

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНДЕНСАЦИИ НАСЫЩЕННОГО ПАРА R-142b
В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБЕ МЕТОДОМ VOF
В СОПРЯЖЕННОЙ СО СТЕНКОЙ ПОСТАНОВКЕ¹

© 2025 г. Г. Г. Яньков^{a, b}, К. Б. Минко^{b, *}, О. О. Мильман^{a, c}, В. И. Артемов^{a, b}

^aКалужский государственный университет им. К.Э. Циолковского,
ул. Степана Разина, д. 26, г. Калуга, 248023 Россия

^bНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

^cЗАО “Научно-производственное внедренческое предприятие “Турбокон””,
ул. Комсомольская Роцца, д. 43, г. Калуга, 248010 Россия

*e-mail: minkokb@gmail.com

Поступила в редакцию 28.08.2024 г.

После доработки 14.09.2024 г.

Принята к публикации 25.09.2024 г.

Благодаря современному уровню мощных компьютерных (computational fluid dynamics – CFD) кодов, разработанных моделей и алгоритмов численное моделирование стало эффективным инструментом изучения двухфазных потоков, анализа всей совокупности протекающих в них процессов и получения данных о локальных характеристиках течения, с трудом поддающихся непосредственному измерению. Активное внедрение новых моделей в различные CFD-коды должно сопровождаться их кросс-верификацией, результаты которой могут служить основанием для выбора наиболее точных, эффективных и универсальных моделей и алгоритмов. В настоящей работе анализируются результаты решения задачи о конденсации насыщенного пара фреона R-142b в горизонтальной трубе в сопряженной со стенкой постановке с использованием двух CFD-кодов – ANES и ANSYS Fluent. Внутренний диаметр медной трубы – 28 мм, ее длина – 2.75 м, толщина стенки – 2 мм, массовая скорость пара равна 47 кг/(м² · с). Исследования актуальны для теплоутилизационных установок на базе органического цикла Ренкина. Расчеты выполнены с применением модифицированной модели Lee, предложенной ранее авторами статьи и реализованной в CFD-коде ANES, разработанном на кафедре инженерной теплофизики НИУ МЭИ. Кросс-верификация алгоритмов VOF, реализованных в кодах ANES и ANSYS Fluent, показала, что результаты моделирования конденсации насыщенного пара в горизонтальной трубе, полученные с помощью указанных кодов, хорошо согласуются друг с другом и близки к эмпирическим зависимостям, рекомендованным в литературных источниках (M. Shah) для расчета конденсации в горизонтальном канале. Представлены данные о распределении локальных характеристик теплоотдачи по внутренней стенке трубы, демонстрирующие существенную неоднородность коэффициента теплоотдачи как по длине трубы, так и по ее периметру.

Ключевые слова: конденсация, горизонтальная труба, численное моделирование, метод VOF, сопряженная постановка, неоднородность температуры стенки, локальная теплоотдача

DOI: 10.56304/S0040363624700656

В последнее время для моделирования характеристик двухфазных течений в каналах все чаще используется метод Volume of fluid (VOF) [1], который позволяет визуализировать эволюцию межфазной поверхности и предсказать локальные параметры потока, которые чрезвычайно сложно определить экспериментальными методами. В этом плане показательной является работа [2], посвященная исследованию адиабатного

нисходящего водовоздушного потока, в котором реализуется кольцевой режим течения в трубе диаметром 32.5 мм (длина моделируемой области 600 мм). Авторы [2] моделировали режимы ламинарного течения пленки с числом Рейнольдса равным 1250 и турбулентным потоком воздуха (с числом Рейнольдса 25000 и 30000). Следует отметить, что проведение измерений даже для адиабатного водовоздушного потока – весьма непростая задача, требующая не только высокого мастерства экспериментаторов, но и использования самых современных методов диагности-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 22-19-00495). <https://rscf.ru/project/22-19-00495/>

ки потоков. Сравнение данных, полученных опытным путем, с результатами численного моделирования, выполненного авторами [2], показало хорошее согласие локальных характеристик течения. Эта работа наглядно демонстрирует эффективность численного моделирования, которое для многих задач с тепло- и массообменом оказывается единственным инструментом исследования локальной структуры и параметров двухфазного потока.

Метод VOF, дополненный моделями для описания тепло- и массообмена на межфазной границе, часто применяется для расчета процессов конденсации пара внутри труб различной ориентации [3–8]. В опубликованных работах чаще рассматривается конденсация в каналах малого диаметра [5–8]. При небольших диаметрах труб увеличивается диапазон существования кольцевого режима, волнообразный режим практически исчезает при диаметре канала $d_0 \leq 1$ мм [9], уменьшается влияние сил плавучести и становится более обоснованным использование стационарной модели VOF. Немаловажное обстоятельство – возможность применения более качественных сеток. При переходе к трубам “стандартных” диаметра (20–30 мм) и длины (несколько метров), как правило, сильно возрастает отношение продольных и угловых размеров к поперечным размерам контрольных объемов (КО) сетки, что при использовании неструктурированных сеток может привести к появлению “паразитных” скоростей в окрестности межфазной границы. Это обстоятельство оказывается существенным при моделировании течения тонких пленок жидкости [10]. Так, например, тестовые расчеты конденсации на внешней поверхности одиночной круглой трубы, выполненные А.А. Клементьевым с помощью кода OpenFoam [11], показали, что подобная проблема возникает в случае, когда отношение максимального размера КО к минимальному превышает 10. Возможно, именно указанные особенности являются причиной отсутствия в опубликованных литературных источниках результатов моделирования конденсации пара в каналах, диаметр которых превышает 20 мм.

В [12, 13] представлены данные моделирования конденсации различных рабочих тел на поверхности одиночных гладких горизонтальных труб методом VOF. Все расчеты выполнялись в авторском CFD-коде ANES [14]. При сравнении результатов моделирования с данными [15], полученными с помощью CFD-кода ANSYS Fluent [16], наблюдалось их существенное расхождение при использовании одних и тех же математических моделей. Еще более удивительным оказалось значительное отличие результатов [15] от хорошо известной зависимости Нуссельта при снижении температуры насыщения пропана от

313.15 до 233.15 К. На это обстоятельство обращает внимание автор [17]. Анализ тестовых расчетов, выполненных с применением кода ANSYS Fluent, показал, что результаты моделирования чувствительны не только к известной константе Lee [18], но и к алгоритмам решения уравнения для объемной доли жидкости γ . По-видимому, причина заключается в том, что явные схемы решения данного уравнения предполагают коррекцию значения γ при “переливе/недоливе” ячеек с помощью вытекающих потоков и при фильтрации значений γ в ячейках при небольшом отличии γ от 0 или 1. В некоторых случаях проблема проявляется в невозможности межфазной поверхности “перейти” в соседний контрольный объем. Поэтому тестирование разработанных моделей, алгоритмов и их реализаций в различных CFD-кодах – чрезвычайно важная задача.

Следует отметить, что с увеличением размеров канала возрастает необходимость учета неоднородности температуры стенки по периметру [19, 20]. В большинстве работ при моделировании конденсации применяются граничные условия на внутренней стенке трубы с постоянными значениями температуры или плотности теплового потока. В [4] было показано, что использование граничных условий с заданными коэффициентом теплопередачи от внутренней стенки трубы к охлаждающей жидкости и ее температурой дает более реалистичные результаты. Этот подход в наибольшей степени полезен для анализа процесса конденсации в тонкостенных трубах, для которых можно пренебречь теплопроводностью по угловой и продольной координатам.

Цель настоящей работы – моделирование конденсации насыщенного пара фреона R-142b в сопряженной со стенкой постановке с использованием CFD-кодов ANES и ANSYS Fluent. В рассматриваемой постановке задачи воспроизводятся особенности экспериментального стенда, созданного НПВП “Турбокон”. Параметры моделируемого режима соответствуют расслоенному течению двухфазной среды [21]. Выбор такого режима обусловлен стремлением авторов настоящей работы оптимизировать временные затраты при выполнении расчетов и анализе имеющихся рекомендаций по настройкам кода ANSYS Fluent для проведения последующих исследований.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В работе рассматривается конденсация насыщенного пара хладона R-142b в горизонтальной медной трубе диаметром 32×2 мм и длиной $l_0 = 2.75$ м при давлении $p_0 = 1.53$ МПа и фиксированной массовой скорости пара $m_0 = 47.0$ кг/(м²·с) на входе в трубу. Плотность теплового потока на

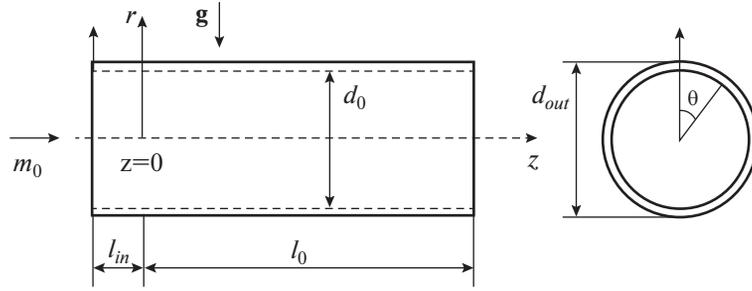


Рис. 1. Схема расчетной области.

z, r – продольная и радиальная координаты; g – вектор ускорения свободного падения, m/c^2 ; θ – угол

внешней поверхности трубы составляет $23.7 \text{ кВт}/\text{м}^2$. Данное значение выбрано из соображений полной конденсации пара на расстоянии примерно 2 м от входа в охлаждаемый участок. Схема канала представлена на рис. 1.

В начале расчетной области помещен адиабатный участок длиной $l_{in} = 0.25 \text{ м}$. Считалось, что теплопроводность стенки на этом участке равняется нулю. На вход в трубу подавался насыщенный пар, имеющий стержневой профиль скорости.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТНОЙ СЕТКИ

Для расчетов в работе использовались коды ANES и ANSYS Fluent. Далее представлено описание математической модели VOF, реализованной в CFD-коде ANES [14]. В модели VOF двухфазная среда описывается односкоростной однотемпературной гомогенной моделью, истинные свойства фаз которой считаются постоянными. Система уравнений модели состоит из уравнения баланса объемной доли жидкой фазы γ , уравнения неразрывности, записанного через плотность объемного потока среды, т.е. скорость, и уравнений движения и энергии [1]:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \tau} + \text{div}(\mathbf{U}\gamma) = \frac{M_{gl}}{\rho_l}; \quad (1)$$

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

$$\frac{\partial(\rho U_k)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \mathbf{U} U_k - \mu_{eff} \nabla U_k) = -\frac{\partial p_{rgh}}{\partial x_k} + F_{b,k}; \quad (3)$$

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

где τ – время, с; \mathbf{U} – вектор скорости, m/c ; M_{gl} – объемная плотность потока массы на межфазной поверхности из газовой фазы в жидкую фазу, $kg/(m^3 \cdot c)$; ρ_l, ρ_g – истинные плотности жидкой и паровой фаз, kg/m^3 ; ρ – плотность двухфазной

среды, kg/m^3 ; U_k – k -я проекция скорости, m/c ; μ_{eff} – эффективный динамический коэффициент вязкости среды, $Pa \cdot c$; $p_{rgh} = p - \rho(\mathbf{g} \cdot \mathbf{x})$ – статическое давление за вычетом давления локального гидростатического столба, Pa ; p – давление, Pa ; \mathbf{x} – радиус-вектор точки расчетной области, m ; x_k – k -я проекция радиус-вектора; $F_{b,k}$ – проекция вектора \mathbf{F}_b на ось k ; $\mathbf{F}_b = [-(\rho_l - \rho_g)(\mathbf{g} \cdot \mathbf{x}) + \sigma K] \nabla \gamma$; σ – коэффициент поверхностного натяжения, N/m ; K – кривизна межфазной поверхности, m^{-1} ; c_p – удельная изобарная теплоемкость, $J/(kg \cdot K)$; T – температура, K ; λ_{eff} – эффективный коэффициент теплопроводности среды, $W/(m \cdot K)$; $Q_{gl} = M_{gl} h_{lg}$ – источник энергии, связанный с фазовым переходом, W/m^3 ; h_{lg} – теплота фазового перехода, J/kg .

Плотность ρ , молекулярные динамический коэффициент вязкости μ , коэффициент теплопроводности λ и объемная теплоемкость ρc_p среды в каждой расчетной ячейке определяются как среднеобъемные величины по формуле

$$f = \gamma f_l + (1 - \gamma) f_g, \quad f \in (\rho, \mu, \rho c_p, \lambda).$$

Здесь и далее индексы l и g обозначают параметры жидкой и газовой (паровой) фазы соответственно.

Для моделирования массообмена использовалась модель Lee [18]:

$$Q_{gl} = M_{gl} h_{lg} = C' h_{lg} \rho_g (1 - \gamma) \Delta T_{gl} / T_{sat}, \quad (5)$$

$$\Delta T_{gl} = T_{sat} - T > 0,$$

где T_{sat} – температура насыщения, K .

Константа модели определялась по соотношению, предложенному в [12]:

$$C' = \frac{2\lambda_l T_{sat}}{\rho_g h_{lg} (\Delta x_{CV})^2}, \quad (6)$$

где Δx_{CV} – минимальный размер текущей расчетной ячейки, m .

Основные алгоритмы, опции и модели, используемые при настройке задачи в коде ANSYS Fluent

Название	Комментарии
Способ решения уравнения сохранения объемной доли фаз	Неявный
Значение параметра “Volume Fraction Cutoff”	0
Опция:	
Implicit Body Force	Включена
Interface Modeling Type	Sharp
Interface Anti-Diffusion	Выключена
Учет сил поверхностного натяжения	CSF-модель [23]
Схема для решения уравнения сохранения объемной доли фаз	Compressive
Алгоритм решения гидродинамических уравнений	Fractional Step
Опция Skewness-Neighbor Coupling	Включена
Метод расчета градиента	Least Squares Cell Based
Дискретизация:	
давления	Modified Body Force Weighted
значений на гранях КО	SOU
по времени	Неявная схема первого порядка
Опция Not-Iterative Time Advancement	Включена

Выбор Δx_{CV} обусловлен тем, что при моделировании процесса конденсации, как правило, используют контрольные объемы, вытянутые вдоль направления движения жидкой пленки. Если подставить (6) в (5), то можно получить выражение для Q_{gl} , которое имеет довольно ясный физический смысл:

$$Q_{gl} = 2(1 - \gamma) \frac{\lambda_l}{\Delta x_{CV}} \Delta T_{gl} \frac{1}{\Delta x_{CV}}.$$

Выражения $\lambda_l/\Delta x_{CV}$ и $1/\Delta x_{CV}$ являются оценкой коэффициента теплоотдачи от конденсата к фазовой поверхности и характерным значением удельной межфазной поверхности соответственно. Множитель $2(1 - \gamma)$ служит для зануления источника в переохлажденной жидкой фазе и имеет среднее значение равное 1 при изменении объемной доли жидкой фазы от 0 до 1.

Для моделирования турбулентного переноса в обоих кодах использовалась SST-модель Menter [22], рекомендованная в [3].

На входе в трубу задавались значения турбулентной энергии и удельной скорости диссипации, которые определялись исходя из 5%-ной интенсивности турбулентных пульсаций. На внешней поверхности трубы ставились условия постоянной плотности теплового потока. Принималось, что на выходе из трубы $p_{rgh} = 0$, что справедливо для случая полной конденсации пара.

При проведении расчетов в CFD-коде ANSYS Fluent применялись настройки, представленные в таблице. Опираясь на результаты серии предва-

рительных вычислений, удалось добиться заметного снижения времени расчета, изменив некоторые настройки, использованные ранее в [24]. На основе рекомендаций [2] была использована специальная схема расчета Not-Iterative Time Advancement (обычно упоминается как NITA), обеспечивающая безытерационный расчет по времени. Вместо алгоритма дискретизации давления PRESTO был выбран алгоритм Modified Body Force Weighted. Шаг по времени определялся исходя из заданного числа Куранта 0.75. Наиболее существенное воздействие на снижение времени вычислений оказало использование алгоритма Fractional Step вместо алгоритма SIMPLE, что привело к пятикратному росту характерного шага по времени для рассматриваемой задачи.

В коде ANES распределение температуры в стенке трубы рассчитывалось путем непосредственного решения уравнения теплопроводности. В коде ANSYS применялась упрощенная модель на основе уравнений, осредненных по толщине стенки.

Структурная сетка (цилиндрическая система координат) кода ANES имела около 1200 тыс. КО, неструктурная сетка (декартова система координат) кода ANSYS Fluent – приблизительно 1400 тыс. КО. Задача решалась для всей трубы (угол θ изменялся от 0 до 360°). Размер КО вдоль течения пара составлял 12.5 мм. Характерный радиальный размер ячейки вдали от стенки не превышал 0.5 мм. Вблизи стенки радиальный размер КО увеличивался от 1 мкм до 0.5 мм с коэффициентом логарифмичности равным 1.1. Параметры выбранной сетки заметно превосходят наиболее подробные

сетки из работ [4, 25], в которых был выполнен детальный анализ сеточной сходимости. К сожалению, проверить влияние существенного сокращения продольного размера сетки до уровня капиллярной постоянной не представляется возможным, так как это потребовало бы примерно десятикратного увеличения расчетной сетки, которое сопровождалось бы пропорциональным уменьшением характерного временного шага.

Как уже отмечалось ранее, в соответствии с картой режимов [21] на большей части трубы выбранные параметры практически соответствовали верхней границе существования расслоенного режима и находились довольно далеко от зоны перехода к группе режимов, для которых структура потока в первом приближении может быть описана гомогенной моделью, т.е. детальное моделирование влияния волнового движения на поверхности ручейка не требовалось. Для достижения квазистационарного режима нужно было смоделировать 35 с физического времени. Спустя примерно 20–25 с распределения всех локальных характеристик потока по длине канала практически не изменялись во времени, а объем конденсата внутри рабочей области оставался неизменным. Время расчета, выполненного на четырехъядерных процессорах современной архитектуры, составляло около недели.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

На рис. 2 представлено распределение среднего по периметру коэффициента теплоотдачи по

длине трубы, который определялся следующим образом:

$$\langle \alpha \rangle = \frac{\langle q_w \rangle}{T_{bulk} - \langle T_w \rangle}, \quad (7)$$

где T_{bulk} – характерная температура потока пара, К; q_w – локальная плотность теплового потока, Вт/м²; T_w – локальная температура поверхности стенки, К.

Характерная температура потока принималась равной температуре насыщения пара T_{sat} на участке, для которого балансовое массовое паросодержание $x_b \geq 0$, и среднемассовой температуре потока в противном случае. Символ $\langle \dots \rangle$ в уравнении (5) соответствует процедуре осреднения по периметру:

$$\langle f \rangle = \frac{1}{2\pi} \int f d\theta.$$

Результаты расчета сопоставляются на рис. 2 с полуэмпирической методикой М. Shah из работ [26, 27], с помощью которой обобщены данные из 132 литературных источников для 51 вещества. Среднее отклонение результатов, полученных с помощью указанной методики, от экспериментальных данных не превышает 17%. Для вычисления локального по длине коэффициента теплоотдачи в методике [26, 27] использовалось балансовое массовое паросодержание, определенное по среднему тепловому потоку. Этот параметр принимает нулевое значение при $z = 1.82$ м. При дальнейшем обсуждении будет рассматриваться лишь часть ра-

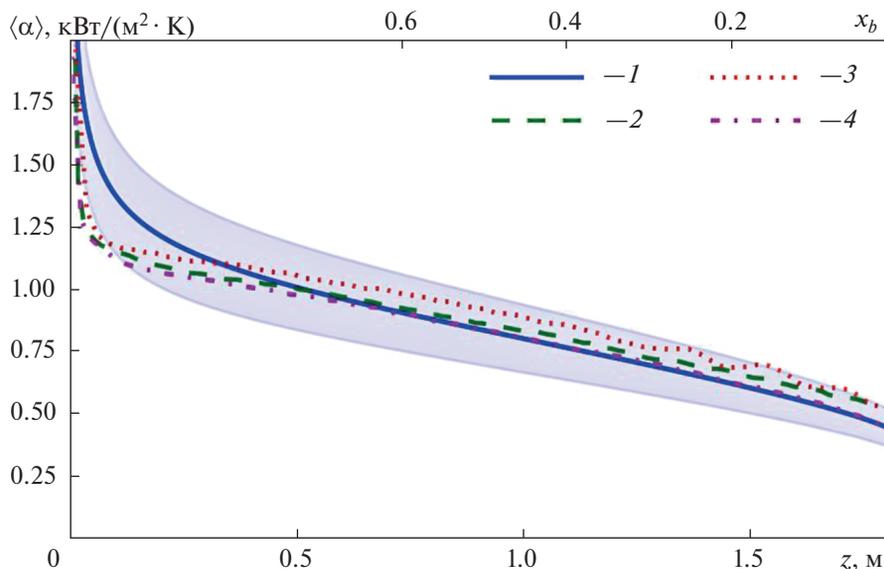


Рис. 2. Распределения осредненного по периметру трубы коэффициента теплоотдачи $\langle \alpha \rangle$ по длине канала. 1 – методика из [26, 27] (ширина затонированной области соответствует диапазону 17%-ного отклонения от расчетных значений); 2 – ANES (детальная сетка); 3 – ANES (грубая сетка); 4 – ANSYS

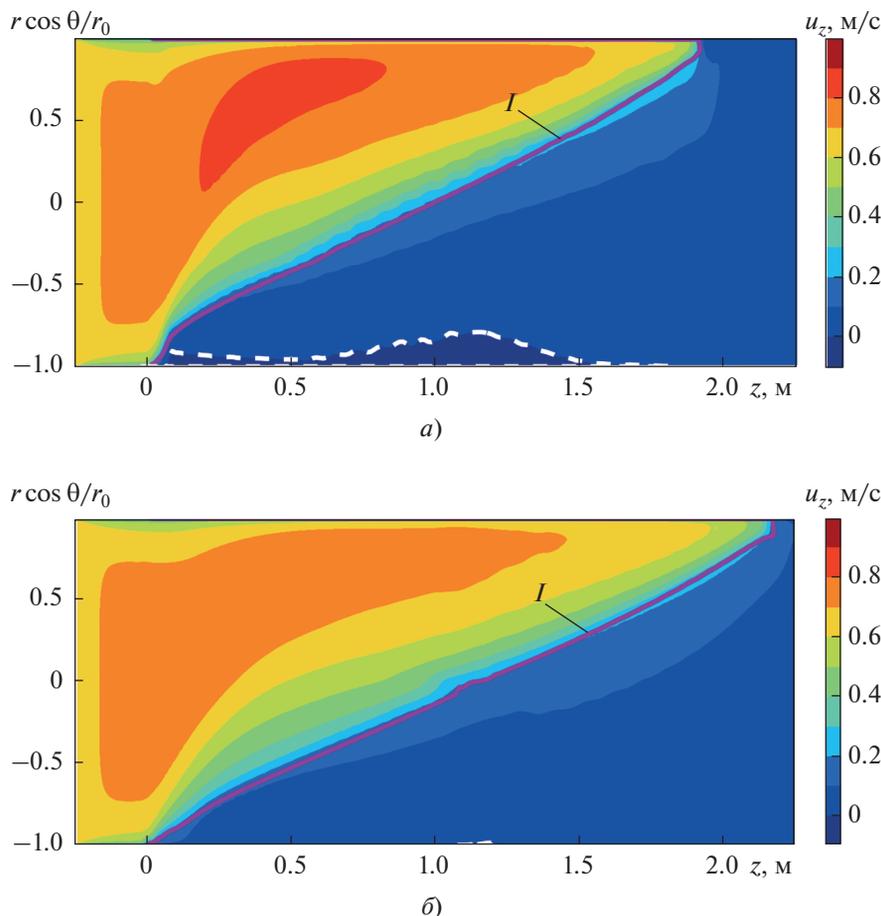


Рис. 3. Распределения продольной скорости u_z в вертикальной плоскости симметрии (r_0 – радиус трубы) в соответствии с расчетами в CFD-кодах ANSYS (а) и ANES (б).

I – положение межфазной границы; штриховая линия – область возвратного течения

бочего участка от 0 до 1.82 м. Следует отметить, что на рис. 2 также представлены результаты расчета для грубой сетки ANES, содержащей примерно в 8 раз меньшее число КО.

Видно, что результаты расчетов, выполненных с применением кодов ANES и ANSYS, довольно хорошо согласуются между собой и близки к эмпирической зависимости М. Shah [26]. Далее приведены значения средних по длине (от 0 до 1.82 м) коэффициентов теплоотдачи, Вт/(м² · К), полученных различными способами:

Методика М. Shah [26].....	900
Результаты моделирования, выполненного с помощью кода:	
ANES	860
ANSYS	833
Модель Ананьева, Бойко и Кружилина [28] для $x_b = 0.5$	386
Зависимость Нуссельта.....	890

Видно, что значения, полученные по соотношению [28], лежат существенно ниже остальной группы данных, хотя число Рейнольдса, построенное по скорости циркуляции и свойствам конденсата, равно $Re_0 = 10\,900$. Неприменимость этого соотношения для описания многих экспериментальных данных по конденсации воды и гидрокарбонатов обсуждается в [29]. Авторы [29] в качестве критерия применимости модели Ананьева, Бойко и Кружилина предлагают использовать соотношение $Re_0^{0.8} (1 + x_b \Delta\rho/\rho_g)^{0.5} > 4000$. Это неравенство выполняется для указанного режима при $x_b > 0.35$.

На рис. 3 представлены распределения продольной скорости и объемной доли жидкой фазы в вертикальном сечении трубы, полученные с использованием CFD-кодов ANES и ANSYS. Видно, что рассчитанные распределения неплохо согласуются. Можно отметить появление области возвратного течения из-за наличия заметного положительного градиента давления вследствие гидростатического столба в жидкости. В соответ-

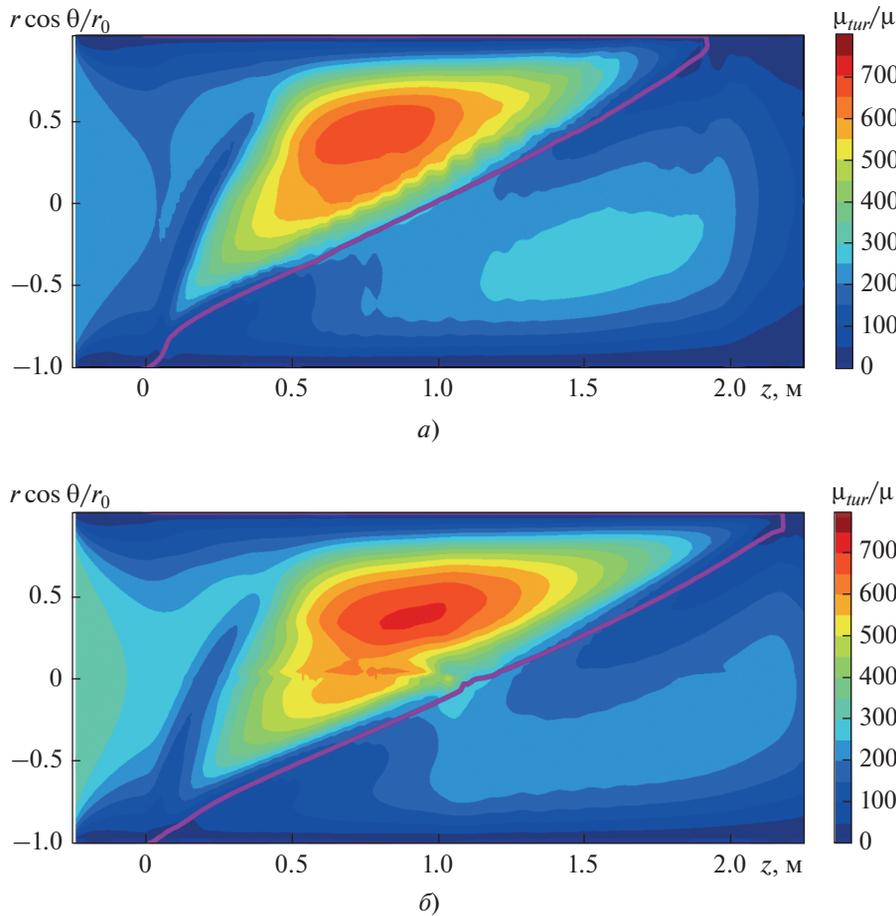


Рис. 4. Распределения относительной турбулентной вязкости μ_{tur}/μ в вертикальной плоскости симметрии согласно результатам расчета в CFD-кодах ANSYS (а) и ANES (б)

ствии с результатами моделирования код ANSYS предсказывает большую область возвратного течения в жидкой пленке по сравнению с кодом ANES. Некоторые различия видны и в окрестности $z = 2$ м. Длина трубы до сечения полной конденсации, рассчитанная с помощью кода ANES, несколько превышает 2 м. Возможно, указанное расхождение является следствием особенностей реализации выходных граничных условий в коде ANSYS.

На рис. 4 представлено распределение относительной турбулентной вязкости в вертикальной плоскости симметрии. При уменьшении проходного сечения для паровой фазы происходят увеличение скорости потока и его турбулизация, которая заметно снижается к выходному сечению по мере уменьшения расхода пара.

Распределение локального коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности (развертке) трубы показано на рис. 5. Его значение определялось как

$$\alpha = \frac{q_w}{T_{bulk} - T_w}$$

По мере конденсации пара в нижней части канала формируется ручеек, что приводит к значительному снижению интенсивности теплоотдачи. Максимальные значения коэффициента теплоотдачи наблюдаются на верхней образующей и вблизи зоны начала конденсации. В первом случае это связано с ростом истинной скорости пара, а во втором – с коротким начальным участком, на котором сохраняется практически кольцевой (осесимметричный) режим течения.

На рис. 6 представлено распределение локального коэффициента теплоотдачи по периметру трубы при $z = 0.75$ и 1.25 м.

Расчеты, выполненные с использованием различных CFD-кодов, демонстрируют удовлетворительное согласие между собой. Следует обратить внимание на заметную неоднородность коэффициента теплоотдачи по периметру трубы. В частности, значения коэффициента в зоне, омываемой ручейком, составляют не более 25% его показателей на верхней образующей трубы.

Согласно анализу результатов расчета, даже в медной трубе толщиной 2 мм наблюдается суще-

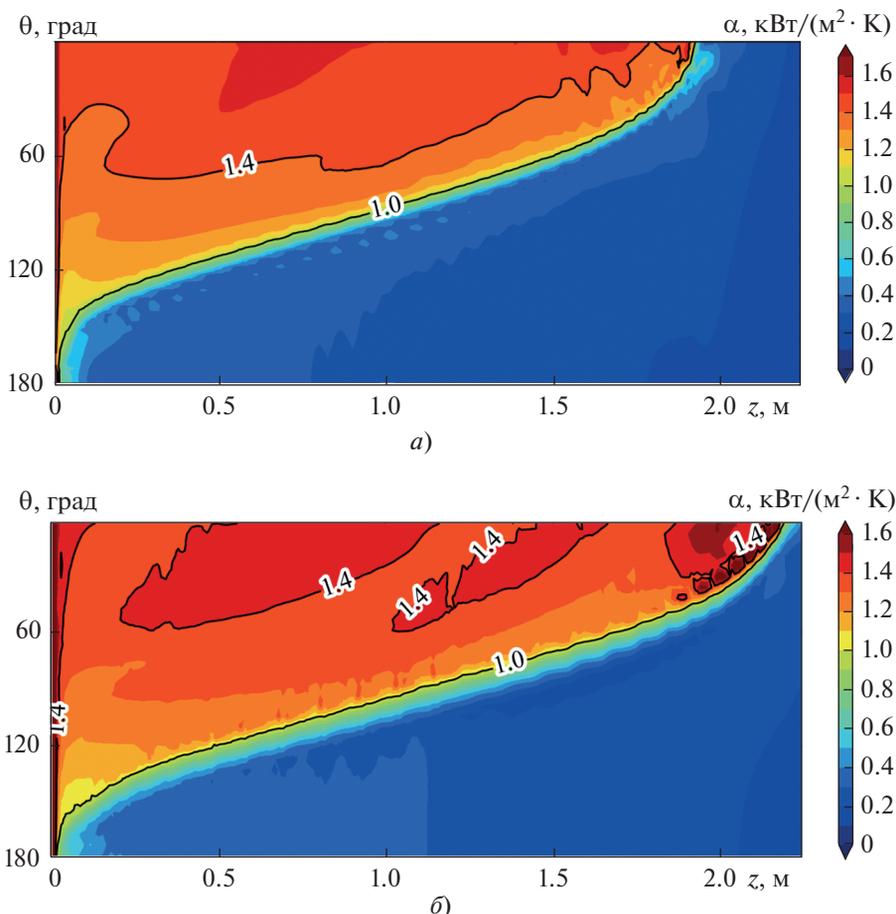


Рис. 5. Распределения локального коэффициента теплоотдачи α на внутренней поверхности трубы согласно результатам расчета в CFD-кодах ANSYS (а) и ANES (б)

ственная неоднородность распределения температуры и плотности теплового потока по внутренней поверхности (рис. 7). Максимальная плотность теплового потока превышает его среднее значение

более чем в 2 раза. В центральной части канала изотермы направлены под углом 45° к направлению движения потока.

ВЫВОДЫ

1. Кросс-верификация алгоритмов VOF, реализованных в кодах ANES и ANSYS Fluent с использованием предложенного в [3] автоматического выбора константы в модели Lee, показала, что результаты моделирования конденсации насыщенного пара в горизонтальной трубе, полученные с помощью указанных кодов, находятся в хорошем соответствии и близки к зависимости, рекомендованной М. Shah [26, 27] для расчета конденсации в горизонтальном канале.

2. Результаты моделирования процессов конденсации продемонстрировали существенную неоднородность распределения интенсивности теплоотдачи и плотности теплового потока на внутренней поверхности трубы при заданной постоянной плотности теплового потока на внешней поверхности. Это означает, что даже медная труба со стенкой толщиной 2 мм не обеспечивает

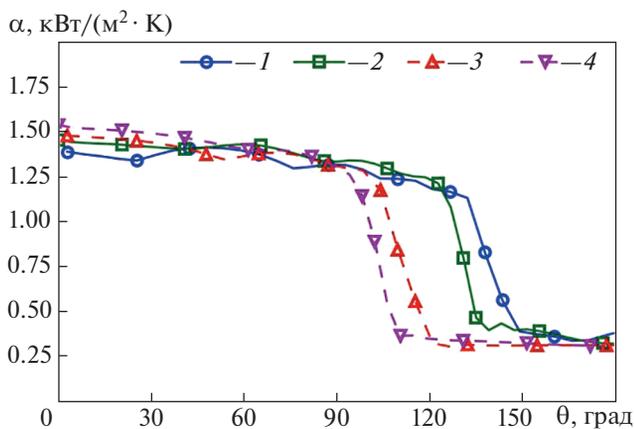


Рис. 6. Распределения локального коэффициента теплоотдачи α по периметру трубы на расстоянии 0.25 м (1, 2) и 0.75 м (3, 4) от входа в нее. Результаты расчета в CFD-коде: 1, 3 – ANES; 2, 4 – ANSYS

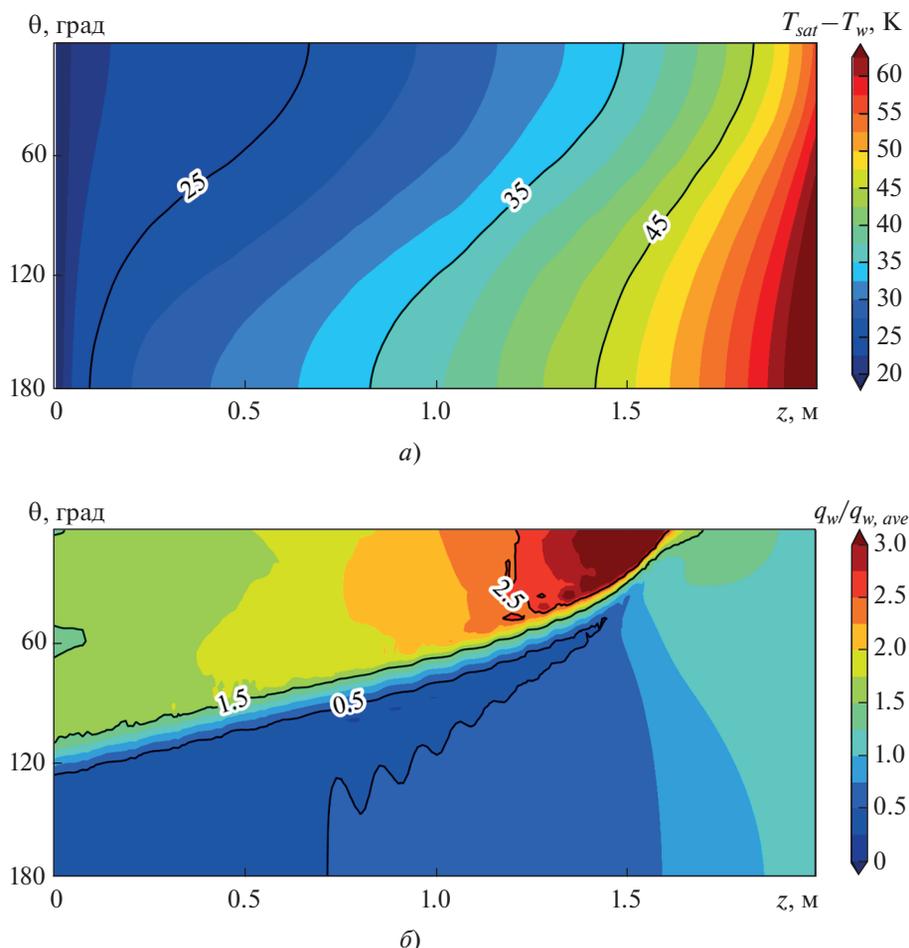


Рис. 7. Распределения перепада температур $\Delta T = T_{sat} - T_w$ (а) и относительной плотности теплового потока $q_w/q_{w,ave}$ (б) на внутренней поверхности трубы ($q_{w,ave}$ — плотность потока на внешней поверхности) (данные получены с использованием кода ANES)

однородных условий на внутренней поверхности в расслоенных режимах конденсации. Численное моделирование подобных задач рекомендуется проводить в сопряженной постановке. Отмеченные особенности следует учитывать также при планировании экспериментальных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Hirt C.W., Nichols B.D.** Volume of fluid (VOF) method for dynamics of free boundaries // *J. Comput. Phys.* 1981. V. 39. Is. 1. P. 201–225. [https://doi.org/10.1016/0021-9991\(81\)90145-5](https://doi.org/10.1016/0021-9991(81)90145-5)
2. **Computational** fluid dynamics modelling of the regular wave flow regime in air-water downwards annular flows / N. Varallo, R. Mereu, G. Besagni, C.N. Markides // *Chem. Eng. Res. Des.* 2024. V. 201. P. 631–644. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2023.11.062>
3. **Моделирование** процессов конденсации хладагентов в вертикальных трубах методом VOF / К.Б. Минко, Г.Г. Яньков, В.И. Артемов, А.В. Птахин // *Теплоэнергетика.* 2023. № 7. С. 70–87. <https://doi.org/10.56304/S0040363623070044>
4. **Моделирование** процессов конденсации хладагента 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>
5. **Volume** of fluid-based numerical modeling of condensation heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels / H. Ganapathy, A. Shooshtari, K. Choo, S. Dessiatoun, M. Alshehhi, M. Ohadi // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2013. V. 65. P. 62–72. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.044>
6. **Noori Rahim Abadi S.M.A., Meyer J.P., Dirker J.** Numerical simulation of condensation inside an inclined smooth tube // *Chem. Eng. Sci.* 2018. V. 182. P. 132–145. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2018.02.043>

7. **Numerical** simulation of condensation heat transfer characteristics of R134a at high vapor velocity under different angles / J. Cheng, Z. Wang, J. Sun, W. Ji, Y. Wang, Y. Chen, H. Xu, K. Chen // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2023. V. 213. P. 124332.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124332>
8. **Numerical** investigation of the gravity effect on two-phase flow and heat transfer of neon condensation inside horizontal tubes / F.-L. He, W.-F. Du, J.-Y. Miao, H.-X. Zhang, S.-X. Liu, C. Liu, J.-F. Zhao // *Appl. Therm. Eng.* 2023. V. 233. P. 121162.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121162>
9. **The importance** of turbulence during condensation in a horizontal circular minichannel / E. Da Riva, D. Del Col, S.V. 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>
10. **Vachaparambil K.J., Einarsrud K.E.** Comparison of surface tension models for the volume of fluid method // *Processes*. 2019. V. 7. Is. 8. P. 542.
<https://doi.org/10.3390/pr7080542>
11. **Клементьев А.А., Минко К.Б.** Численное моделирование методом VOF конденсации насыщенных паров хладонов на горизонтальных трубах // Сб. тезисов работ 50-й Междунар. молодеж. науч. конф. “Гагаринские чтения”. 9–12 апреля 2024 г. М.: Перо, 2024. [Электрон. изд.]
https://gagarin.mai.ru/files/2024/2024_sborknik_tezisov.pdf
12. **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/10.56304/S0040363623030050>
13. **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/10.56304/S004036362312010X>
14. **Код ANES.** [Электрон. ресурс.]
<http://anes.ch12655.tmweb.ru/>
15. **Li S., Ju Y.** Numerical study on the condensation characteristics of various refrigerants outside a horizontal plain tube at low temperatures // *Int. J. Therm. Sci.* 2022. V. 176. P. 107508.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107508>
16. **ANSYS Fluent Theory Guide.** Canonsburg: ANSYS Inc., 2018.
17. **Minko K.** 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” published in *Int. J. Therm. Sci.*, 2022 // *Int. J. Therm. Sci.* 2023. V. 192. Part B. P. 108432.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108432>
18. **Lee W.H.** A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling // *Multiphase Transport Fundamentals, Reactor Safety, Applications*. Washington, DC: Hemisphere Publishing, 1980.
19. **Prediction** of effective heat transfer coefficients for vapour condensation inside horizontal tubes in stratified phase flow / V. Sereda, V. Rifert, V. Gorin, P. Barabash // *Energetika*. 2023. V. 68. No. 1. P. 97–106.
<https://doi.org/10.6001/energetika.v68i1.4861>
20. **Heat transfer** during film condensation inside horizontal tubes in stratified phase flow / V. Sereda, V. Rifert, V. Gorin, O. Baraniuk, P. Barabash // *Heat Mass Transfer*. 2021. V. 57. P. 251–267.
<https://doi.org/10.1007/s00231-020-02946-2>
21. **El Hajal J., Thome J.R., Cavallini A.** Condensation in horizontal tubes. Part 1: Two-phase flow pattern map // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2003. V. 46. Is. 18. P. 3349–3363.
[https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00139-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00139-X)
22. **Menter F.R.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAAJ*. 1994. V. 32. No. 8. P. 1598–1605.
<https://doi.org/10.2514/3.12149>
23. **Brackbill J.U., Kothe D.B., Zemach C.** A continuum method for modeling surface tension // *J. Comput. Phys.* 1992. V. 100. Is. 2. P. 335–354.
[https://doi.org/10.1016/0021-9991\(92\)90240-Y](https://doi.org/10.1016/0021-9991(92)90240-Y)
24. **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/10.56304/S0040363624060031>
25. **Numerical** simulation of the condensation of R-113 in an inclined tube using the VOF method / G. Yankov, K. Minko, V. Artemov, L. Serezhkin, E. Loshkareva // *E3S Web Conf*. 2023. V. 459. P. 05013.
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202345905013>
26. **Shah M.M.** Improved correlation for heat transfer during condensation in mini and macro channels // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2022. V. 194. P. 123069.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123069>
27. **Shah M.M.** Improved general correlation for condensation in channels // *Inventions*. 2022. V. 7. Is. 4. P. 114.
<https://doi.org/10.3390/inventions7040114>
28. **Ananiev E.P., Boyko L.D., Kruzhilin G.N.** Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube // *Intern. Conf. on Heat Transfer*. Colorado. August 1961. Part 2. P. 290–295.
29. **Improving** methods to calculate heat transfer during the condensation inside tubes / V.G. Rifert, V.V. Gorin, V.V. Sereda, V.V. Treputnev // *J. Eng. Phys. Thermophys.* 2019. V. 92. P. 797–804.
<https://doi.org/10.1007/s10891-019-01988-6>

Modeling of R-142b Saturated Vapor Condensation in a Horizontal Tube Using the VOF Method in the Wall Conjugate Statement

G. G. Yan'kov^{a, b}, K. B. Minko^{b, *}, O. O. Mil'man^{a, c}, and V. I. Artemov^{a, b}

^a Tsiolkovsky Kaluga State University, Kaluga, 248023 Russia

^b National Research University Moscow Power Engineering Institute (NRU MPEI), Moscow, 111250 Russia

^c Turbokon Research and Production Implementation Enterprise (ZAO NPVP), Kaluga, 248010 Russia

*e-mail: minkokb@gmail.com

Abstract—Owing to the modern level of powerful computational fluid dynamics (CFD) codes and developed models and algorithms, numerical simulation has become an efficient tool for studying two-phase flows, analyzing the entire totality of the processes occurring in them, and obtaining the data on flow local characteristics, which are poorly amenable for direct measurement. Active efforts taken for incorporating new models into various CFD codes should be accompanied by their cross-verification, the results of which can serve as a basis for selecting the most accurate, efficient, and universal models and algorithms. In this article, the results obtained from the solution of the problem about the condensation of R142b refrigerant saturated vapor in a horizontal tube in the wall conjugate statement using two CFD codes, ANES and ANSYS Fluent, are analyzed. The copper tube's inner diameter is 28 mm, its length is 2.75 m, wall thickness is 2 mm, and the vapor mass velocity is 47 kg/(m² s). The studies are of relevance for heat recovery installations based on the organic Rankine cycle. The calculations were carried out using the modified Lee model that we suggested previously, and which has been implemented in the ANES CFD code developed at the NRU MPEI Chair of Engineering Thermal Physics. The cross verification of the VOF algorithms implemented in the ANES and ANSYS Fluent codes has shown that the results of modeling the saturated vapor condensation in a horizontal tube obtained using the above-mentioned codes are in good agreement with each other and are close to the empirical dependences recommended in the literature sources (M. Shah) for calculating the condensation in a horizontal channel. Data on the distribution of local heat-transfer characteristics over the tube's inner wall are presented, which demonstrate that the heat-transfer coefficient features an essential nonuniformity over both the tube length and perimeter.

Keywords: condensation, horizontal tube, numerical simulation, VOF method, conjugate statement, wall temperature nonuniformity, local heat transfer