

Моделирование процесса теплообмена при парогенерации в вертикальной трубе

© А.А. Сатин, Р.С. Савельев

Московский авиационный институт (МАИ), Москва, 125993, Россия

В настоящее время многие программные комплексы вычислительной гидродинамики (ANSYS CFX, FLUENT, STAR CCM+ и др.) позволяют проводить расчеты процесса кипения. Однако вопросы, касающиеся области применения моделей кипения, верификации таких моделей, а также сравнения их с существующими инженерными методами расчетов, применяемыми для решения практических задач, изучены недостаточно. Инженерные методы расчетов кипения в ядерной энергетике позволяют проводить оценки паросодержания для поверхности теплообмена простой геометрии. Для сложной трехмерной геометрии определение паросодержания, температуры стенки конструкции и других параметров практически отсутствует.

В данной работе для моделирования генерации пара в вертикальной трубе применен гидрогазодинамический пакет ANSYS CFX. Проведено сравнение результатов расчета, выполненного в программной среде ANSYS CFX, с результатами расчета по критериальным зависимостям и с экспериментальными данными. Для обоснования применения трехмерного расчета использована модель пристеночного кипения Rensselaer Polytechnic Institute (RPI) Wall Boiling Model. Данная модель используется во всех программных комплексах вычислительной гидродинамики для моделирования процесса кипения. Верификация модели позволит получать качественную картину распределения параметров теплоносителя при кипении для поверхности теплообмена сложной трехмерной геометрии.

Ключевые слова: пристеночное кипение, вычислительная гидродинамика, теплообмен, коэффициент теплоотдачи

Введение. Способность отводить высокие тепловые потоки при малых температурных напорах без затрат или при сравнительно небольших затратах механической энергии на перекачивание жидкости за счет межфазовых переходов кипящей жидкости обусловила широкое применение кипящих теплоносителей в энергетике, особенно в ядерной. Как следствие, при кипении достигаются высокие значения коэффициента теплоотдачи, что позволяет существенно уменьшить поверхность контакта двух сред в теплообменниках. Для уменьшения габаритов теплообменных аппаратов в них используются сложные пространственные геометрии поверхности теплообмена (например, змеевики, часто применяемые в основных или промежуточных теплообменниках реакторных установок). Однако критериальные зависимости, используемые в инженерных методах расчета кипения, не позволяют оценить распределения параметров теплоносителя для такой геометрии.

Верификация и валидация моделей кипения, применяемых в программных комплексах вычислительной гидродинамики на простой

геометрии поверхности теплообмена, позволит оценивать распределения параметров теплоносителя для более сложной, пространственной геометрии.

В настоящей работе проведено моделирование процесса генерации пара в вертикальной трубе с прямой осью, а также сравнение полученных результатов с экспериментальными данными и результатами расчетов по критериальным соотношениям. Цель работы — моделирование процесса теплообмена при парогенерации в программной среде ANSYS CFX с использованием существующей модели пристеночного кипения *Rensselaer Polytechnic Institute (RPI) Wall Boiling Model*.

Методика расчета по критериальным соотношениям. Расчет теплообмена при кипении проведен по методикам, изложенным в работах [1–6]. Параметры для расчета течения и теплообмена в круглой трубе с прямой осью следующие [7]:

Диаметр трубы d , мм	15,4
Высота трубы H , мм	2000
Тепловой поток, Вт/м ²	570 000
Начальная температура воды, °С	199,3
Массовый расход, кг/с.....	0,166;
Давление воды на входе, Мпа.....	4,5

Верификационная задача кипения в трубе включает в себя две характерных области:

- подогрева жидкости до температуры насыщения (экономайзерный участок);
- пузырькового кипения с увеличивающимся паросодержанием потока (испарительный участок).

На экономайзерном участке, если температура стенки превышает температуру насыщения, а среднемассовая температура жидкости не достигает температуры насыщения, возникает поверхностное кипение — появляется паровая фаза. Состояние потока при этом является термически неравновесным. Истинное состояние неравновесного потока можно определить экспериментально по результатам измерения действительной плотности двухфазного потока и сравнения ее с плотностью жидкости, соответствующей давлению и энтальпии в сечении измерения действительной плотности. Действительная плотность может быть измерена бесконтактным методом, предложенным Национальным исследовательским ядерным университетом «МИФИ» и впервые реализованном в НИКИЭТ им. Н.А. Доллежала, основанном на регистрации замедленных водосодержащей средой быстрых нейтронов. В качестве источника быстрых нейтронов используется плутоний-бериллиевый источник мощностью $4,5 \cdot 10^6$ нейтронов/с, который позволяет обеспечить удовлетворительную радиационную обстановку в пределах стенда и безопасную за его пределами.

На основе большого массива экспериментальных данных в работах [1, 3] получены аппроксимационные формулы для расчета паросодержания, которые носят преимущественно степенной характер. По ним определяются нижняя граница начала пузырькового кипения и верхняя граница термически неравновесного состояния двухфазного потока, на основе которых находится массовое расходное паросодержание в термически неравновесной области. Различие аппроксимационных формул в работах [1] и [3] заключается в использовании разных коэффициентов при определении нижней границы начала пузырькового кипения и верхней границы термически неравновесного состояния двухфазного потока.

В работе [2] массовое паросодержание в отличие от методик работ [1, 3] определяется с использованием формулы для расчета энтальпии потока в точке начала роста истинного объемного паросодержания; при этом аппроксимационная формула носит экспоненциальный характер.

Расчет коэффициента теплоотдачи на экономайзерном участке α_k проводится по зависимостям для однофазной вынужденной конвекции [1–6]:

$$\alpha_k = \frac{\lambda_{ж}}{d} 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4},$$

где λ — теплопроводность жидкости; Re — число Рейнольдса; Pr — число Прандтля.

Для области пузырькового кипения характерно наличие паровой среды, поэтому расчет характеристик потока проводят по формулам двухфазной среды. В этом случае коэффициент теплоотдачи определяют по формуле [1–6]

$$\alpha = \sqrt{\alpha_w^2 + \alpha_q^2},$$

где α_w — коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции,

$$\alpha_w = \frac{\lambda_{ж}}{d} 0,023 \text{Re}_{ж}^{0,8} \text{Pr}_{ж}^{0,4} \sqrt{1 + X \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} - 1 \right)};$$

α_q — коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении; для течения в трубах коэффициенты теплоотдачи при пузырьковом кипении обычно ниже, чем при кипении в большом объеме ($0,7\alpha_{б.о}$) [6], $\alpha_q = 0,7 \cdot 5,5 p^{0,25} q^{2/3}$; q — тепловой поток; X — массовое паросодержание; $\rho_{ж}$, $\rho_{п}$ — плотности жидкости и пара.

Расчет основных параметров при кипении (усредненной по сечению температуры жидкости, стенки) в зависимости от высоты трубы проводили по методике, предложенной в работе [4].

Температура жидкости

$$T_f = T_0 + \frac{q\pi\Delta z}{Gc_p},$$

где T_0 — температура жидкости на предыдущем шаге расчета; Δz — шаг по высоте; G — расход; c_p — удельная теплоемкость жидкости.

Температура стенки определяется соотношением

$$T_w = T_f + \frac{q}{\alpha}.$$

Модель пристеночного кипения RPI. В расчете трубы с прямой осью использовали модель пристеночного кипения RPI Wall Boiling Model [8], основанную на экспериментальных данных. Модель с достаточной точностью описывает процесс образования пара вблизи стенки при объемной концентрации пара $V_{\text{пар}} < 0,4$. При больших объемных концентрациях пара на выходе наблюдается расхождение с экспериментальными данными.

Полный тепловой поток в модели RPI при передаче теплоты от стенки жидкости разделяется на три составляющие:

- тепловой поток $q_{\text{конв}}$, отводимый за счет конвекции;
- тепловой поток $q_{\text{пр}}$, необходимый для прогрева пристеночного слоя жидкости, который характеризуется промежутком времени между началом отрыва пузыря пара и моментом зарождения следующего пузыря на том же месте;
- тепловой поток $q_{\text{исп}}$, необходимый для испарения жидкости.

Полный тепловой поток

$$q_{\text{полн}} = q_{\text{конв}} + q_{\text{пр}} + q_{\text{исп}},$$

где $q_{\text{конв}} = A_1\alpha_{\text{конв}}(T_{\text{ст}} - T_{\text{ж}})$; $q_{\text{пр}} = A_2\alpha_{\text{пр}}(T_{\text{ст}} - T_{\text{ж}})$; $q_{\text{исп}} = \dot{m}r$; $\alpha_{\text{пр}} = 2\sqrt{(f\rho_{\text{ж}}c_{\text{рж}}\lambda_{\text{ж}})/\pi}$ — коэффициент теплоотдачи при прогреве пристеночного слоя; $f = \sqrt{4g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})/3d_w\rho_{\text{ж}}}$ — частота отрыва пузырьков; $A_1 = \max(10^{-4}, 1 - A_2)$ — площадь контакта жидкости со стенкой; $A_2 = \min(\pi ad_w/4, 1)$ — площадь контакта пузыря пара со стенкой, зависящая от отрывного диаметра пузыря пара d_w ; \dot{m} — расход на единицу площади; $T_{\text{ж}}$ — температура жидкости; $T_{\text{ст}}$ — температура стенки; r — удельная теплота испарения.

Отрывной диаметр пузыря определяется следующей зависимостью:

$$d_w = \min \left(d_{\text{отн}} \exp \left(\frac{-\Delta T_{\text{до нас}}}{\Delta T_{\text{отн}}} \right), d_{\text{max}} \right);$$

где $d_{\text{отн}} = 0,6$ мм; $d_{\text{max}} = 1,4$ мм; $\Delta T_{\text{отн}} = 45$ К (характерные параметры для воды под давлением); $\Delta T_{\text{до нас}} = T_{\text{нас}} - T_{\text{ж}}$ — разность температур насыщения и жидкости.

Поскольку при использовании модели пристеночного кипения RPI значение y^+ фиксируется ([8], по умолчанию равно 250), то для расчета была выбрана гексагональная сетка. Расчетную сетку для модели трубы (рис. 1) строили с использованием программной среды ANSYS Meshing методом Sweep. Параметры воды и водяного пара рассчитывали, используя данные библиотеки IAPWS-IF97 [9].

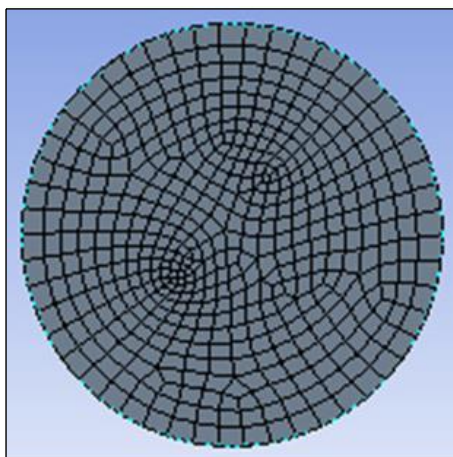


Рис. 1. Расчетная сетка для модели трубы

Результаты моделирования течения и теплообмена в трубе.

На рис. 2–5 и в таблице приведены результаты расчетов в среде ANSYS CFX и по критериальным соотношениям [1–6], а также результаты эксперимента [7] для трубы с прямой осью.

На рис. 2 видно, что максимальная температура воды в поперечном сечении на выходе $267,2$ °С, максимальная объемная концентрация пара $0,56$. Температура насыщения при давлении $4,5$ МПа составляет $257,5$ °С. Из этого следует, что на выходе из расчетной области наблюдается перегрев пара вблизи стенки. Максимальная разность между температурой стенки и температурой в центре поперечного сечения составляет $19,1$ °С. Необходимо также отметить, что концентрация па-

ра, образовавшегося вблизи стенки, и температура воды на выходе постепенно уменьшаются от стенки к центру поперечного сечения трубы (см. рис. 2).

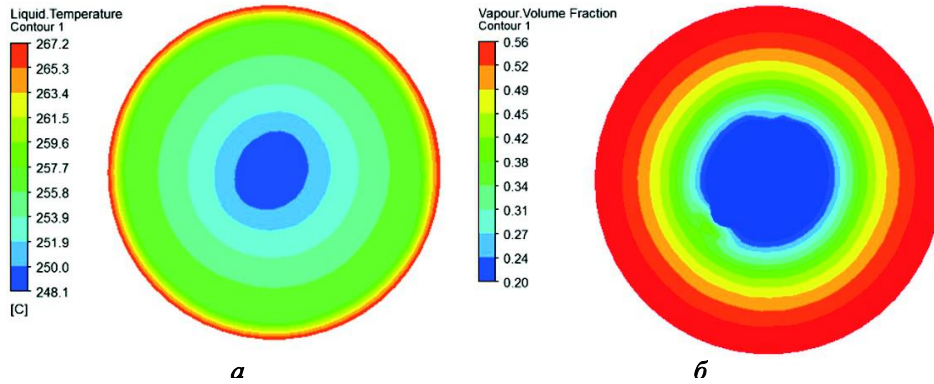


Рис. 2. Температура воды (а) и объемная концентрация пара (б) в поперечном сечении на выходе из трубы

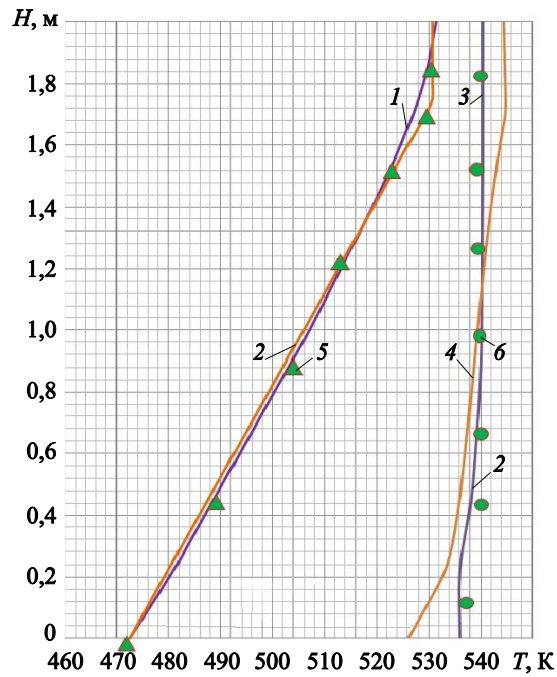


Рис. 3. Распределение температур жидкости (1, 2) и стенки (3, 4) в зависимости от высоты трубы:

1, 3 — расчет в среде ANSYS CFX; 2, 4 — расчет в [1, 6]; 5 — средняя температура (эксперимент); 6 — температура стенки (эксперимент)

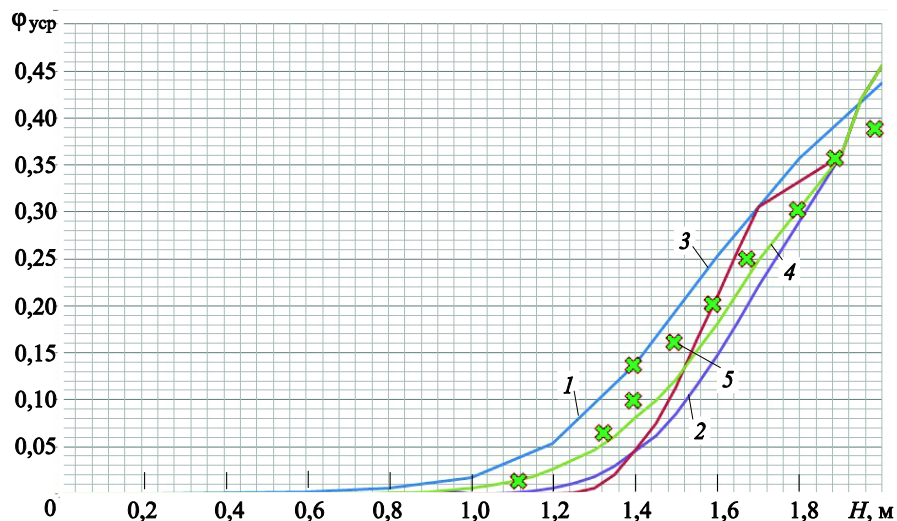


Рис. 4. Распределение усредненного по сечению объемного паросодержания в зависимости от высоты трубы:
 1 — ANSYS CFX; 2–4 — [1], [2], [3]; 5 — эксперимент [7]

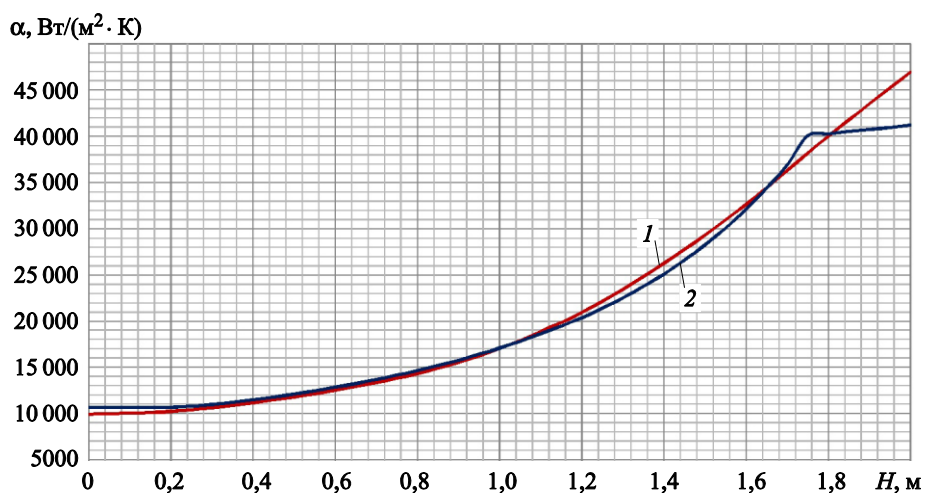


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от высоты трубы:
 1 — ANSYS CFX; 2 — [1–6]

Результаты расчета

Параметр	ANSYS CFX	[1–6]	Эксперимент [4]
Температура жидкости на выходе, °C	255,2	257,5	257,5
Максимальная температура стенки, °C	267,3	271,4	266,0
Объемное паросодержание на выходе	0,44	0,46	0,40

Температуру жидкости (см. рис. 3) и объемное паросодержание (см. рис. 4) рассчитывали в среде ANSYS CFX как средние по поперечному сечению на соответствующей высоте трубы. При этом максимальная объемная концентрация пара 0,44, температура жидкости 255,2 °С, температура стенки 267,3 °С. Как следует из данных рис. 3, результаты расчета температуры жидкости и стенки в среде ANSYS CFX хорошо согласуются с результатами эксперимента [7]. Результаты расчета температуры жидкости по методикам работ [1–6] наиболее близки к экспериментальным данным [7] в отличие от расчета по CFD-кодам. Максимальная температура стенки для расчета по методикам [1–6] составляет 271,4 °С. Различие значений температуры стенки прежде всего связано со снижением расчетного значения коэффициента теплоотдачи (см. рис. 5) для области пузырькового кипения. Для этой области характерен незначительный рост коэффициента теплоотдачи, связанный с поправкой на массовое паросодержание в формуле теплоотдачи при вынужденной конвекции; при этом значение коэффициента теплоотдачи при постоянном тепловом потоке для области пузырькового кипения остается постоянным. Согласно данным на рис. 5, для экономайзерного участка хорошо согласуются значения коэффициента теплоотдачи, рассчитанного по методикам работ [1–6] и в среде ANSYS CFX.

Для расчета паросодержания на экономайзерном участке при поверхностном кипении неравновесного потока использовались методики работ [1–3], на испарительном участке — методика, изложенная в работе [4]. На рис. 4 видно, что наибольшее совпадение с экспериментальными данными наблюдается для результатов расчета по аппроксимационным формулам, приведенным в работе [3]. Удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными при определении объемного паросодержания для неравновесного потока при расчете по методике, реализованной в среде ANSYS CFX, может быть обосновано использованием более простых зависимостей для определения отрывного диаметра пузыря, а также определением паросодержания на основе менее точных по сравнению с аппроксимационными зависимостями соотношений для уравнений многофазного потока.

Заключение. С помощью методик работ [1–6] и гидрогазодинамического пакета ANSYS CFX проведен расчет кипения в вертикальной трубе с прямой осью. Наиболее вероятные значения отклонений истинного объемного паросодержания φ по всему массиву данных (методики [1–6]) находятся в пределах погрешности $\pm(4...6)\%$.

Использование модели пристеночного кипения RPI в среде ANSYS CFX позволяет достаточно хорошо описать процессы однофазной конвекции и пузырькового кипения для течения жидкости с объемным паросодержанием на выходе, не превышающем 0,4. Как следует из полученных результатов, наблюдается хорошая согласованность всех

расчетных методик при определении температуры жидкости и стенки и коэффициента теплоотдачи. Удовлетворительная согласованность результатов расчета объемного паросодержания с использованием CFD-кодов может быть обоснована применением разных аппроксимационных зависимостей при определении паросодержания для многофазного потока.

Характерным отличием методики, применяемой в CFD-кодах, и методиках работ [1–3] является наличие в методике RPI дополнительного механизма отвода теплоты в уравнениях теплообмена — теплового потока, необходимого для прогрева пристеночного слоя жидкости. Введение дополнительного слагаемого приводит к образованию паросодержания на экономайзерном участке (при поверхностном кипении), что соответствует данным многочисленных экспериментов при исследовании кипения.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Солонин В.И. *Теплогидравлические процессы в активных зонах водоохлаждаемых реакторов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 140 с.
- [2] Емельянов И.Я., Михан В.И., Солонин В.И. *Конструирование ядерных реакторов*. Н.А. Доллежал, ред. Москва, Энергоиздат, 1982, 400 с.
- [3] Смолин В.Н. *Исследование теплогидравлики активных зон ядерных реакторов на модельных стендах*. Москва, ФГУП НИКИЭТ, 2005, 150 с.
- [4] Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. *Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы)*. П.Л. Кириллов, ред. 2 изд., испр. и доп. Москва, Энергоатомиздат, 1990, 360 с.
- [5] Баттерворс Д., Хьюитт Г., ред. *Теплопередача в двухфазном потоке*. Пер. с англ. Москва, Энергия, 1980, 328 с.
- [6] Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А., Соловьев С.Л. *Теплообмен в ядерных энергетических установках*. 3 изд. Москва, Изд-во МЭИ, 2003, 548 с.
- [7] Бартоломей Г.Г., Брантов В.Г., Молочников Ю.С. Экспериментальное исследование истинного объемного паросодержания при кипении с недогревом в трубах. *Теплоэнергетика*, 1982, № 3, с. 20–22.
- [8] *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. SAS IP, Inc., 2011, 402 p.
- [9] *IAPWS-IF97. Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. The International Association for Properties of Water and Steam, Erlangen, September 1997, 48 p.

Статья поступила в редакцию 11.07.2017

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Сатин А.А., Савельев Р.С. Моделирование процесса теплообмена при парогенерации в вертикальной трубе. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2018, вып. 3. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2018-3-1746>

Сатин Анатолий Анатольевич — ведущий инженер Научно-исследовательского отделения кафедры «Проектирование самолетов» Московского авиационного института (МАИ). e-mail: asatin90@mail.ru

Савельев Роман Сергеевич — инженер Научно-исследовательского отделения кафедры «Проектирование самолетов» Московского авиационного института (МАИ). e-mail: r_sr@inbox.ru

Modeling the heat transfer process for steam generation in a vertical pipe

© A.A. Satin, R.S. Savelyev

Moscow Aviation Institute, Moscow, 125993, Russia

At present, different software complexes of computational fluid dynamics (ANSYS CFX, FLUENT, STAR CCM +, etc.) allow the calculation of the boiling process. However, the issues of application of boiling process models, their verification as well as their comparison with current engineering calculation methods used for solving practical problems have not been adequately studied. Engineering methods for calculating of boiling in nuclear power engineering allow estimating the vapor content for a heat exchange surface of simple geometry. There are practically no ways for determination of the vapor content, the structure wall temperature, and other parameters in complex three-dimensional geometry. In this paper, the hydro-gas-dynamic ANSYS CFX package was used to simulate the generation of steam in a vertical pipe. The results of calculation performed in the ANSYS CFX software environment are compared with calculations based on the criterial dependencies and on the experimental data. To substantiate the three-dimensional calculation, the Rensselaer Polytechnic Institute (RPI) Wall Boiling model is used. This model is used in all software complexes of computational fluid dynamics for simulating the boiling process. Verification of this model will make it possible to obtain a qualitative picture of the coolant parameter distribution during boiling for the heat exchange surface of a complex three-dimensional geometry.

Keywords: wall boiling, computational fluid dynamics, heat exchange, heat transfer coefficient

REFERENCES

- [1] Solonin V.I. *Teplogidravlicheskie protsessy v aktivnykh zonakh vodookhlazhdaemykh reaktorov* [Thermohydraulic processes in the active zones of water-cooled reactors]. Moscow, BMSTU Publ., 2012, 140 p.
- [2] Yemelyanov I.Ya., Mikhan V.I., Solonin V.I. *Konstruirovaniye yadernykh reaktorov* [Nuclear reactor design]. N.A. Dollezhal, ed. Moscow, Energoizdat Publ., 1982, 400 p.
- [3] Smolin V.N. *Issledovaniye teplogidravliki aktivnykh zon yadernykh reaktorov na modelnykh standakh* [Investigation of active zone thermohydraulics of nuclear reactors on model stands]. Moscow, FGUP NIKIET Publ., 2005, 150 p.
- [4] Kirillov P.L., Yuryev Yu.S., Bobkov V.P. *Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam: yadernye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory* [Handbook of thermohydraulic calculations: nuclear reactors, heat exchangers, steam generators]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990, 360 p.
- [5] Butterworth D., Hewitt G.F. *Two-phase flow and heat transfer*. New York, Oxford University Press Publ., 1977 [In Russ.: Butterworth D., Hewitt G. *Teploperedacha v dvukhfaznom potoke*. Moscow, Energiya Publ., 1980, 328 p.].
- [6] Petukhov B.S., Genin L.G., Kovalev S.A., Solovyev S.L. *Teploobmen v yadernykh energeticheskikh ustanovkakh* [Heat transfer in nuclear power plants]. Moscow, MEI Publ., 2003, 528 p.
- [7] Bartolomei G.G., Brantov V.G., Molochnikov Yu.S. *Teploenergetika — Thermal Engineering*, 1982, no. 3, pp. 20–22.
- [8] *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. SAS IP, Inc., 2011, 402 p.

- [9] *IAPWS-IF97. Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. The International Association for Properties of Water and Steam, Erlangen, September 1997, 48 p.

Satin A.A., Leading Engineer, Research Division, Department of Aircraft Design, Moscow Aviation Institute. e-mail: asatin90@mail.ru

Savelyev R.S., Engineer, Research Division, Department of Aircraft Design, Moscow Aviation Institute. e-mail: r_sr@inbox.ru