrt{\left(\frac{r_1}{r_2}+1\right)\left(\left(\frac{r_1}{r_2}+2\right) - 2\sqrt{\left(\frac{r_1}{r_2}+1\right)}\right)}. \quad (18)$$

Функция $K(r_1/r_2)$ хорошо аппроксимируется прямой $K(r_1/r_2) \approx 0{,}7(r_1/r_2)$. Используя данное приближение, можно упростить (18) до следующего вида:

$$W_{max} \approx \frac{0{,}7}{\beta}\sqrt{\frac{gH_{drive}}{r_2}}, \text{ (Вт)}. \quad (19)$$

По формуле (16) точке $W_{heat} = W_{max}$ соответствует максимально достижимый расход для контура с ЕЦ теплоносителя:

$$G_{max}\left(W_{max}\right) = \frac{\left(L-K\right)\rho_1\sqrt{gH_{drive}r_2}}{\left(\frac{r_1}{r_2}+2\right)r_1}. \qquad (20)$$

Здесь безразмерный параметр L, также, как и K, определяется по отношению r_1 к r_2 (10):

$$L = \sqrt{\left(\frac{r_1}{r_2}+2\right)\left(\frac{r_1^2}{r_2^2}+\frac{r_1}{r_2}+1\right)} - 2\sqrt{\left(\frac{r_1}{r_2}+1\right)^3}. \qquad (21)$$

Функция $(L - K)$ хорошо аппроксимируется степенной зависимостью:

$$L-K \approx \left(r_1 / r_2\right)^{1,5}. \qquad (22)$$

Используя приближение (22), можно упростить (20) до следующего вида:

$$G_{max}\left(W_{max}\right) \approx \rho_1 \frac{\sqrt{r_1 / r_2}}{\left(r_1 / r_2 + 2\right)}\sqrt{\frac{gH_{drive}}{r_2}} = \rho_1 \frac{\sqrt{r_1 g H_{drive}}}{\left(r_1 + 2r_2\right)}. \qquad (23)$$

Интересно отметить, что в первом приближении мощность нагревателя W_{max} обратно пропорциональна коэффициенту объемного расширения теплоносителя β, а максимальный расход в контуре с ЕЦ теплоносителя не зависит от этой величины и определяется только его конструкцией (проходными сечениями, коэффициентами гидравлических сопротивлений и тяговой высотой), а также плотностью теплоносителя на «холодной» ветке.

По отношению мощности нагревателя W_{max} к максимальному расходу G_{max} можно определить прирост энтальпии (подогрев) теплоносителя Δh_{max} при его максимальном расходе в контуре с ЕЦ теплоносителя:

$$\Delta h_{max} = \frac{W_{max}}{G_{max}} = \frac{\left(r_1 / r_2 + 2\right)}{\rho_1\beta\left(L / K - 1\right)} \approx 0,7\frac{\left(r_1 / r_2 + 2\right)}{\rho_1\beta\left(\sqrt{r_1 / r_2}\right)}. \qquad (24)$$

Как видно из приведенного соотношения, величина Δh_{max} не зависит от тяговой высоты контура с ЕЦ теплоносителя. Она обратно пропорциональна плотности теплоносителя на холодной ветке и коэффициенту объемного расширения, а также определяется отношением гидросопротивлений на холодной и горячей ветках контура с ЕЦ теплоносителя. Расчет по формулам (16) – (24) должен проводиться итерацион-

но, имея в виду, что сопротивления r_1, r_2 и коэффициент термического расширения β зависят от входных и выходных параметров теплоносителя.

Таким образом, с использованием формулы (16) можно определять текущий расход, формулы (17) – максимальный расход, формулы (19) – максимально допустимую мощность, а формулы (24) – разницу энтальпий теплоносителя в нагревателе при максимальном расходе в условиях стационарного режима естественной циркуляции.

Валидация зависимостей с использованием результатов экспериментального исследования контура СКД-ЕЦ

В 2023 г. по заказу АО «Концерн Росэнергоатом» в рамках реализации Подпрограммы НИОКР Госкорпорации «Росатом» на 2019 – 2028 гг. «Разработка технологий корпусного энергетического реактора с закритическими параметрами теплоносителя (ВВЭР-СКД)» силами НИЦ «Курчатовский институт» был введен в эксплуатацию стенд «Многоцелевая нереакторная петля ВВЭР-СКД», в состав которого входят контур с естественной циркуляцией СКД-воды (контур СКД-ЕЦ) [17], контур с принудительной циркуляцией СКД-воды на базе плунжерного насоса (контур СКД-1); контур с возможностью реализации естественной и принудительной циркуляции СКД-воды (контур СКД-2), работающий совместно с контуром СКД-1; этажерка, на которой размещается оборудование контуров СКД-ЕЦ, СКД-1 и СКД-2; измерительное и вспомогательное оборудование.

Принципиальная схема контура СКД-ЕЦ приведена на рис. 7, а общий вид – на фото 1.

Основными элементами контура СКД-ЕЦ являются [17] нагреватель, состоящий из нержавеющей трубки диаметром 6×1,5 мм с суммарной высотой обогреваемого участка 1000 мм, медных втулок и электрического кабеля; охладитель, состоящий из кожуха и пучка нержавеющих оребренных трубок диаметром 12×2,5 мм и высотой 1600 мм; подъемный «горячий» и опускной «холодный» соединительные трубопроводы диаметром 9×2,0 мм; при этом расстояние от нижней точки контура ЕЦ до верхней точки составляет около 6 м, а расстояние между серединой нагревателя и охладителя – около 3,5 м. Вспомогательным оборудованием контура СКД-ЕЦ являются подпиточный плунжерный насос, расширительный бак (компенсатор давления), вентилятор, вакуумный насос, система водоподготовки и измерительный комплекс. Измерительный комплекс контура СКД-ЕЦ включает в себя термопары, датчики давления и блок измерения расхода теплоносителя на базе мерного участка, представляющего собой горизонтальную трубку из нержавеющей стали длиной 1000 мм и диаметром 6×1,5 мм, на входе и выходе из которой закреплены импульсные трубки, подводимые к дифференциальному манометру, а также модуль записи результатов измерений. Для устранения влияния систематических погрешностей от нивелирной составляющей мерная трубка закреплена строго горизонтально, как и импульсные трубки, отходящие от ее концов к дифференциальному манометру. Термостатирование трубки исключило ускорение потока и, следовательно, его возможное влияние на показание дифференциального манометра. Мерная трубка располагается на «холодном» термостатированном участке контура СКД-ЕЦ.

Перед использованием мерной трубки в экспериментах была выполнена ее тарировка, которая проводилась в контуре СКД-ЕЦ с включенным в нее прецизионным

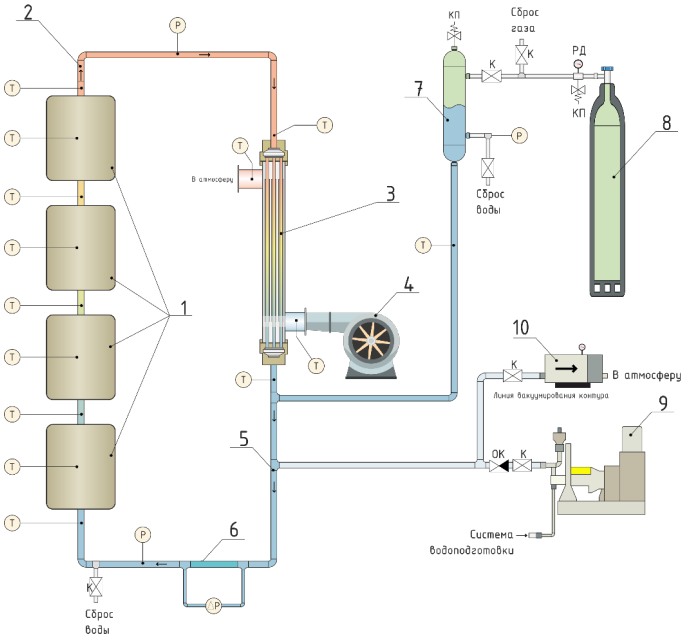

Рис. 7. Принципиальная схема контура СКД-ЕЦ: 1 – нагреватель; 2 – подъемный «горячий» соединительный трубопровод; 3 – охладитель; 4 – вентилятор; 5 – опускной «холодный» соединительный трубопровод; 6 – блок измерения расхода; 7 – расширительный бак; 8 – баллон с аргоном; 9 – плунжерный насос; 10 – вакуумный насос

Фото 1. Общий вид контура СКД-ЕЦ

кориолисовым расходомером, имеющим погрешность измерения массового расхода менее 1% при температурах СКД-воды не выше 150°С (максимально допустимый уровень работоспособности расходомера). Результаты этой тарировки продемонстрировали хорошее согласие полученных тарировочных данных по зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса в мерной трубке для ламинарного (формула Пуазейля) и турбулентного (формула Блазиуса) течений теплоносителя при СКД (рис. 8).

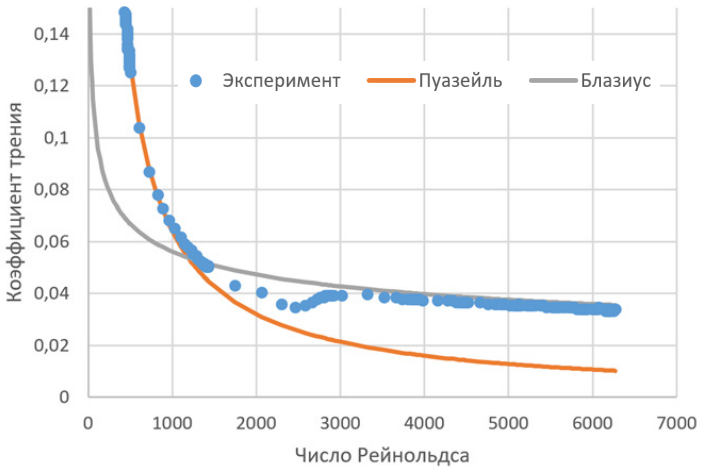

Рис. 8. Результаты тарировки мерного участка в контуре СКД-ЕЦ

Для определения величины динамического напора и числа Рейнольдса использовались данные по измерениям давления в контуре СКД-ЕЦ (с точностью до 0,01 МПа) и температуры теплоносителя на входе в трубку (с точностью до 0,3°С). Для определения плотности и вязкости водяного теплоносителя в зависимости от измеренных величин давления и температуры использовались данные по теплофизическим свойствам воды, в том числе при СКД [19–21], которые введены в действие Росстандартом и с большой точностью согласуются с Международным стандартом теплофизических свойств воды [22].

В экспериментах без кориолисова расходомера данные о массовом расходе теплоносителя определялись по полученной тарировочной кривой (см. рис. 8) и показаниям дифференциального манометра, подключенного импульсными трубками к мерной трубке. Для этого по измеряемым величинам давления и температуры теплоносителя определялись его плотность и вязкость, а затем число Рейнольдса. По коэффициенту трения из тарировочной кривой и перепаду давления определялся динамический напор, по нему скорость теплоносителя, а по ней расход.

В экспериментах с включенным расходомером было установлено, что расход, определяемый по мерной трубке, отличается от показаний кориолисова расходомера не более чем на 3%. В дальнейших экспериментах кориолисов расходомер был демонтирован, и расход теплоносителя определялся только по мерной трубке. Это позволило измерять расход в контуре СКД-ЕЦ при температурах воды около 370°С на «холодном» участке (при давлениях 24 – 30 МПа).

В экспериментах 08 – 12 и 22 – 26 апреля 2024 г. на замкнутом контуре СКД-ЕЦ изучалась зависимость стационарного расхода в контуре от мощности, подводимой

к теплоносителю в нагревателе при давлениях 24,5 – 27,5 МПа, с целью валидации предложенных авторами формул (16), (17), (19) и (24).

Основные рабочие параметры проведения эксперимента 08 – 12 апреля 2024 г. при давлении 24,7 МПа приведены на рис. 9 – 11.

На рисунке 12 представлены результаты разных экспериментов на одном и том же контуре СКД-ЕЦ в виде зависимости безразмерного расхода (G/G_{max}) и безразмерной мощности нагревателя (W/W_{max}). Валидация аналитической формулы (16), представ-

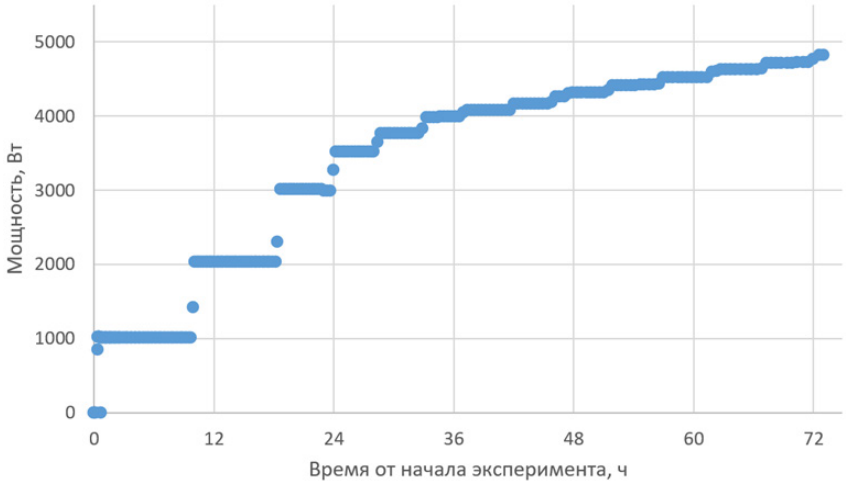

Рис. 9. История мощности контура СКД-ЕЦ при проведении эксперимента 08 – 12.04.2024

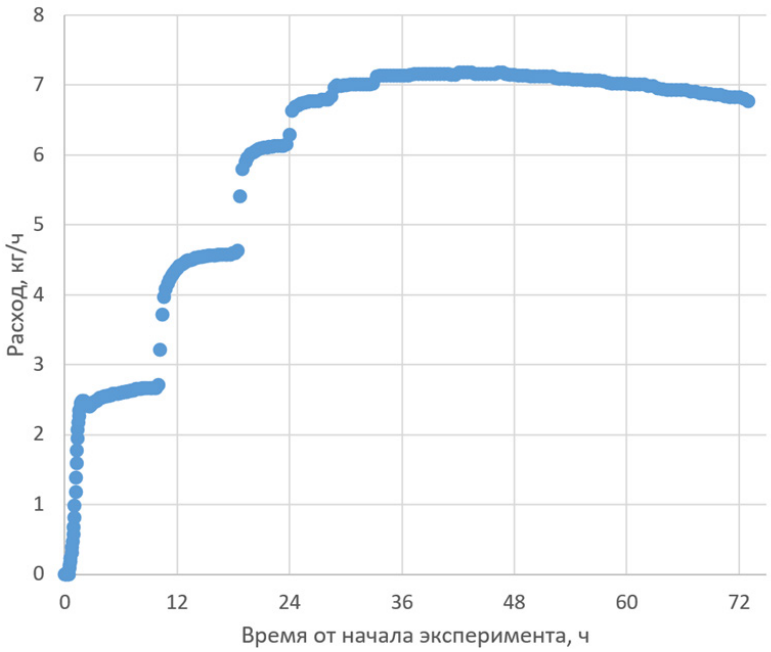

Рис. 10. Результаты обработки экспериментальных данных по расходу теплоносителя, полученных 08 – 12.04.2024 на контуре СКД-ЕЦ

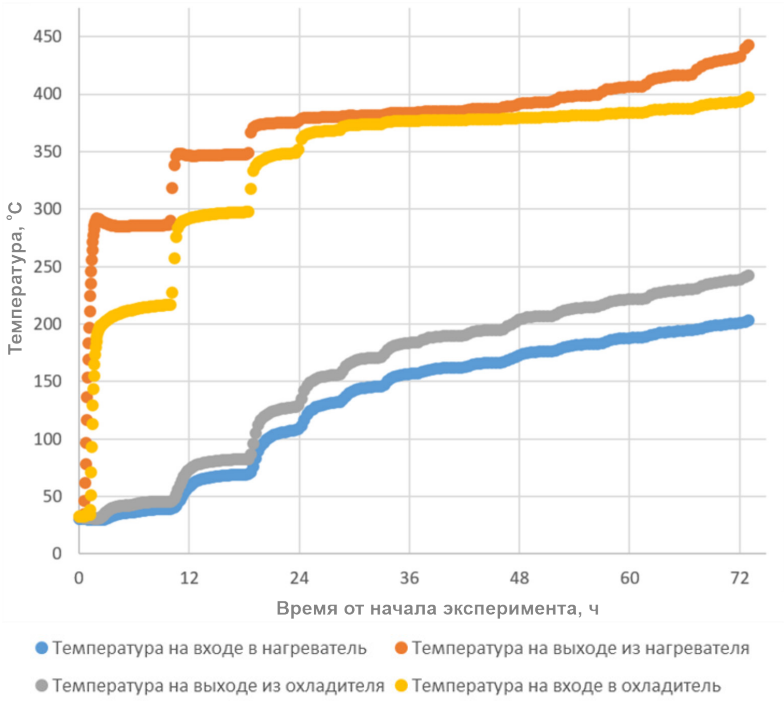

Рис. 11. История температур нагревателя и охладителя в контуре СКД-ЕЦ при проведении эксперимента 08 – 12.04.2024

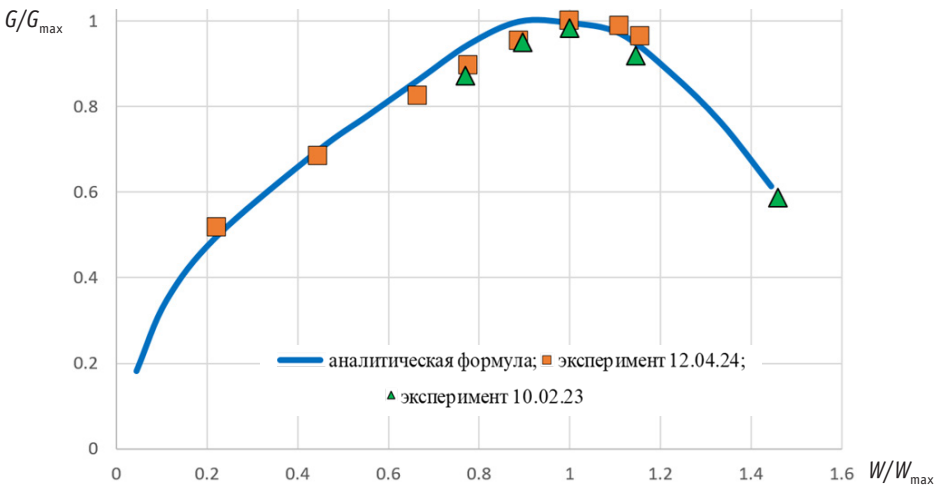

Рис. 12. Зависимость безразмерного расхода теплоносителя G/G_{max} от безразмерной мощности нагревателя W/W_{max} для контура с ЕЦ водяного СКД-теплоносителя:

ленная на рис. 12, проводилась на результатах экспериментов на контуре СКД-ЕЦ от 10.02.2023 [17] и от 12.04.2024.

Отличие расчетных и экспериментальных данных не превышает 5%, что позволяет рекомендовать аналитическую формулу (16), а также формулы (17), (19) и (24) для определения границы устойчивости контуров с ЕЦ водяного СКД-теплоносителя по двум связанным параметрам «расход – мощность», что необходимо учитывать при

формировании исходных технических требований к работе реакторных установок с водяным СКД-теплоносителем в режиме естественной циркуляции в номинальном режиме или при нарушении нормальной эксплуатации.

Выводы

1. В результате анализа литературных данных об особенностях протекания теплогидравлических процессов в замкнутых контурах с ЕЦ теплоносителя предложены аналитические формулы для определения

- изменения расхода теплоносителя в зависимости от мощности нагревателя;
- максимально достижимой величины расхода теплоносителя и, соответственно, максимально допустимой подводимой мощности в нагревателе;
- разности энтальпий теплоносителя в нагревателе при максимальном расходе.

2. Предложенные формулы валидированы с использованием экспериментальных данных, полученных на контуре СКД-ЕЦ в составе стенда «Многоцелевая нереакторная петля ВВЭР-СКД» в НИЦ «Курчатовский институт».

3. Использование валидированных формул целесообразно при формировании исходных технических требований к замкнутым контурам с естественной циркуляцией легководного СКД-теплоносителя.

Финансирование

Работа выполнена при финансовой поддержке АО «Концерн Росэнергоатом».

Литература

1. Виноградов М.К., Федулин В.Н. Исследовательские ядерные установки государств – участников Содружества Независимых Государств. Москва, Гелиос АРВ, 2016, 480 с.

2. Advances in Small Modular Reactor Technology Developments, A Supplement to: IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS), 2020 Edition. URL: https://aris.iaea.org/Publications/SMR_Book_2020.pdf (дата обращения 02.12.2024).

3. Kim H.T. Geysering Instability Study for the SBWR. CA 95125, NTDO-32246, DRF A0005757, General Electric Nuclear Energy, September 1993.

4. The ESBWR Plant General Description. GE Hitachi Nuclear Energy Nuclear Marketing NC 28401, USA, 2011, 201.

5. Семченков Ю.М., Силин В.А., Алексеев П.Н., Чибиняев А.В., Митькин В.В., Хлопов Р.А. Интегральные реакторные установки с естественной циркуляцией воды при сверхкритическом давлении – РУ СКДИ. Сборник тезисов докладов 9-й международной научно-технической конференции «Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР», 19–22 мая 2015, Россия, Подольск, с. 198–214.

6. Белоярская атомная электростанция. М.: Внешторгиздат, 1983, 28 с.

7. Mayinger F., Scheldt M. Heat transfer in the supercritical region with vertical upflow. *Wärme- und Stoffübertragung.* 1984;18:207–214. DOI: https://doi.org/10.1007/BF01007131

8. Srivastava T., Sutradhar P., Basu D.N., Chen L. (2020). An Overview of the Dynam-ics of Supercritical Natural Circulation Loops. In: Mukhopadhyay A., Sen S., Basu D., Mondal S. (eds) Dynamics and Control of Energy Systems. Energy, Environment, and Sustainability. Springer, Singapore, 2020, pp.85–110. DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-15-0536-2_5

9. Boure J.A., Bergles A.E, Tong L.S. Review of two-phase flow instability. *Nuclear Energy*, 1973;25:165–192. DOI: https://doi.org/10.1016/0029-5493(73)90043-5

10. Ambrosini W. Quick Look Report on the Results of the Flow Stability Benchmark. IAEA Coordinated Research Programme on Heat Transfer Behavior and Thermo-hydraulics Codes Testing for SCWRs, University of Pisa, DIMNP RL 1251, 2010.

11. Kakac S., Bon B. A Review of two-phase flow dynamic instabilities in tube boiling systems. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2008;51:399–433. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.09.026

12. Welander P. On the Oscillatory Behaviour of a Differentially Heated Fluid Loop. *J. Fluid Mech*. 1967;29:17–30. DOI: https://doi.org/10.1017/S0022112067000606

13. Fukuda K., Kobori T. Classification of Two-Phase Flow Instability by Density Wave Oscillation Model Classification of Two-Phase Flow Instability by Density Wave Oscillation Model. *J. Nucl. Sci. Technol*. 1979;16:95–108. DOI: https://doi.org/10.3327/jnst.16.95

14. Zuber N. An analysis of thermally induced flow oscillations in the near-critical and super-critical thermodynamic region. 1966.

15. Chatoorgoon V. Stability of supercritical fluid flow in a single-channel. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2001;44:1963–1972. DOI: https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00218-0

16. Chatoorgoon V., Voodi A., Fraser D. The stability boundary for supercritical flow in natural convection loops: Part I: H2O studies. *Nucl. Eng. Des*. 2005;235:2570–2580. DOI: https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2005.06.003

17. Седов А.А., Поляков П.С., Пустовалов С.Б., Паршин В.В., Симонов С.С. Основные результаты тестовых испытаний замкнутого контура с естественной циркуляцией легководного теплоносителя при сверхкритическом давлении. *Теплоэнергетика*. 2023;3:73–86. EDN: WQOXGM. DOI: https://doi.org/10.56304/S0040363623030074

18. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992, 672 с.

19. ГСССД 310-2015. Вода. Коэффициент теплопроводности при температурах 0...900°С и давлениях от соответствующих разряженному газу до 1000 МПа. Главный научный метрологический центр «Стандартные справочные данные о физических константах и свойствах веществ и материалов» (ГНМЦ ССД). Приняты НТК по метрологии и измерительной технике Росстандарта, Протокол № 3 от 27.10.2015 г., 18 с.

20. ГСССД 261-2011. Вода. Коэффициент динамической вязкости при температурах 0...900°С и давлениях от 0 до 1000 МПа. Главный научный метрологический центр «Стандартные справочные данные о физических константах и свойствах веществ и материалов» (ГНМЦ «ССД»). Приняты НТК по метрологии и измерительной технике Росстандарта, Протокол № 7 доп. от 02.06.2011 г., 61 с.

21. ГСССД 187-99. Вода. Удельный объем и энтальпия при температурах 0…1000°С и давлениях 0,001…1000 МПа. Главный научный метрологический центр «Стандартные справочные данные о физических константах и свойствах веществ и материалов» (ГНМЦ ССД). Приняты НТК по метрологии и измерительной технике Росстандарта, Протокол № 127 от 28.12.1999 г., 41 с.

22. International Association for the Properties of Water and Steam. Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. IAPWS Secretariat, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, 1997.

Поступила в редакцию 10.06.2025
После доработки 21.11.2025
Принята к опубликованию 27.11.2025

Авторы
Седов Алексей Александрович, заместитель руководителя отделения,
E-mail: Sedov_AA@nrcki.ru
Пустовалов Станислав Борисович, начальник отдела, к.т.н.,
E-mail: Pustovalov_SB@nrcki.ru
Поляков Павел Сергеевич, начальник лаборатории, к.т.н.,
E-mail: Polyakov_PS@nrcki.ru
Симонов Сергей Сергеевич, инженер-исследователь,
E-mail: Simonov_SS@nrcki.ru
Фролов Алексей Анатольевич, начальник лаборатории, к.т.н.,
E-mail: Frolov_AA@nrcki.ru
Зарюгин Денис Геннадьевич, руководитель проекта проектного офиса, к.т.н.,
E-mail: DGZaryugin@rosatom.ru

UDC 621.039; 621.039.524.441; 621.039.526

Computational and Experimental Study of Stability of Natural Circulation of Light-Water Supercritical Coolant in a Closed Loop

Sedov A.A.[1], Polyakov P.S.[1], Pustovalov S.B.[1], Simonov S.S.[1], Frolov A.A.[1], Zaryugin D.G.[2]

[1] *NRC "Kurchatov Institute",*
1 Akad. Kurchatov Sq., 123182 Moscow, Russia

[2] *Rosatom State Corporation,*
24 Bolshaya Ordynka str., 119017 Moscow, Russia

Abstract

Within the framework of this paper, validation of the analytical solution of the system of thermal-hydraulic equations using experimental data obtained at natural circulation (NC) of light-water coolant at supercritical parameters (SC-water) is considered.
At present, an experimental thermal-hydraulic stand 'Multipurpose non-reactor VVER-SCP loop' has been created and put into operation at SRC 'Kurchatov Institute'. One of the elements of the stand is a closed loop with a SC-water NC.
As a result of literature data analysis, a number of criteria, correlations, formulas and approximations are selected, which were further used in the analytical solution of the system of equations. The main types of thermal-hydraulic instability that can occur in closed loops with SC-water NCs are considered.
Formulas for determining the coolant flow rate depending on the heater power, the maximum achievable flow rate and the maximum permissible input power, as well as the enthalpy difference of the coolant in the heater at the maximum flow rate have been obtained for a closed loop with SC-water at NC and used in the analytical solution of the equations. Criteria for the occurrence of thermal-hydraulic instability in the considered system were obtained.
Experimental results on heat transfer and hydrodynamics in the heated cylindrical channel, as well as the dynamics of the whole circuit, including power and flow characteristics, have been obtained.
The formulas proposed by the authors are validated for NC conditions of SC-water using experimental data. The difference in the calculated determination of the thermal-hydraulic instability onset boundary according to the obtained analytical formulas in comparison with the experimental data does not exceed 5 %. The obtained results should be taken into account when forming initial technical requirements for operation

of reactor plants with light-water SCW coolant in the mode of natural circulation in nominal mode or in case of normal operation disturbance.

Keywords: natural circulation of light-water coolant, closed circuit, thermohydraulic processes, thermohydraulic instability, supercritical pressure, SCP- natural circulation circuit.

For citation: Sedov A.A., Polyakov P.S., Pustovalov S.B., Simonov S.S., Frolov A.A., Zaryugin D.G.. Computational and Experimental Study of Stability of Natural Circulation of Light-Water Supercritical Coolant in a Closed Loop. *Izvestiya vuzov. Yadernaya Energetika*. 2025;4:44–65. DOI: https://doi.org/10.26583/npe.2025.4.04 (in Russian).

References

1. Vinogradov M.K., Fedulin V.N. Research nuclear installations of the member States of the Commonwealth of Independent States. Moscow, Helios ARV, 2016, 480 p.

2. Advances in Small Modular Reactor Technology Developments, A Supplement to: IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS), 2020 Edition. URL: https://aris.iaea.org/Publications/SMR_Book_2020.pdf (accessed Dec. 02, 2024).

3. Kim H.T. Geysering Instability Study for the SBWR. CA 95125, NTDO-32246, DRF A0005757, General Electric Nuclear Energy, September 1993.

4. The ESBWR Plant General Description. GE Hitachi Nuclear Energy Nuclear Marketing NC 28401, USA, 2011, 201.

5. Semchenkov Yu.M., Silin V.A., Alekseev P.N., Chibinyaev A.V., Mitkin V.V., Khlopov R.A. Integrated reactor installations with natural water circulation at supercritical pressure – RU SKDI. Collection of abstracts of the 9th International Scientific and Technical Conference "Ensuring the Safety of Nuclear Power Plants with VVER", May 19–22, 2015, Russia, Podolsk, pp. 198–214 (in Russian).

6. Beloyarsk Nuclear Power Plant. Moscow, Vneshtorgizdat Publ., 1983, 28 p. (in Russian).

7. Mayinger F., Scheldt M. Heat transfer in the supercritical region with vertical upflow. *Wärme- und Stoffübertragung*. 1984;18:207–214. DOI: https://doi.org/10.1007/BF01007131

8. Srivastava T., Sutradhar P., Basu D.N., Chen L. (2020). An Overview of the Dynam-ics of Supercritical Natural Circulation Loops. In: Mukhopadhyay A., Sen S., Basu D., Mondal S. (eds) Dynamics and Control of Energy Systems. Energy, Environment, and Sustainability. Springer, Singapore, 2020, pp. 85–110. DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-15-0536-2_5

9. Boure J.A., Bergles A.E, Tong L.S. Review of two-phase flow instability. *Nuclear Energy*, 1973;25:165–192. DOI: https://doi.org/10.1016/0029-5493(73)90043-5

10. Ambrosini W. Quick Look Report on the Results of the Flow Stability Benchmark. IAEA Coordinated Research Programme on Heat Transfer Behavior and Thermo-hydraulics Codes Testing for SCWRs, University of Pisa, DIMNP RL 1251, 2010.

11. Kakac S., Bon B. A Review of two-phase flow dynamic instabilities in tube boiling systems. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2008;51:399–433. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.09.026

12. Welander P. On the Oscillatory Behaviour of a Differentially Heated Fluid Loop. *J. Fluid Mech*. 1967;29:17–30. DOI: https://doi.org/10.1017/S0022112067000606

13. Fukuda K., Kobori T. Classification of Two-Phase Flow Instability by Density Wave Oscillation Model Classification of Two-Phase Flow Instability by Density Wave Oscillation Model. *J. Nucl. Sci. Technol*. 1979;16:95–108. DOI: https://doi.org/10.3327/jnst.16.95

14. Zuber N. An analysis of thermally induced flow oscillations in the near-critical and supercritical thermodynamic region. 1966.

15. Chatoorgoon V. Stability of supercritical fluid flow in a single-channel. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2001;44:1963–1972. DOI: https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00218-0

16. Chatoorgoon V., Voodi A., Fraser D. The stability boundary for supercritical flow in natural convection loops: Part I: H2O studies. *Nucl. Eng. Des*. 2005;235:2570–2580. DOI: https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2005.06.003

17. Sedov A.A., Polyakov P.S., Pustovalov S.B., Parshin V.V., Simonov S.S. Main test results of a closed circuit with natural circulation of a light-water coolant at supercritical pressure. *Thermal Engineering*. 2023;3:73-86. EDN: WQOXGM. DOI: https://doi.org/10.56304/S0040363623030074

18. Idelchik I.E. Handbook of hydraulic resistance. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992, 672 p.

19. GSSSD 310-2015. Water. The coefficient of thermal conductivity at temperatures 0 ... 900°C and pressures corresponding to the discharged gas up to 1000 MPa. The Main Scientific Metrological Center "Standard Reference data on physical constants and properties of substances and materials" (GNMC SSD). Adopted by the Scientific and Technical Committee on Metrology and Measuring Technology of Rosstandart, Protocol No. 3, Oct. 27, 2015, 18 p. (in Russian).

20. GSSSD 261-2011. Water. Dynamic viscosity coefficient at temperatures 0...900°C and pressures from 0 to 1000 MPa. The Main Scientific Metrological Center "Standard Reference data on physical Constants and properties of substances and materials" (GNMC SSD). Adopted by the Scientific and Technical Committee on Metrology and Measuring Technology of Rosstandart, Protocol No. 7 add., dated Jun. 02, 2011, 61 p.

21. GSSSD 187-99. Water. Specific volume and enthalpy at temperatures 0...1000°C and pressures of 0.001...1000 MPa. The Main Scientific Metrological Center "Standard Reference data on physical constants and properties of substances and materials" (GNMC SSD). Adopted by the Scientific and Technical Committee on Metrology and Measuring Equipment of Rosstandart, Protocol No. 127, dated Dec. 28, 1999, 41 p.

22. International Association for the Properties of Water and Steam. Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, IAPWS Secretariat, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, 1997.

Authors

Alexey A. Sedov, Deputy Head of the Department,
E-mail: Sedov_AA@nrcki.ru
Stanislav B. Pustovalov, Head of Department, Cand. Sci. (Engineering),
E-mail: Pustovalov_SB@nrcki.ru
Pavel S. Polyakov, Head of Laboratory, Cand. Sci. (Engineering),
E-mail: Polyakov_PS@nrcki.ru
Sergey S. Simonov, Research Engineer,
E-mail: Simonov_SS@nrcki.ru
Alexey A. Frolov, Head of Laboratory, Cand. Sci. (Engineering),
E-mail: Frolov_AA@nrcki.ru
Denis G. Zaryugin, Project Manager of the Project Office, Cand. Sci. (Engineering),
E-mail: DGZaryugin@rosatom.ru