ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА, 2025, № 9, с. 51–67

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

КРОСС-ВЕРИФИКАЦИЯ КОДА OpenFOAM С ВНЕДРЕННЫМИ МОДЕЛЯМИ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ МЕТОДОМ VOF[1]

© 2025 г. А. А. Клементьев[a], *, К. Б. Минко[a], В. И. Артемов[a]

[a]Национальный исследовательский университет "Московский энергетический институт", Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

**e-mail: ya.art-klementiev@yandex.ru*

Поступила в редакцию 04.03.2025 г.
После доработки 30.03.2025 г.
Принята к публикации 02.04.2025 г.

Процессы поверхностной пленочной конденсации происходят во многих технических устройствах. Для расчета промышленных конденсаторов обычно используют эмпирические методики, которые, однако, нечувствительны к некоторым факторам, влияющим на интенсивность этих процессов, что ограничивает диапазон их применения для проектирования. С помощью существующих методик можно вычислить площадь поверхности теплообмена, необходимую для поддержания требуемого теплового потока, но невозможно конкретизировать компоновку труб в конденсаторе, определяющую течение парожидкостной смеси в межтрубном пространстве и, в конечном счете, эффективность аппарата. Для проектирования более эффективных конденсаторов необходимо совершенствовать методики, в том числе на основе данных, полученных с помощью современных методов численного моделирования процессов тепломассообмена. Одним из перспективных методов для расчета процессов поверхностной конденсации в пучках труб является метод Volume of Fluid (VOF), дополненный моделями для учета тепло- и массопереноса на межфазной поверхности. Метод VOF внедрен в некоторые коммерческие коды, однако настройки параметров кодов, выбор подходящей сетки и модели турбулентности для расчета процессов конденсации движущегося пара вовсе не очевидны. Ранее авторы настоящей работы предложили и реализовали в исследовательском CFD-коде ANES и коммерческом CFD-коде ANSYS Fluent модифицированную модель W.H. Lee для расчета процессов тепло- и массопереноса на межфазной поверхности методом VOF. Модель была верифицирована на типовых задачах и ограниченных данных для трубных пучков. В настоящей работе модели конденсации и турбулентного течения пара внедрены в открытый CFD-код OpenFOAM. Выполнена валидация моделей на задачах Стефана и конденсации движущегося и неподвижного пара различных теплоносителей, проведена кросс-верификация кодов OpenFOAM, ANES и ANSYS Fluent.

Ключевые слова: пленочная конденсация, горизонтальная труба, движущийся пар, численное моделирование, метод VOF, кросс-верификация кодов, OpenFOAM, ANES, ANSYS Fluent

DOI: 10.56304/S0040363625600181

Конденсаторы являются одним из важнейших технологических звеньев паротурбинных установок электростанций. Совершенствование методов проектирования конденсаторов с водяным охлаждением трубного пучка, на внешней поверхности которого происходит пленочная конденсация пара, осуществляется в разных направлениях [1]: повышение эффективности процессов тепло- и массообмена, оптимизация формы труб и конфигурации трубных пучков, снижение переохлаждения конденсата, уменьшение гидравлического сопротивления со стороны пара и охлаждающей воды. Выполненный в [2] эксергетический анализ показал, что собственные потери с паровой стороны составляют 25–45% суммарных потерь конденсационной установки. Очевидно, что существенно усовершенствовать методики расчета конденсаторов, такие как представленные в [1, 3, 4], невозможно при использовании только результатов измерений, полученных при испытаниях действующих промышленных конденсаторов.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках государственного задания № FSWF-2023-0017 в сфере научной деятельности на 2023–2025 гг. (соглашение № 075-03-2023-383 от 18.01.2023).

Детальные исследования необходимы, например, для учета натекания конденсата с выше расположенных труб. Как показано в [5], изменение коэффициентов теплоотдачи при натекании связано не только с утолщением пленки конденсата, но и с интенсификацией теплообмена при взаимодействии падающих капель (струек) с жидкой пленкой. Важными характеристиками являются вихревые поля скорости парожидкостной смеси и взаимодействие ее с жидкой пленкой, потери давления в межтрубном пространстве и др. Поэтому экспериментальные и численные исследования пленочной конденсации на модельных пучках труб остаются по-прежнему актуальными.

В последнее время заметно возросло количество публикаций, посвященных компьютерному моделированию процессов конденсации, в частности с помощью метода VOF [6, 7]. Преимущества этого метода заключаются в возможности моделировать процессы в каждой фазе (включая стенки труб и охлаждающую воду при сопряженной постановке) и исследовать межфазную поверхность “жидкость – газ” как для пленки конденсата, так и для оторвавшихся капель (струек), движущихся в газе (паре). Метод VOF реализован в развитых коммерческих CFD-кодах ANSYS Fluent [8], STAR CCM+ [9], FlowVision [10]. Основной проблемой для пользователя этих кодов при расчете процессов с фазовыми переходами является настройка кодов, в частности выбор численных схем и параметров модели массообмена в двухфазных ячейках (например, коэффициента релаксации в модели Lee [11]). С учетом того что внутренние алгоритмы кодов скрыты от пользователя, различные настройки кода нуждаются в тщательной верификации, так как в ряде случаев внешне успешный расчет приводит к результатам, отличающимся от тех, что могут быть получены при теоретическом анализе [12]. Установить причины подобных различий в коммерческих кодах затруднительно, поэтому для оценки результатов необходимо использовать “открытые” коды.

Ранее авторы настоящей статьи реализовали метод VOF с массообменом в исследовательском коде ANES [13], предложили и верифицировали алгоритм для определения константы Lee применительно к задачам конденсации в трубах и на их внешней поверхности. Результаты расчетов и сопоставления с имеющимися экспериментальными данными, теоретическими решениями и эмпирическими формулами представлены в публикациях [14–17].

Поскольку в авторском коде ANES метод VOF пока реализован только на структурированных сетках, расчет фазовых переходов на поверхности трубных пучков невозможен. В то же время именно подобные исследования представляют наибольший интерес, так как позволяют корректно учесть влияние натекания конденсата на теплоотдачу и неоднородность поля скорости газа (пара) в пучке, определить гидравлическое сопротивление газоводяной смеси в межтрубном пространстве и т.д. Поэтому в данной работе модель Lee с предложенным алгоритмом определения константы и использованная в [14–17] модель турбулентности для пара реализованы в открытом коде OpenFOAM [18] и выполнена кросс-верификация кода с привлечением данных, рассчитанных с помощью кодов ANES и ANSYS Fluent. Такая кросс-верификация необходима для демонстрации достоверности получаемых решений.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ МОДЕЛИ VOF

В модели VOF двухфазная среда описывается гомогенной моделью (т.е. односкоростной и однотемпературной), свойства фаз которой считаются постоянными. Система уравнений модели состоит из уравнений сохранения объемной доли жидкой фазы, массы, импульса и энергии, записанных относительно температуры:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \tau} + \nabla(\varphi \mathbf{U}) = \frac{M_{gl}}{\rho_l}; \tag{1}$$

$$\nabla \mathbf{U} = M_{gl}\left(\frac{1}{\rho_l} - \frac{1}{\rho_g}\right); \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial \tau} + \nabla\left(\rho \mathbf{U} U_j - \mu_{eff} \nabla U_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + F_{b,j}; \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial \tau} + \nabla\left(\rho c_p \mathbf{U} T - \lambda_{eff} \nabla T\right) = Q_{gl}, \tag{4}$$

где φ – объемная доля жидкой фазы; τ – время, с; $\mathbf{U}$ – вектор скорости, м/с; M_{gl} – межфазная объемная плотность потока массы, направленного из газовой фазы в жидкую фазу, кг/(м^3 · с) (g – от англ. gas; l – от англ. liquid); ρ_l, ρ_g – плотность жидкой и газовой фазы, кг/м^3; $\rho = \varphi\rho_l + (1-\varphi)\rho_g$ – плотность среды, кг/м^3; U_j – проекция на ось j вектора скорости, м/с; μ_{eff} – эффективный динамический коэффициент вязкости, Па · с (*eff* – от англ. effective); p – статическое давление за вычетом локального гидростатического столба, Па; x_j – проекция на ось j радиус-вектора $\mathbf{x}$, м; $F_{b,j} = \left[-(\rho_l - \rho_g)(\mathbf{g}\cdot\mathbf{x}) + \sigma K\right]\frac{\partial \varphi}{\partial x_j}$ – проекция на ось j вектора сил плавучести и поверхностных сил (b – от англ. buoyancy); $\mathbf{g}$ – вектор ускорения свободного падения, м/с^2; σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; K – кривизна меж-

фазной поверхности, м$^{-1}$; c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг · К); T – температура, К; λ_{eff} – эффективный коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К); Q_{gl} – межфазная объемная плотность потока энергии, Вт/м^3.

Эффективные свойства среды рассчитываются как сумма молекулярной и турбулентной составляющих. Молекулярные свойства среды (плотность, динамический коэффициент вязкости, объемная теплоемкость) при постоянном давлении и теплопроводность в каждой расчетной ячейке определяются как среднеобъемные величины двух фаз.

В большинстве работ по численному моделированию пленочной конденсации методом VOF используется модель для расчета процессов тепло- и массопереноса на межфазной поверхности (далее модель конденсации) Lee [11]. С учетом возможности протекания межфазных процессов только в ячейках при $0 < \varphi < 1$ источник в уравнении сохранения энергии (4), соответствующий модели Lee, можно записать следующим образом:

$$Q_{gl} = \begin{cases} C_l' \dfrac{\rho_g (1-\varphi) h_{lg}}{T_{sat}} (T_{sat} - T) \text{ при } T \le T_{sat}; \\ C_g' \dfrac{\rho_l \varphi h_{lg}}{T_{sat}} (T_{sat} - T) \text{ при } T > T_{sat}, \end{cases} \quad (5)$$

где C_l', C_g' – некоторые константы, названные автором [11] коэффициентами релаксации, много большие 1, с$^{-1}$; h_{lg} – теплота фазового перехода, Дж/кг; T_{sat} – температура насыщения (*sat* – от англ. saturation).

Основным недостатком модели Lee является неопределенность констант C_l', C_g'. С одной стороны, если их значения слишком малы, то происходит “размытие” межфазной границы; с другой стороны, при их больших значениях возникают проблемы со сходимостью и устойчивостью решения [19, 20]. Поэтому при использовании данной модели необходимо проведение тестовых расчетов с целью определить оптимальные значения констант, которые зависят от направления фазового перехода (парообразование или конденсация), свойств теплоносителя, характеристик расчетной сетки.

Интересен вариант использования модели Lee для конденсации, представленный в работе [21] и модифицированный в [22], который избавлен от указанных недостатков. Авторы [22] реализовали в коде OpenFOAM собственное программное обеспечение, в котором константы релаксации не используются, и выложили его в открытый доступ [23]. В этом случае источник можно определить следующим образом:

$$Q_{gl}^{j+1} = \begin{cases} \left(Q_{gl}^{j} + \dfrac{\rho c_p \left(T_{sat} - T^j \right)}{\Delta \tau} \right) (1-\varphi) \text{ при } T^j \le T_{sat}; \\ \left(Q_{gl}^{j} + \dfrac{\rho c_p \left(T_{sat} - T^j \right)}{\Delta \tau} \right) \varphi \text{ при } T^j > T_{sat}, \end{cases} \quad (6)$$

где j – номер итерации.

На каждом шаге по времени осуществляется дополнительное итерирование уравнения сохранения энергии (4) до тех пор, пока значения источника Q_{gl}^{j+1} в каждой ячейке расчетной сетки не перестанут изменяться или не будет превышено заданное число итераций Q_{iter} (*iter* – от англ. iteration). Таким образом постепенно увеличивается объемная плотность потока энергии на межфазной поверхности в целях достижения температуры в двухфазной ячейке равной температуре насыщения.

В настоящей работе за основу было взято программное обеспечение [23], которое затем было модифицировано. В нем сохранена модель (6) из работы [23], которую предложили Kleiner, Rehfeldt, Klein (KRK), и реализованы оригинальная модель Lee для конденсации (5) (далее LC – Lee Constant), а также модель Lee для конденсации с автоматическим выбором константы (далее LCA – Lee Constant Automatic), рекомендованная авторами настоящей работы в [24]:

$$C_l' = \frac{2\lambda_l T_{sat}}{\rho_g h_{lg} \left(\Delta x_{CV} \right)^2}, \quad (7)$$

где λ_l – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м · К); Δx_{CV} – характерный размер текущего контрольного объема сетки (*CV* – от англ. Control Volume).

На неравномерной сетке C_l' изменяется в расчетной области, при уплотнении сетки (т.е. уменьшении размеров контрольных объемов) значение константы увеличивается, что влечет за собой меньшую “размазанность” межфазной поверхности. При расчете источника Q_{gl} в моделях LC и LCA была применена также процедура линеаризации.

В коде OpenFOAM Δx_{CV} определяется как расстояние от центра рассматриваемого контрольного объема до центра ближайшего соседнего контрольного объема, в кодах ANES и ANSYS Fluent – как длина наименьшей грани контрольного объема. Уместно также отметить, что авторы проводили попытки внедрить модель конденсации LCA и в коммерческий код STAR-CCM+. Предварительные расчеты в коде STAR-CCM+ конденсации на горизонтальном цилиндре с при-

менением модели LC показали, что увеличение значения константы C_l' до 10^6 приводит к тому, что рассчитанное значение среднего коэффициента теплоотдачи цилиндра стремится к значению, полученному при аналитическом решении (с отличием до –15%). Однако выполнить решение при бóльших значениях константы не удалось из-за проблем со сходимостью. В последних версиях этого программного продукта отсутствует встроенный инструмент (Field Function) для определения расстояния до ближайшего контрольного объема или размеров его граней. Расчеты Δx_{CV} как кубического корня контрольного объема не привели к уменьшению отличия их результатов от аналитического решения, поэтому достоверные данные по конденсации при расчете в коде STAR-CCM+ с применением модели LCA не были получены. Это указывает на необходимость проведения подробного анализа влияния отдельных настроек модели VOF в коде STAR-CCM+ на результаты расчета и важность выполнения кросс-верификации кода.

Для моделирования турбулентного режима течения пара в настоящей работе использовали k–ω SST-модель турбулентности [25], неплохо зарекомендовавшую себя в работах [14–17]. Для занудения турбулентной вязкости в ламинарной пленке конденсата используется прием из работы [26], согласно которому динамический коэффициент турбулентной вязкости μ_t (t – от англ. turbulent) определяется по выражению

$$\mu_t = f_1 \frac{\rho k}{\omega}(1-\varphi),$$

где f_1 – низкорейнольдсова сглаживающая функция; k – кинетическая энергия турбулентных пульсаций, м^2/с^2; ω – относительная диссипация, с$^{-1}$.

Временной шаг в расчетах подбирали по числу Куранта Co, максимальное значение которого составило 0.01, а шаг по времени изменялся от 0.005 до 1.0 мкс. В отличие от [23], где число Куранта нормируется на ρ, в настоящей работе использовали стандартное определение

$$\mathrm{Co} = 0.5\frac{\Delta\tau\sum\limits_{nb}\left|\mathbf{U}_{nb}\cdot\mathbf{S}_{nb}\right|}{V},$$

где $\mathbf{U}_{nb}$ – вектор скорости на грани nb контрольного объема сетки, м/с; $\mathbf{S}_{nb} = \mathbf{n}_{nb}S_{nb}$ – вектор площади грани nb, м^2; $\mathbf{n}_{nb}$ – единичная нормаль к грани nb; S_{nb} – площадь поверхности грани nb, м^2; V – контрольный объем сетки, м^3.

В кодах ANES и ANSYS Fluent для численного решения уравнения (1) используется схема CICSAM [27], а в коде OpenFOAM для решения того же уравнения более широкое распространение получила схема MULES [28], которая и используется в данной работе. В коде OpenFOAM для расчета кривизны межфазной поверхности применяется алгоритм Continuum Surface Force (CSF) [29], сопряженные поля скорости и давления находятся с помощью алгоритма PIMPLE, который является комбинацией алгоритмов SIMPLE [30] и PISO [31].

ЗАДАЧА СТЕФАНА

Сначала алгоритм, внедренный в код OpenFOAM, был верифицирован на простейшей из типовых задач – задаче Стефана о движении фронта фазового перехода. Задача Стефана по своей формулировке – одномерная, поэтому для расчетов было достаточно использовать сетку, изображенную на рис. 1, которая представляет собой прямоугольник со сторонами длиной 1.0 и 0.1 мм. В вертикальном направлении задавали три контрольных объема, что позволило убедиться в том, что при двумерном расчете фронт фазового перехода сохраняется плоским (т.е. решение вырождается в одномерное). В горизонтальном направлении количество контрольных объемов N_x варьировалось в диапазоне 10–200 с уменьшением их размеров к левой границе. Отношение размеров первого и последнего контрольных объемов задавали равным 1/5.

Температура T_{wall} поддерживалась ниже температуры T_{sat}, что приводило к образованию жидкости на левой границе расчетной области. Со временем фронт фазового перехода смещался вправо. На верхней и нижней границах задавали условия проскальзывания и непроницаемости, а для остальных переменных – нулевые производные по нормали. На правой границе задавали атмосферное давление, при этом считалось, что внутрь расчетной области поступает чистый пар при температуре насыщения. В начальный момент во всей расчетной области находился насыщенный пар.

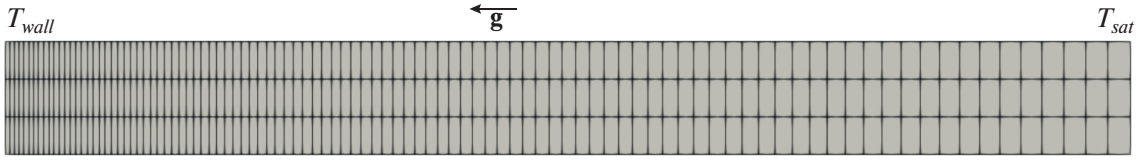


Рис. 1. Пример сетки для задачи Стефана о движении фронта.
T_{wall} – температура левой границы расчетной области (стенки)

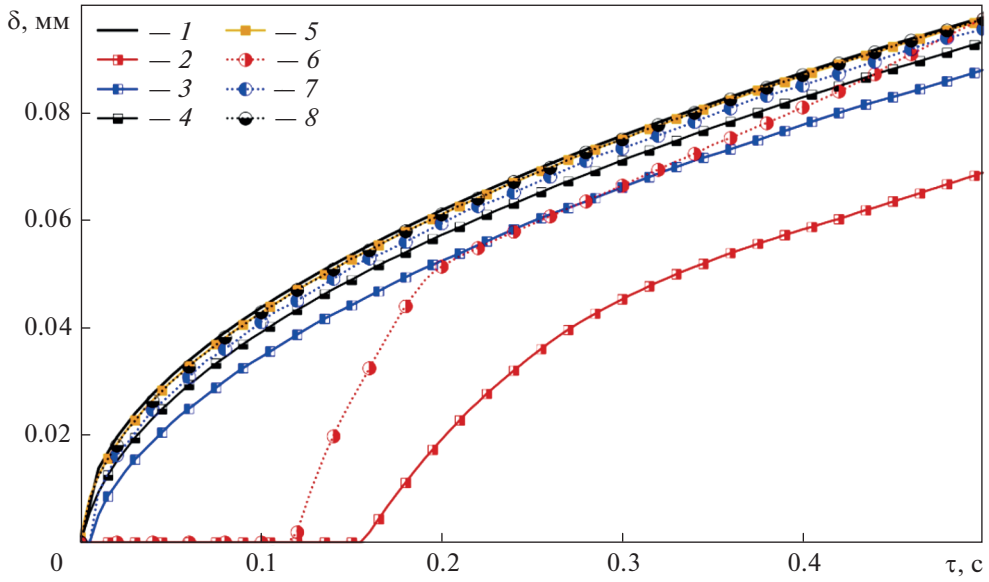


Рис. 2. Зависимость от времени τ толщины жидкой пленки пентана при T_{sat} = 309.15 K, ΔT = 20 K, рассчитанной по формуле (8) (*1*) и с использованием моделей LCA (*2–5*) и KRK (*6–8*).
N_x: *2* – 10; *3* – 50; *4* – 100; *5* – 200; *6* – 10; *7* – 50; *8* – 100

Расчеты толщины жидкой пленки δ были проведены при различных значениях $\Delta T = T_{sat} - T_{wall}$ для пентана, пропана, фреона R-21 и водяного пара. Результаты расчетов сравнивали с приближенным аналитическим решением задачи Стефана из работы [22]:

$$\delta(\tau) = \left\{2\tau\frac{\lambda_l}{c_{pl}\rho_l}\left[\frac{1}{2} + \frac{h_{lg}}{c_{pl}\left(T_{sat} - T_{wall}\right)}\right]^{-1}\right\}^{1/2}, \qquad (8)$$

где c_{pl} – удельная теплоемкость при постоянном давлении жидкой фазы, Дж/(кг · K).

На рис. 2 приведена зависимость толщины жидкой пленки пентана от времени при движении межфазной поверхности (φ = 0.5). На рисунке видно, что на грубой сетке (N_x = 10) в пристеночных контрольных объемах φ = 0.5 при τ = 0.1 с. При сгущении сетки толщина пленки, рассчитанная с использованием модели KRK, приближается к аналитическому решению и при N_x = 100 практически идентична ему. При расчетах с использованием модели LCA наблюдается аналогичная тенденция при уточнении сеточной модели. При N_x = 100 результаты расчета толщины пленки с помощью модели LCA отличаются от полученных по формуле (8) не более чем на 5 мкм (относительная погрешность после τ = 0.4 с не превышает 5%), поэтому соответствующее значение N_x было принято как достаточное.

Для проверки работоспособности модели LCA в широком диапазоне изменения физических свойств были проведены расчеты на сетке N_x = 100 при конденсации разных рабочих тел. При этом модифицированное число Якоба $\mathrm{Ja}^* = c_{p,l}\Delta T/h_{lg}$ изменялось от 0.017 (вода) до 0.95 (пропан). На рис. 3 видно хорошее соответствие между результатами расчетов и аналитического решения для всех рассмотренных вариантов.

В настоящей работе отношение плотности жидкости к плотности газа ρ_l/ρ_g для пропана (T_{sat} = 273.15 K, p_{sat} = 474.5 кПа) и фреона R-21 (T_{sat} = 333.15 K, p_{sat} = 521.5 кПа) равно примерно 50, для пентана (T_{sat} = 309.15 K, p_{sat} = 101.1 кПа) – 200, для воды (T_{sat} = 306.12 K, p_{sat} = 5.0 кПа) – 27900 (здесь p_{sat} – давление насыщения). Шаги по времени, а следовательно, и периоды численных расчетов для различных теплоносителей различаются существенно: наименьшее время заняли расчеты для пропана, а наибольшее – для воды. Это связано со значением максимальной скорости, возникающей в расчетной области, которое влияет на шаг по времени при фиксированном числе Куранта.

Продифференцировав (8) и использовав условие совместности на межфазной поверхности (аналогично работе [24]), можно получить формулу для скорости пара U_g, подтекающего к межфазной поверхности:

$$U_g = \frac{\rho_l}{\rho_g}U_i = \frac{\rho_l}{\rho_g}\left[\frac{1}{\tau}\left(\frac{\lambda_l}{c_{pl}\rho_l}\right)\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\mathrm{Ja}^*}\right)^{-1}\right]^{1/2},$$

где $U_i = \partial\delta/\partial\tau$ – скорость движения фронта жидкости.

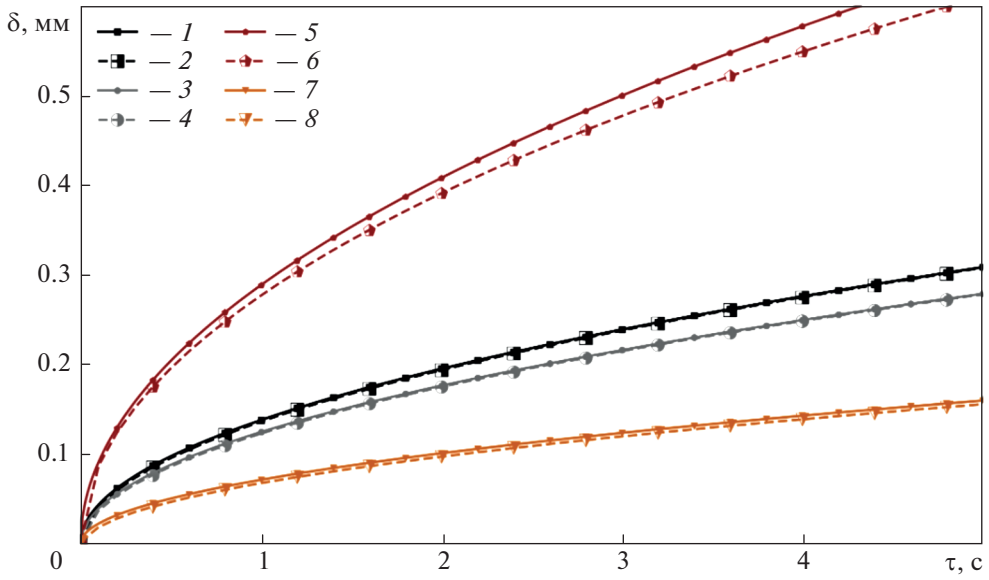


Рис. 3. Зависимость толщины жидкой пленки пентана (T_{sat} = 309.15 K, ΔT = 20 K) (*1*, *2*), фреона R-21 (T_{sat} = 333.15 K, ΔT = 25 K) (*3*, *4*), пропана (T_{sat} = 273.15 K, ΔT = 100 K) (*5*, *6*) и воды (T_{sat} = 306.12 K, ΔT = 10 K) (*7*, *8*) от времени τ. Расчет: *1*, *3*, *5*, *7* – по формуле (8); *2*, *4*, *6*, *8* – с использованием модели LCA

Из формулы следует, что именно отношение плотности жидкости к плотности газа является причиной радикального различия в значениях U_g для разных теплоносителей, так как скорости движения фронта жидкости у теплоносителей разнятся в существенно меньшей степени, чем отношения плотностей фаз (см. рис. 3). Значение отношения плотностей фаз для воды и есть причина возникновения больших скоростей в расчетной области, что ведет к уменьшению шага по времени и, соответственно, к увеличению времени расчетов. Можно констатировать, что водяной пар при давлении 5 кПа неудобен для верификации моделей конденсации, поэтому далее для верификации в качестве теплоносителя используются фреоны.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ О КОНДЕНСАЦИИ ПАРА НА ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ЦИЛИНДРЕ

Принципиальная схема расчетной области, использованная в настоящей работе для решения задачи конденсации с помощью кода OpenFOAM, показана на рис. 4. Она представляет собой квадрат, стороны которого равны 0.08 м, с вырезанным в нем кругом, диаметр которого соответствует диаметру цилиндра D_0. В работе [5] продемонстрировано, что учет трехмерности процесса приводит к более высоким частотам отрыва капель, но это практически не сказывается на интегральной теплоотдаче, поэтому в настоящей работе расчеты ограничиваются двумерной постановкой.

Использованные граничные условия в терминологии кода OpenFOAM представлены в табл. 1. Сверху (входная граница) в расчетную область поступает пар при скорости $U_y = -U_{in}$ и температуре равной температуре насыщения T_{sat}. На левой и правой границах принимали условия симметрии (нулевые производные по нормали) для всех переменных. На поверхности цилиндра задавали условия прилипания и непроницаемости, а также постоянную температуру T_{wall} и угол смачивания 90°. При решении линия контакта трех фаз

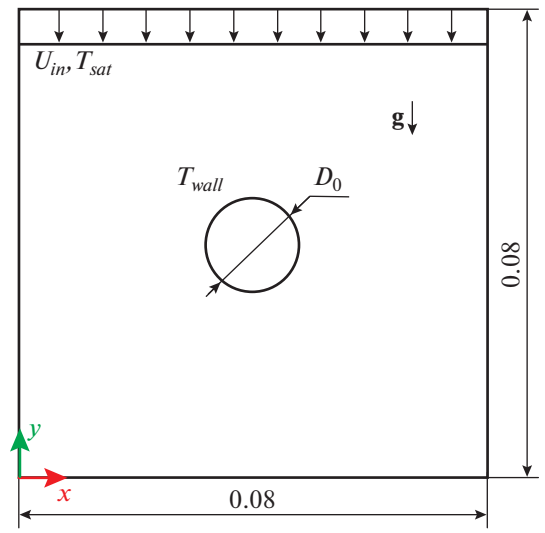


Рис. 4. Схема расчетной области для решения задачи конденсации на цилиндре

Таблица 1. Граничные условия, использованные в расчетах с использованием кода OpenFOAM

Граница	Показатель			
	U	p_{rgh}	T	φ
Вход	Type fixedValue Value (0; $-U_{in}$; 0)	Type zeroGradient	Type fixedValue Value T_{sat}	Type fixedValue Value 0
Левая и правая	Type zeroGradient	Type zeroGradient	Type zeroGradient	Type zeroGradient
Цилиндр	Type fixedValue Value 0	Type zeroGradient	Type fixedValue Value T_{wall}	Type ConstantAlphaContact Angle
Выход	Type inletOutlet InletValue (0; $-U_{in}$; 0) Value (0; 0; 0)	Type fixedValue Value 0	Type zeroGradient	Type inletOutlet InletValue 0 Value 0

на поверхности трубы отсутствовала, поэтому выбор значения угла смачивания не оказывал влияния на результаты моделирования. На нижней (выходной) границе задавали "выходные" граничные условия – постоянное давление $p = 0$ и нулевые производные по нормали к границе для остальных переменных. Если массовый поток на нижней границе оказывался направленным внутрь расчетной области, то скорость пара на соответствующих гранях контрольного объема принимали равной $U_y = -U_{in}$.

Предварительные расчеты показали, что при использовании стандартных "выходных" граничных условий (например, pressureInletOutletVelocity) устойчивость решения снижалась, а иногда оно и полностью разваливалось вследствие возникающих пульсаций скорости на межфазной границе капли в моменты, когда оторвавшиеся капли покидали расчетную область. "Выходные" граничные условия позволяют предотвратить этот негативный эффект.

Для уменьшения времени выхода на квазистационарный режим в начальный момент на поверхности цилиндра задавали пленку конденсата толщиной δ_0, соответствующей средней толщине согласно решению Нуссельта:

$$\delta_0 = \frac{1}{0.728}\sqrt[4]{\frac{\lambda_l \Delta T \nu_l D_0}{g \Delta\rho h_{lg}}},$$

где $\Delta\rho = \rho_l - \rho_g$ – разница плотностей фаз, кг/м^3; ν_l – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м^2/с.

Полученные в этом режиме результаты не зависят от начальной толщины жидкой пленки.

ИССЛЕДОВАНИЕ СЕТОЧНОЙ СХОДИМОСТИ

Для определения оптимальных параметров сеточной модели сначала рассматривали задачу конденсации насыщенного пара пентана (T_{sat} = 309.15 K), движущегося с небольшой скоростью U_{in} = 0.05 м/с по одиночной горизонтальной трубе диаметром D_0 = 19 мм при недогреве ΔT = 30 K. Физические свойства пентана и других теплоносителей определяли по данным NIST REFPROP [32].

Параметры сетки подбирали, следуя рекомендациям предыдущих работ [14, 16, 24]. Для построения сетки в коде OpenFOAM используется стандартная утилита BlockMesh, применение которой предполагает разделение расчетной области на геометрические примитивы (рис. 5). Область вокруг цилиндра разделена на две кольцевые подобласти, имеющие определенные размеры по радиусу (толщину). В первой подобласти *I* толщиной δ_0, примыкающей к трубе, в неравномерной сетке содержатся N_1 контрольных объемов, сгущающихся к стенке по геометрической прогрессии с коэффициентом прогрессии 1.2. Далее по радиусу располагается вторая область *II*, в которой размер контрольных объемов увеличивается с коэффициентом прогрессии 1.04, пока не достигнет значения $0.125b$, где $b = \sqrt{\sigma/(g\Delta\rho)}$ – капиллярная постоянная. Сетка по периметру цилиндра в этих подобластях поделена на четыре сектора: нижний, верхний и два боковых. Количество контрольных

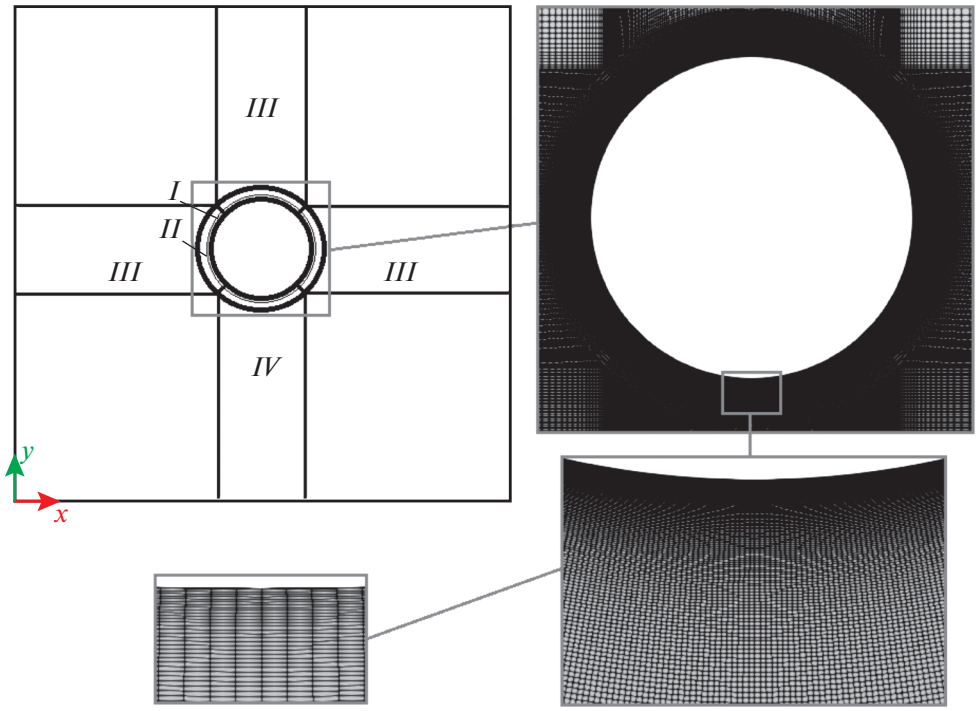


Рис. 5. Пример сеточной модели с кольцевыми (*I*, *II*) и прямоугольными (*III*, *IV*) областями

объемов одинакового размера по периметру цилиндра, приходящихся на нижний сектор, N_θ вычисляется по формуле

$$N_\theta = \frac{\pi D_0/4}{b/N_2},$$

где b/N_2 – линейный размер контрольной области в нижнем секторе по периметру цилиндра; N_2 – количество контрольных объемов, приходящихся на капиллярную постоянную, в нижнем секторе.

В боковых секторах число контрольных объемов составляет $0.75N_\theta$, в верхнем секторе – $0.5N_\theta$. В областях *III*, прилегающих к кольцевой подобласти, задается увеличение размеров контрольного объема при отдалении от цилиндра при коэффициенте прогрессии 1.1–1.2, в области *IV*, прилегающей к нижнему сектору расчетной области, размеры контрольного объема при отдалении от центра расчетной области не изменяются.

Сеточная модель, построенная на основе приведенного алгоритма, является функцией диаметра цилиндра, физических параметров рабочего вещества, теплового режима (при определении δ_0) и параметров N_1 и N_2. Использованная в расчетах сеточная модель, построенная для пентана при $D_0 = 19$ мм, $\Delta T = 30$ K, $N_1 = 12$, $N_2 = 20$, показана на рис. 5.

Для каждого расчета определяли поля давления, скорости, объемной доли жидкой фазы и поля температуры. По последним вычисляли плотности тепловых потоков на поверхности цилиндра. Зная распределение плотности теплового потока и температуры по поверхности цилиндра, можно найти локальные значения коэффициентов теплоотдачи α в определенный момент времени. Осредняя по поверхности значения α, рассчитывали средние значения коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}$, изменение которых во времени анализировали для определения сеточной сходимости полученного решения.

Относительные значения коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}/\alpha_{Nu}$ (здесь α_{Nu} – коэффициент теплоотдачи из решения Нуссельта), рассчитанные с использованием различных моделей конденсации на сетке при $N_1 = 6$ и $N_2 = 10$, в зависимости от времени приведены на рис. 6.

Коэффициент теплоотдачи α_{Nu} вычисляли по формуле

$$\alpha_{Nu} = 0.728\sqrt[4]{\frac{\lambda_l^3 g \Delta\rho h_{lg}}{\Delta T \nu_l D_0}}. \qquad (9)$$

Как видно на рисунке, при всех расчетах значения относительного коэффициента теплоотдачи после непродолжительного времени выходят на квазистационарный уровень.

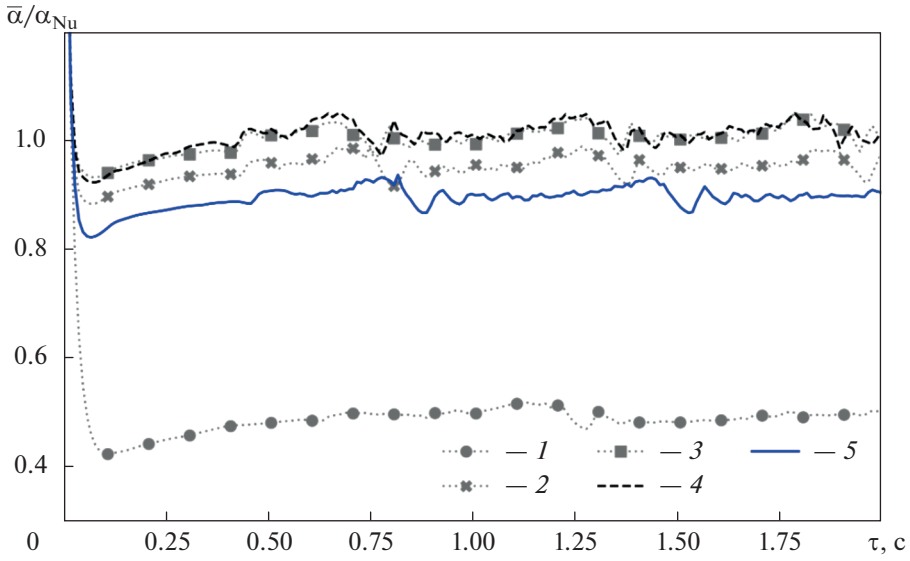


Рис. 6. Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}/\alpha_{Nu}$ на поверхности цилиндра при конденсации пентана (T_{sat} = 309.15 K, ΔT = 30 K) от времени.
Модель конденсации: *1* – LC, $C_l' = 10^3$; *2* – LC, $C_l' = 10^6$; *3* – LC, $C_l' = 10^8$; *4* – KRK; *5* – LCA

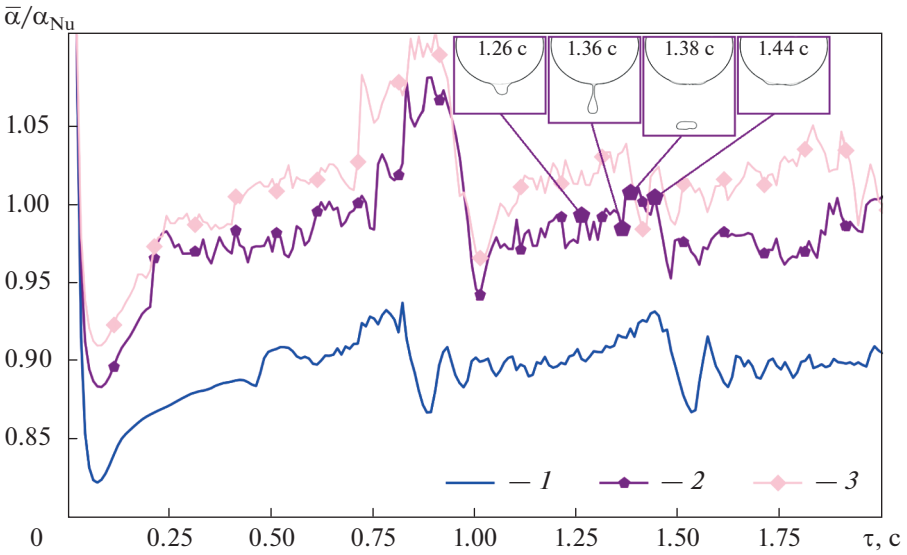


Рис. 7. Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}/\alpha_{Nu}$ на поверхности цилиндра при конденсации пентана (T_{sat} = 309.15 K, ΔT = 30 K) от времени при различных сеточных моделях.
Сеточная модель: *1* – $N_1 = 6$; $N_2 = 10$; *2* – $N_1 = 12$; $N_2 = 20$; *3* – $N_1 = 18$; $N_2 = 30$

Пульсации $\bar{\alpha}/\alpha_{Nu}$ связаны с динамикой отрыва капель (рис. 7). Для получения относительного коэффициента теплоотдачи, близкого к 1, при использовании модели LC необходимо было подбирать константу C_l'. При достаточно большом ее значении ($C_l' = 10^8$) были получены результаты, практически идентичные спрогнозированным KRK-моделью. Модели конденсации LCA и KRK обеспечивают значения $\bar{\alpha}/\alpha_{Nu}$, близкие к 1.0. Несмотря на то что модель KRK приводит к результатам, лучше согласующимся с теоретическим решением Нуссельта, время расчетов с ее применением увеличивается примерно в 1.5 раза по сравнению с LCA-моделью, что связано с дополнительными итерациями уравнения энергии. Для дальнейших вычислений используется LCA-модель.

Таблица 2. Относительные погрешности среднего по времени и поверхности коэффициента теплоотдачи при конденсации пентана (T_{sat} = 309.15 K, ΔT = 30 K), рассчитанные с использованием модели конденсации LCA

Параметр сетки		$\lvert\langle\bar{\alpha}\rangle - \alpha_{Nu}\rvert/\alpha_{Nu}$
N_1	N_2	
6	10	0.10
12	20	0.02
18	30	0.01

После того как было получено подтверждение того, что модель LCA дает согласующиеся с другими моделями результаты, было проведено более детальное исследование их сеточной независимости. На рис. 7 приведены результаты численного моделирования, выполненного с применением модели LCA на различных сетках. При уточнении сетки одновременно кратно изменялись параметры N_1 и N_2, в противном случае, при образовании "вытянутых" контрольных объемов, наблюдалась неустойчивость решения. На рисунке видно, что при более подробных сетках согласование результатов расчетов и аналитического решения улучшается, однако время расчетов увеличивается в несколько раз. Так, время расчетов с применением модели KRK на сетке при $N_1 = 6$, $N_2 = 10$ меньше времени расчетов с помощью модели LCA на сетке при $N_1 = 12$, $N_2 = 20$. Несмотря на это, преимуществом модели LCA является отсутствие модельных параметров, таких, например, как число итераций уравнения энергии в модели KRK.

При осреднении получается средний по времени и поверхности коэффициент теплоотдачи $\langle\bar{\alpha}\rangle$. Здесь и далее время начала осреднения соответствовало 1.0 с, после которого во всех рассматриваемых режимах начальные условия переставали влиять на значение $\langle\bar{\alpha}\rangle$. В табл. 2 представлены значения $\lvert\langle\bar{\alpha}\rangle - \alpha_{Nu}\rvert/\alpha_{Nu}$, соответствующие данным рис. 7. При уменьшении размеров контрольного объема у поверхности цилиндра в радиальном направлении до 4 мкм (с пропорциональным уменьшением азимутальных размеров), что соответствует сеточной модели при $N_1 = 18$, $N_2 = 30$, наблюдается стремление $\langle\bar{\alpha}\rangle$ к теоретическому решению Нуссельта.

При тестовых расчетах было установлено, что отношение размеров наибольшего и наименьшего ребер контрольного объема не должно превышать 10. Для дальнейших расчетов в качестве достаточного параметра для сеточной модели было принято $N_1 = 12$, а значение N_2 подбирали в соответствии с отношением $(b/N_2)/(\delta_0/N_1) \approx 10$, которое гарантирует, что контрольные области у поверхности конденсации не окажутся излишне вытянутыми.

Код CFD OpenFOAM оказался более требовательным к качеству используемой сетки по сравнению с ранее применявшимися кодами (ANES и ANSYS). В исследовательском коде ANES удалось использовать наиболее экономичную сетку, по-видимому, вследствие применения структурной сетки в цилиндрической системе координат.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИИ ПРАКТИЧЕСКИ НЕПОДВИЖНОГО ПАРА

На выбранной сетке была проведена серия расчетов конденсации насыщенного пара пентана на горизонтальном цилиндре при T_{sat} = 309.15 K и различных значениях ΔT. На рис. 8 приведены зависимости $\langle\bar{\alpha}\rangle/\alpha_{Nu}$ от ΔT, полученные при расчетах по формуле (9) и с использованием кодов ANES и OpenFOAM. Из рисунка следует, что результаты моделирования с помощью кодов OpenFOAM и ANES отличаются от расчетов по формуле (9) не более чем на 5%.

Отработанный алгоритм построения сеточной модели был применен к созданию сеток для расчетов конденсации фреона R-21 и пропана. На рис. 9, 10 представлены результаты расчетов конденсации практически неподвижного пара фреона R-21 при температуре насыщения 333.15 K.

На рис. 9 хорошо видно, что процессы имеют квазистационарный характер, который обусловлен периодическим отрывом капель конденсата.

Помимо результатов, полученных с помощью кода OpenFOAM, на рис. 10 приведены также данные из работы [16], в которой в идентичной постановке выполнены расчеты с использованием CFD-кодов ANES и ANSYS Fluent. Все рас-

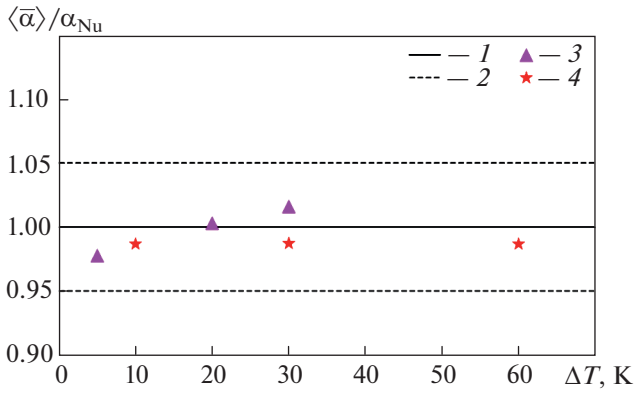


Рис. 8. Зависимости $\langle\bar{\alpha}\rangle/\alpha_{Nu}$ от ΔT при конденсации пентана, рассчитанные по формуле (9) (*1*), по формуле (9) ±5% (*2*), с помощью кодов ANES [24] (D_0 = = 25.4 мм, T_{sat} = 308.83 K) (*3*) и OpenFOAM (D_0 = = 19.0 мм, T_{sat} = 309.15 K) (*4*)

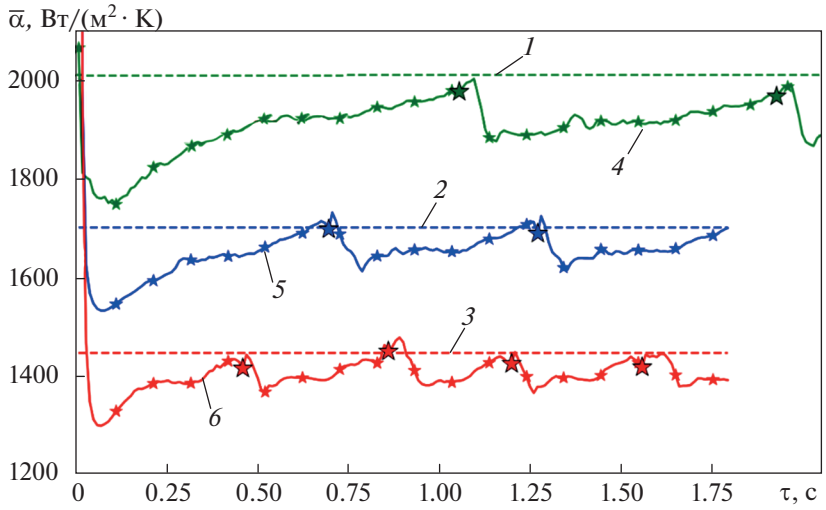


Рис. 9. Зависимости среднего коэффициента теплоотдачи на поверхности цилиндра при конденсации фреона R-21 (T_{sat} = 333.15 K) от времени, рассчитанные по формуле (9) (*1–3*) и с помощью кода OpenFOAM (*4–6*). Крупные маркеры соответствуют моментам отрыва капель.
ΔT, K: *1*, *4* – 10; *2*, *5* – 20; *3*, *6* – 40

четные точки отличаются от теоретической формулы (9) не более чем на 5%.

На рис. 11, 12 представлены результаты расчетов конденсации практически неподвижного пара пропана при T_{sat} = 313.15 K и ΔT = 20 K, проведенных с помощью кода OpenFOAM в настоящей работе, а также с использованием CFD-кодов ANES и ANSYS Fluent в [16]. Некоторые различия значений $\bar{\alpha}$ во времени, полученные при применении различных кодов, можно видеть на рис. 11, они обусловлены особенностями реализации процесса конденсации в кодах VOF-модели и, в частности, алгоритмов реконструкции межфазной поверхности, а также разницей в используемых сетках, что приводит к различной динамике свисающей капли и несколько различающимся временам отрыва капель. Несмотря на указанные особенности, значения $\langle\bar{\alpha}\rangle$ для разных температур насыщения, полученные с помощью различных кодов, в квазистационарном режиме отличаются от теоретической формулы (9) менее чем на 10% (см. рис. 12).

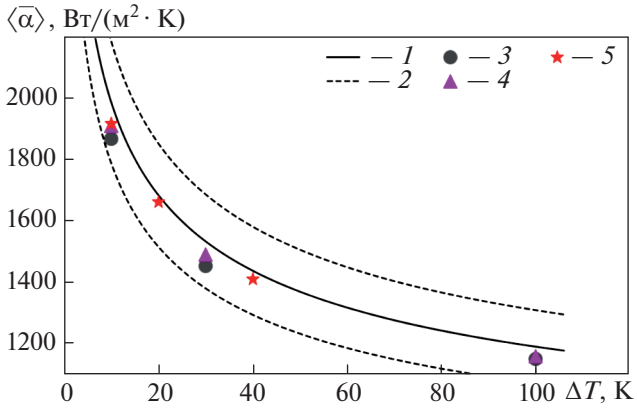


Рис. 10. Зависимости среднего по периметру трубы и по времени коэффициента теплоотдачи при конденсации фреона R-21 (T_{sat} = 333.15 K) от времени, рассчитанные по формуле (9) (*1*), по формуле (9) ±5% (*2*) и с помощью кодов ANSYS [16] (*3*), ANES [16] (*4*), OpenFOAM (настоящая работа) (*5*)

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИИ ДВИЖУЩЕГОСЯ ПАРА

Для постановки задачи моделирования конденсации движущегося пара существуют аналитические решения, которые обычно представляются в безразмерных формах с помощью чисел подобия, например числа Нуссельта Nu, числа Рейнольдса Re', числа F:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\langle\bar{\alpha}\rangle D_0}{\lambda_l}; \quad \mathrm{Re'} = \frac{U_{in} D_0}{\nu_l}; \quad \mathrm{F} = \frac{g\, D_0 \mu_l h_{lg}}{U_{in}^2 \lambda_l \Delta T},$$

где μ_l – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па · с.

В таких переменных решение Нуссельта [формулу (9)] можно записать в виде

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\sqrt{\mathrm{Re'}}} = 0.728\sqrt[4]{\mathrm{F}}. \qquad (10)$$

Одним из первых аналитических решений задачи о конденсации движущегося пара было решение Шекриладзе [33]:

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\sqrt{\mathrm{Re'}}} = 0.64\left[1 + (1 + 1.68\mathrm{F})^{0.5}\right]^{0.5}. \qquad (11)$$

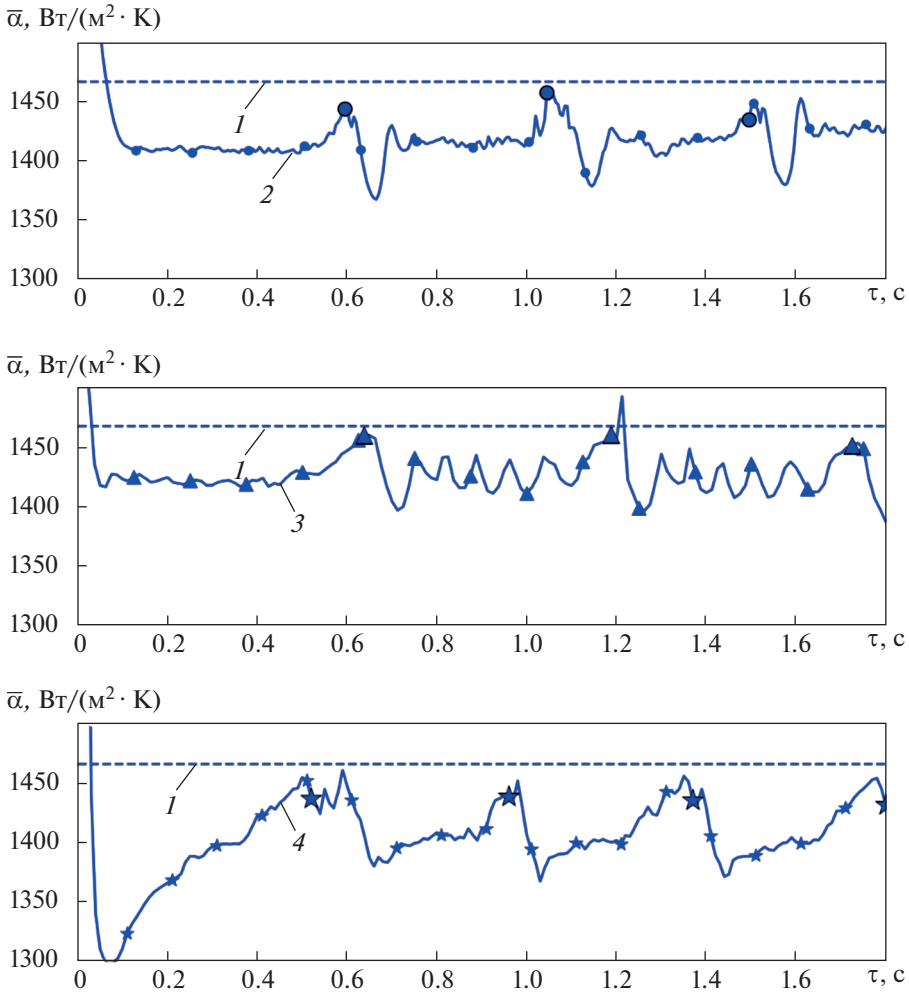


Рис. 11. Зависимости среднего коэффициента теплоотдачи на поверхности при конденсации пропана ($\Delta T = 20$ K) от времени, рассчитанные по формуле (9) ($T_{sat} = 333.15$ K) (*1*) и с помощью кодов ANSYS [16] (*2*), ANES [16] (*3*), OpenFOAM (настоящая работа) (*4*). Крупные маркеры соответствуют моментам отрыва капель

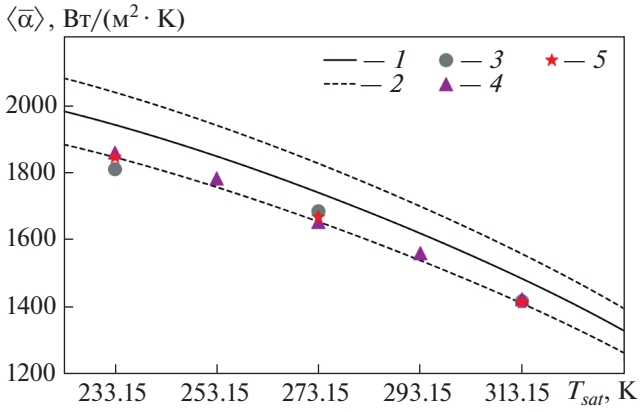


Рис. 12. Зависимости среднего по периметру трубы и по времени коэффициента теплоотдачи при конденсации пропана ($\Delta T = 20$ K) от времени, рассчитанные по формуле (9) (*1*), по формуле (9) ±10% (*2*) и с помощью кодов ANSYS [16] (*3*), ANES [16] (*4*), OpenFOAM (настоящая работа) (*5*)

Важно отметить, что выражение (11) получено для решения при постоянной температуре внешней поверхности трубы и в предположении, что течение пара около трубы потенциальное. Однако известно, что при обтекании труб однофазный поток близок к потенциальному только при малых числах Рейнольдса, и даже с учетом того, что конденсация должна стабилизировать пограничный слой, предположение о потенциальности становится некорректным при больших скоростях набегающего потока.

Далее представлены результаты численного моделирования следующих вариантов конденсации насыщенного пара фреона, обтекающего горизонтальную трубу:

фреон R-113, $D_0 = 12.5$ мм, $T_{sat} = 320.74$ K, $\Delta T = 20$ K, $U_{in} = 0.5$, 1.0, 2.0, 4.0 и 6.0 м/с;

фреон R-21, $D_0 = 16.0$ мм, $T_{sat} = 333.15$ K, $\Delta T = 30$ K, $U_{in} = 1.0$, 3.0 и 5.0 м/с.

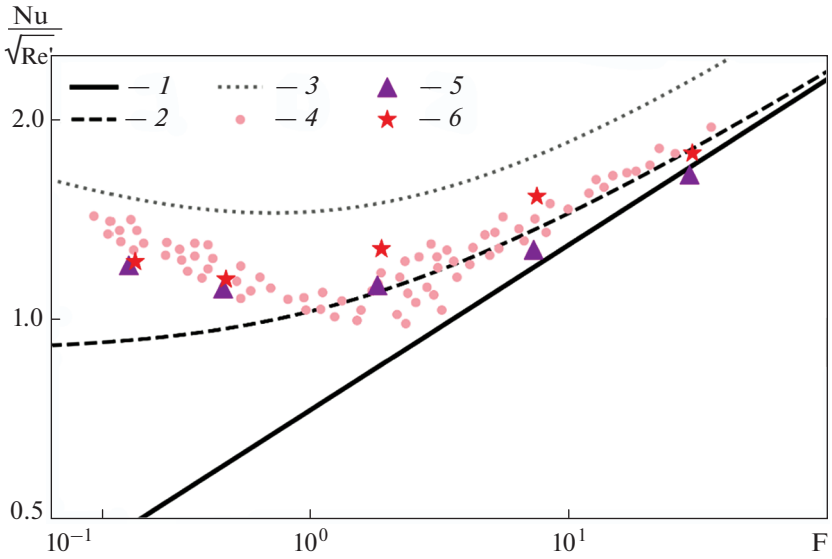


Рис. 13. Интенсивность теплоотдачи при конденсации пара фреона R-113 (T_{sat} = 320.74 K, ΔT = 20 K) в зависимости от числа F.
Расчет: *1* – по формуле (10); *2* – по формуле (11); *3* – по формуле из [35]; с помощью кодов ANES [17] (*5*) и OpenFOAM (настоящая работа) (*6*); *4* – экспериментальные данные [34]

Выбранные условия конденсации пара фреона R-113 соответствуют условиям экспериментальной работы [34], в которой авторы указывают на “аномальную” по сравнению с формулой (11) интенсификацию теплообмена при увеличении скорости парового потока.

На рис. 13 приведены результаты расчетов конденсации пара фреона R-113 в безразмерных координатах. На рисунке видно, что численное моделирование с использованием CFD-кодов ANES [17] и OpenFOAM также предсказывает интенсификацию теплообмена при конденсации с увеличением скорости потока. При обработке результатов численных расчетов, как и в работе [17], при определении безразмерных чисел подобия в качестве определяющих использовали следующие свойства конденсата:

$$\rho_{l,ref} = [\rho_l(T_{sat}) + \rho_l(T_{wall})]/2;$$
$$\lambda_{l,ref} = [\lambda_l(T_{sat}) + \lambda_l(T_{wall})]/2;$$
$$\mu_{l,ref} = \mu_l(T_{ref}); \quad T_{ref} = \frac{3}{4}T_{wall} + \frac{1}{4}T_{sat},$$

где $\rho_{l,ref}$, $\lambda_{l,ref}$, $\mu_{l,ref}$ – определяющие свойства жидкости; T_{ref} – определяющая температура жидкости, K (*ref* – от англ. reference).

На рис. 14 показаны поля относительной вертикальной скорости U_y/U_{in} в моменты, когда происходит отрыв конденсата от пленки. Как видно на рисунке, внешний поток пара не является потенциальным, а за цилиндром возникают периодически отрывающиеся вихри. При малой скорости набегающего потока (2 м/с) конденсат отрывается в виде капель. При больших скоростях (4 и 6 м/с) вихри за цилиндром сильнее воздействуют на конденсат, вследствие чего формирующаяся капля растягивается и дробится. В результате взаимодействия внешнего потока нависающий конденсат перекатывается из стороны в сторону по нижней поверхности цилиндра, поэтому срыв конденсата может происходить не только на нижней образующей, но и сбоку. Также на рисунке можно наблюдать воздействие возвратного течения вихрей под цилиндром на жидкую пленку, вследствие чего на нижней образующей цилиндра толщина пленки не всегда наибольшая, хотя при конденсации неподвижного пара именно на этой образующей вырастает капля конденсата. “Аномальную” интенсификацию теплообмена можно связать с этими эффектами.

Такая же интенсификация зафиксирована и при численном моделировании конденсации движущегося пара фреона R-21. На рис. 15 показано хорошее согласование результатов расчета с использованием кода OpenFOAM с результатами расчетов с помощью кодов ANES и ANSYS Fluent, первоначально представленными в [16].

В работе [35] авторы проводят численное решение уравнений сохранения массы, импульса и энергии для пленки конденсата и внешнего потока с использованием различных моделей турбулентности в паре и конденсате при условии, что скорость в пограничном слое пара соответствует потенциальному течению вокруг цилиндра. Формула, представленная в работе [35], предсказывает интенсификацию теплообмена по сравнению с

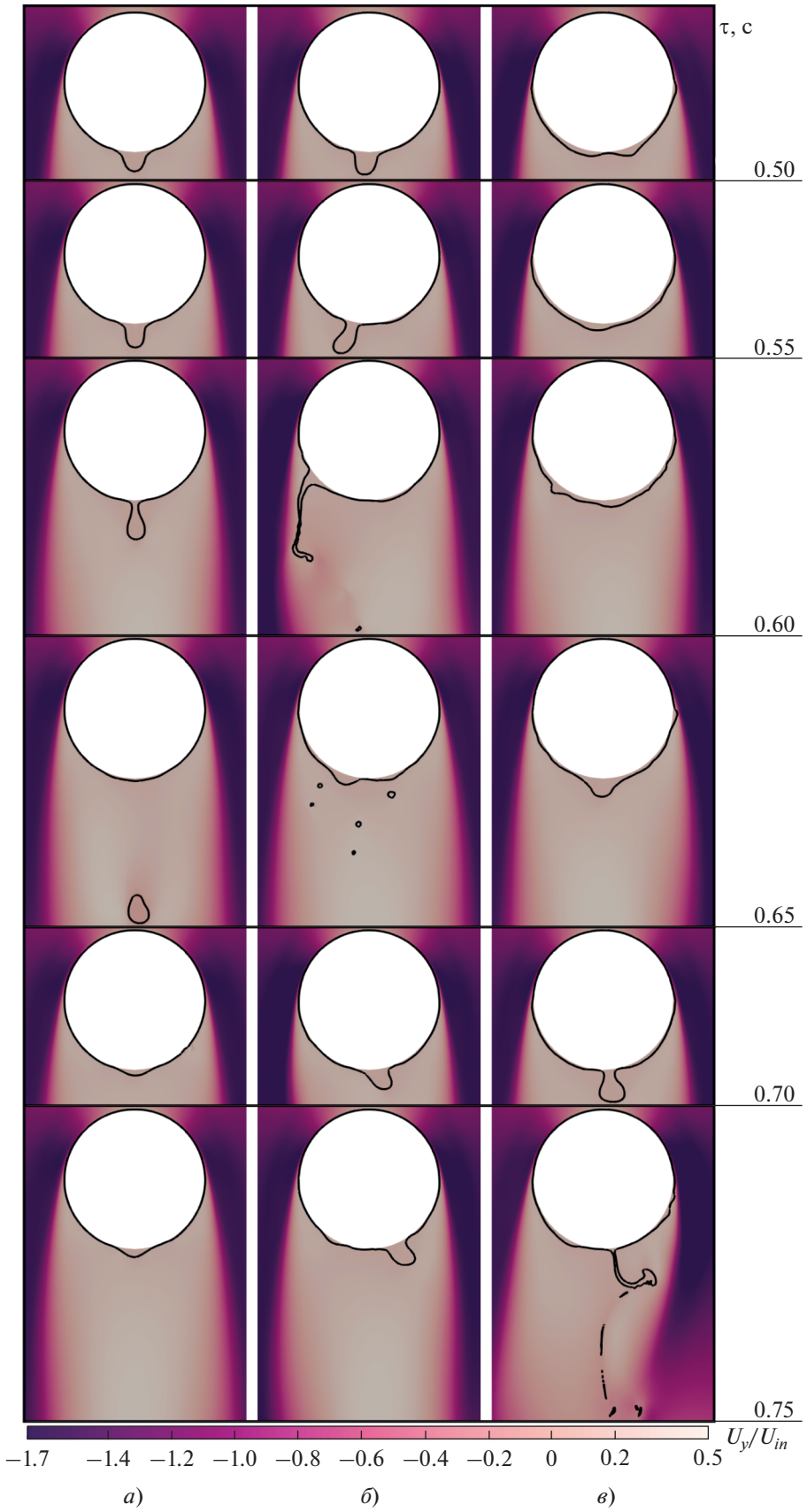


Рис. 14. Поля модуля относительной скорости при конденсации пара фреона R-113 (T_{sat} = 320.74 K, ΔT = 20 K). U_{in}, м/с: *а* – 2; *б* – 4; *в* – 6

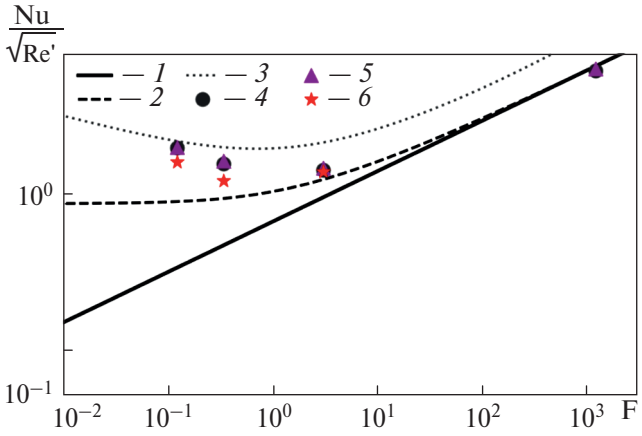


Рис. 15. Интенсивность теплоотдачи при конденсации пара фреона R-21 (T_{sat} = 333.15 K, ΔT = 30 K) в зависимости от числа F.
Расчет: *1* – по формуле (10); *2* – по формуле (11); *3* – по формуле из [35]; с помощью кодов ANSYS [16] (*4*), ANES [16] (*5*) и OpenFOAM (настоящая работа) (*6*)

формулой (11) при увеличении скорости. В настоящей работе интенсификация связана с воздействием внешнего потока на пленку, течение в которой остается ламинарным. Для анализа течения пленки можно использовать число Рейнольдса, которое в задачах о пленочной конденсации определяется следующим образом:

$$\mathrm{Re}_f = \frac{4\langle\bar{\alpha}\rangle\Delta T\pi D_0}{h_{lg}\mu_l}.$$

Значения Re_f (f – от англ. film) в режимах, показанных на рис. 14, составляют 50–130, что существенно меньше значения, соответствующего турбулентному переходу (около 1600). Эта оценка дополнительно указывает на преобладающее влияние именно структуры внешнего потока на процесс теплообмена при конденсации движущегося пара.

ВЫВОДЫ

1. При валидации на одномерной задаче Стефана о движении фронта обеспечивается работоспособность внедренной в CFD-код модели OpenFOAM для определения процессов тепло- и массообмена на межфазной границе, в том числе для воды при давлении 5 кПа и отношении плотностей жидкой и паровой фаз до 27900.

2. При сравнении результатов расчетов конденсации неподвижного и движущегося насыщенного пара, полученных с помощью CFD-кода OpenFOAM и внедренных в него моделей конденсации и турбулентности, получено хорошее согласие с теоретическими решениями.

3. Кросс-верификация кода OpenFOAM с привлечением данных, полученных с использованием кодов ANES и ANSYS Fluent, показала, что внедренные в код модели приводят к согласующимся результатам по конденсации на поверхности одиночной трубы (2D-постановка) неподвижных и движущихся паров низкокипящих теплоносителей.

4. Использованная в работе модифицированная модель конденсации Lee может быть рекомендована для внедрения в различные CFD-коды для расчетов методом VOF процессов конденсации движущегося пара.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Современная** ситуация и тенденции в проектировании и эксплуатации конденсаторов мощных паровых турбин ТЭС и АЭС: учеб. пособие / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, М.А. Ниренштейн, Н.В. Желонкин, Д.В. Брезгин, И.Б. Мурманский, Н. Гомборагчаа; под общ. ред. Ю.М. Бродова. Екатеринбург: УрФУ, 2019.
2. **Повышение** эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок: учеб. пособие / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, В.И. Брезгин, Д.В. Брезгин, С.Н. Блинков. Екатеринбург: УрФУ, 2012.
3. **Руководящие** указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций. М.: ПО “Союзтехэнерго”, 1982.
4. **Шкловер Г.Г., Мильман О.О.** Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1985.
5. **Minko K.B., Artemov V.I., Klementiev A.A.** CFD simulation of the inundation effect for saturated propane vapor condensation on the surface of a horizontal tube using the volume of fluid method // Int. Commun. Heat Mass Transfer. 2024. V. 154. P. 107432. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107432
6. **Kharangate C.R., Mudawar I.** Review of computational studies on boiling and condensation // Int. J. Heat Mass Transfer. 2017. V. 108. Part A. P. 1164–1196. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.065
7. **Szijártó R., Badillo A., Prasser H.** Condensation models for the water–steam interface and the volume of fluid method // Int. J. Multiphase Flow. 2017. V. 93. P. 63–70. https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2017.04.002
8. **Код** ANSYS Fluent. [Электрон. ресурс.] https://www.ansys.com (Дата обращения 24.04.2024.)
9. **Код** Star-CCM+. [Электрон. ресурс.] https://star-ccm.com/ (Дата обращения 24.04.2024.)
10. **Код** FlowVision. [Электрон. ресурс.] https://flowvision.ru/ru (Дата обращения 24.04.2024.)

11. **Lee W.H.** A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling // Multiphase Transport: Fundamentals, Reactor Safety, Applications / Ed. by T.N. Veziroglu. Washington, DC: Hemisphere Publishing, 1980. P. 407–432.
12. **Minko K.B.** Numerical simulation of steam condensation on the surface of a horizontal tube using the VOF method: A comment on the results from Li Shu and Yonglin Ju paper "Numerical study on the condensation characteristics of various refrigerants outside a horizontal plain tube at low temperatures" // Int. J. Therm. Sci. 2023. V. 192. Is. 3. P. 108432. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108432
13. **Код** ANES. [Электрон. ресурс.] http://anes.ch12655.tmweb.ru/ (Дата обращения 24.04.2024.)
14. **Моделирование** процессов конденсации хладонов в вертикальных трубах методом VOF / К.Б. Минко, В.И. Артемов, Г.Г. Яньков, А.В. Птахин // Теплоэнергетика. 2023. № 7. С. 70–87. https://doi.org/10.56304/S0040363623070044
15. **Моделирование** процессов конденсации хладона R113 в горизонтальной трубе методом VOF / Г.Г. Яньков, О.О. Мильман, К.Б. Минко, В.И. Артемов // Теплоэнергетика. 2023. № 11. С. 26–41. https://doi.org/10.56304/S0040363623110139
16. **Минко К.Б., Артемов В.И., Клементьев А.А.** Моделирование процессов пленочной конденсации движущегося пара фреона-21 на пакете горизонтальных труб методом VOF // Теплоэнергетика. 2024. № 6. С. 15–33. https://doi.org/10.1134/S004060152406003X
17. **Моделирование** процессов конденсации насыщенного пара из нисходящего потока на поверхности горизонтальной трубы методом VOF / К.Б. Минко, В.И. Артемов, А.А. Клементьев, С.Н. Андреев // Теплоэнергетика. 2023. № 12. С. 31–46. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107432
18. **OpenFOAM**, the OpenFOAM Foundation. 2017. https://openfoam.org/release/6/.
19. **Lee D.H., Kharangate C.R., Mascarenhas N.** Experimental and computational investigation of vertical downflow condensation // Int. J. Heat Mass Transfer. 2015. V. 85. P. 865–879. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.02.037
20. **Development** and modified implementation of the Lee model for condensation simulation with numerical oscillation suppression / Y. Zhang, G. Li, G. Zhang, Sh. Ding // Appl. Therm. Eng. 2023. V. 231. P. 120872. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120872
21. **Rattner A.S., Garimella S.** Simple mechanistically consistent formulation for volume-of-fluid based computations of condensing flows // J. Heat Transfer. 2014. V. 136. Is. 7. https://doi.org/10.1115/1.4026808
22. **Kleiner T., Rehfeldt S., Klein H.** CFD model and simulation of pure substance condensation on horizontal tubes using the volume of fluid method // Int. J. Heat Mass Transfer. 2019. V. 138, P. 420–431. https://api.semanticscholar.org/CorpusID:146113693
23. **Код** солвера для OpenFOAM. [Электрон. ресурс.] https://github.com/ThomasKleiner/tpcMultiRegionFoam (Дата обращения 24.04.2024.)
24. **Минко К.Б., Артемов В.И., Клементьев А.А.** Моделирование методом VOF процессов конденсации неподвижного и движущегося насыщенного пара на поверхности горизонтальной трубы // Теплоэнергетика. 2023. № 3. С. 20–39. https://doi.org/10.1134/S0040601523030059
25. **Menter F.R.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. 1994. V. 32. P. 1598–1605.
26. **The importance** of turbulence during condensation in a horizontal circular minichannel / E. Da Riva, D. Del Col, S. Garimella, A. Cavallini // Int. J. Heat Mass Transfer. 2012. V. 55. Is. 13–14. P. 3470–3481. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.02.026
27. **Ubbink O., Issa R.I.** A method for capturing sharp fluid interfaces on arbitrary meshes // J. Comput. Phys. 1999. V. 153. Is. 1. P. 26–50. https://doi.org/10.1006/jcph.1999.6276
28. **Santiago M.D.** An extended mixture model for the simultaneous treatment of short and long scale interfaces: Ph.D. thesis. Argentina, Santa Fe: National University of the Littoral, 2013.
29. **Brackbill J., Kothe D.B., Zemach C.** A continuum method for modeling surface tension // J. Comput. Phys. 1992. V. 100. Is. 2. P. 335–354.
30. **Патанкар С.** Численные методы решения задач тепломассообмена и динамики жидкости: пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1984.
31. **Issa R.** Solution of the implicit discretized fluid flow equations by operator splitting // J. Comput. Phys. 1986. V. 62. P. 40–65. https://doi.org/10.1016/0021-9991(86)90099-9
32. **Software** REFPROP. NIST Standard Reference Database, version 9 / J. Gallagher, M. McLinden, G. Morrison, M. Huber. USA, Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2010.
33. **Шекриладзе И.Г.** К вопросу анализа процессов ламинарной пленочной конденсации движущегося пара // ИФЖ. 1977. Т. 32. № 2. С. 221–225.
34. **Lee W.C., Rahbar S., Rose J.W.** Film condensation of refrigerant-113 and ethanediol on horizontal tube of vapor velocity // J. Heat Transfer. 1984. V. 106. Is. 3. P. 524–530. https://doi.org/10.1115/1.3246710
35. **Homescu D., Panday P.** Forced convection condensation on a horizontal tube: influence of turbulence in the vapor and liquid phases // J. Heat Transfer. 1999. V. 121. P. 874–885. https://doi.org/10.3329/jme.v40i2.5347

Cross-Verification of OpenFOAM Code with Embedded Models for Calculation of Film Condensation Processes by the VOF Method

A. A. Klementyev[a], *, K. B. Minko[a], and V. I. Artemov[a]

[a] *National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia*

**e-mail: ya.art-klementiev@yandex.ru*

Abstract—Surface film condensation processes occur in many technical devices. For the calculation of industrial capacitors, empirical methods are usually used, which, however, are insensitive to some factors affecting the intensity of these processes, which limits the range of their application for design. Using existing methods, it is possible for one to calculate the heat-exchange surface area required to maintain the required heat flow, but it is not possible to specify the layout of the tubes in the condenser, which determines the flow of the vapor-liquid mixture in the intertube space and, ultimately, the efficiency of the device. To design more efficient condensers, it is necessary to improve the methods, including those based on data obtained using modern methods of numerical modeling of heat and mass transfer processes. One of the promising methods for calculating surface condensation processes in tube bundles is the Volume of Fluid (VOF) method, supplemented by models for taking into account heat and mass transfer at the interphase surface. The VOF method has been implemented in some commercial codes, but the settings of the code parameters and the choice of a suitable mesh and turbulence model for calculating the condensation processes of moving vapor are not at all obvious. Previously, the authors of this work proposed and implemented a modified model of W.H. Lee in the research CFD code ANES and the commercial CFD code ANSYS Fluent for calculating heat and mass transfer processes at the interphase surface using the VOF method. The model was verified on typical problems and limited data for tube bundles. In this paper, condensation and turbulent vapor flow models are implemented in the open-source CFD code OpenFOAM. The models were validated on Stefan problems and condensation of moving and stationary vapor of various heat carriers, and cross-verification of OpenFOAM, ANES, and ANSYS Fluent codes was carried out.

Keywords: film condensation, horizontal pipe, moving vapor, numerical simulation, VOF method, code cross-verification, OpenFOAM, ANES, ANSYS Fluent