

УДК 536.24

**Гузель Рамилевна Бадретдинова**

Казанский государственный энергетический университет, аспирант кафедры автоматизации технологических процессов и производств, Россия, Казань, e-mail: nice.badretdinova@mail.ru

**Андрей Владимирович Дмитриев**

Казанский государственный энергетический университет, доктор технических наук, заведующий кафедрой автоматизации технологических процессов и производств, Россия, Казань, e-mail: eremiada@gmail.com

## Теплоотдача при движении воды в трубе при температурах, близких к температурам кипения в переходном режиме<sup>1</sup>

### Авторское резюме

**Состояние вопроса.** В настоящее время существует проблема разработки эффективных методов расчета процессов тепло- и массообмена при конденсации пара из парогазовой смеси в промышленных аппаратах. Это связано с необходимостью создания новых надежных и высокоэффективных конструкций теплообменных аппаратов различного назначения.

**Материалы и методы.** При проведении численного моделирования был использован метод конечных элементов в программном комплексе ANSYS Fluent.

**Результаты.** Построена трехмерная модель проточной области экспериментального модуля и CFD-модель для расчета температур, скоростей движения фаз и их концентраций с учетом особенностей протекающих процессов тепло- и массообмена. Показано незначительное влияние на тепловой поток поворота на 180° при течении жидкой среды в интервале значения чисел Рейнольдса 1800–2600. Выполнена верификация созданной модели с результатами, полученными на экспериментальной установке, и установлено, что модель хорошо воспроизводит экспериментальные данные. Проведен анализ работ по исследованиям процессов тепло- и массообмена при течении жидкости в каналах при наличии фазовых переходов. Выявлены проблемы расчета параметров теплообмена при движении текучей среды в переходном режиме, особенно при значениях числа Рейнольдса, близких к 2000. Представлена схема экспериментальной установки, испытание которой проходило в трубопроводе промышленного предприятия на производственной площадке индустриального парка Технополис «ХИМГРАД» (г. Казань). Установлено, что в диапазоне чисел Рейнольдса 2600–3600 значения расчетных температур отличались от значений температур, полученных экспериментальным путем, менее чем на 0,42 %. При частичном переходе воды в пар в интервале значений чисел Рейнольдса 1800–2600 отклонения составили менее 6 %, что подтверждает адекватность численного моделирования задачи расчета процесса теплообмена в трубе.

**Выводы.** Доказана применимость модели Ли для решения задач течения воды в трубопроводе при частичном испарении. Эта модель позволяет точно учитывать процессы испарения и конденсации, что важно для проектирования систем охлаждения и кондиционирования воздуха. Показано, что учет влияния температуры на поверхностное натяжение, коэффициент теплопроводности воды и коэффициент динамической вязкости воды является важным для получения точных результатов. Предложенный подход может быть использован для оптимизации параметров работы конденсаторов и испарителей, а также для достаточно точного расчета коэффициента теплоотдачи и определения областей образования пара. Это позволит улучшать энергоэффективность промышленных установок и снижать затраты на эксплуатацию оборудования.

**Ключевые слова:** теплообмен, массообмен, коэффициент теплоотдачи, парогазовая смесь, переходный режим, численное моделирование

**Guzel Ramilevna Badretdinova**

Kazan State Power Engineering University, Postgraduate student of Automation of Technological Processes and Production Department, Russia, Kazan, e-mail: nice.badretdinova@mail.ru

**Andrey Vladimirovich Dmitriev**

Kazan State Power Engineering University, Doctor of Engineering Sciences (Post-doctoral degree), Head of Automation of Technological Processes and Production Department, Russia, Kazan, e-mail: ieremiada@gmail.com

<sup>1</sup> Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-20061. The research was supported by the Russian Science Foundation grant No. 24-29-20061.

## Heat transfer during water movement in a pipe at temperatures close to boiling points in the transient mode

### Abstract

**Background.** Currently, there is a problem of developing effective methods to calculate heat and mass transfer processes during steam condensation from a vapor-gas mixture in industrial devices. This is due to the need to create new reliable and highly efficient designs of heat exchangers for various purposes.

**Materials and methods.** The finite element method has been used in the ANSYS Fluent software package during the numerical simulation. An experimental plant is tested in the pipeline of an industrial enterprise at the production site of the Technopolis KHMIGRAD industrial park (Kazan-city).

**Results.** The applicability of the Lee model to solve problems of water flow in a pipeline with partial evaporation is proved. This model allows you to accurately account for the processes of evaporation and condensation, which is important for the design of cooling and air conditioning systems. The authors have designed a three-dimensional model of the flow area of the experimental module and a CFD model to calculate temperatures, phase velocities and their concentrations, considering the peculiarities of the ongoing processes of heat and mass transfer. A slight effect on the heat flow of a 180° rotation during the flow of a liquid medium in the range of the Reynolds numbers 1800–2600 is shown. The developed model is verified with the results obtained at the experimental plant. It is established that the model reproduces experimental data well. An analysis of studies of heat and mass transfer processes during the fluid flow in channels in the presence of phase transitions is carried out. The problems of calculating the parameters of heat transfer during the movement of a fluid in a transient mode are revealed, especially at values of the Reynolds number close to 2000. The experimental plant diagram is presented. It is found that in the range of Reynolds numbers of 2600–3600, the calculated temperature values differ from the temperature values obtained experimentally by less than 0,42 %. During the partial transition of water into steam in the range of Reynolds numbers of 1800–2600, the deviations were less than 6 %, which confirms the adequacy of numerical modeling of calculating the heat transfer process in a pipe.

**Conclusions.** It is shown that considering the influence of temperature on surface tension, the coefficient of thermal conductivity of water and the coefficient of dynamic viscosity of water is important to obtain accurate results. The proposed approach can be used to optimize the operating parameters of condensers and evaporators, as well as to accurately calculate the heat transfer coefficient and determine the areas of vapor formation. It will improve the energy efficiency of industrial installations and reduce the cost of equipment operation.

**Key words:** heat transfer, mass transfer, heat transfer coefficient, steam-gas mixture, transient mode, numerical modeling

**DOI:** 10.17588/2072-2672.2024.5.042-051

**Введение.** При создании и производстве теплообменных аппаратов одной из основных задач является повышение эффективности теплообмена [1]. Очень часто теплообменные аппараты различных конструкций используются в качестве экономайзеров [2, 3]. Извлекать тепло возможно из любых источников, например из сточной душевой воды [4], влажных газов [5], сточных вод частично заполненных канализационных труб [6], из систем мембранных топливных элементов [7] и т.д.

Основным способом интенсификации теплообмена является использование ребер, змеевиков, фазовых переходов [8], различных интенсификаторов, например гофрированных труб со спиральной вставкой [9]. В последнее время часто стали применять пористые среды для турбулизации потока и разрушения теплового пограничного слоя [10, 11].

Актуальность разработки эффективных методик расчета процессов тепло- и массообмена при конденсации пара из парогазовой смеси в промышленных аппаратах обусловлена необходимостью создания новых конструкций конденсаторов самого различного назначения, отличающихся надежностью и высокой эффективностью [12]. Ниже предлагается методика расчета процессов тепло- и массообмена в конденсаторах с использованием CFD-модели.

Необходимость использования теплоты уходящих газов обусловлена еще и тем, что это основная доля потерь тепла и ее снижение напрямую влияет на расход топлива и, как следствие, на уменьшение углеродородного следа [13].

Процесс объемной конденсации пара при истечении парогазовой смеси через сопло подробно рассмотрен в [14]. Получено качественное во всех областях и количественное согласование значения теп-

лового потока в области интенсивной конденсации с экспериментальными данными. При исследовании теплоотдачи от насыщенного влажного воздуха к вертикальной стенке теплообменника при конденсации водяных паров получено критериальное уравнение при разных направлениях движения потока [15].

Теплообмен через оребренную поверхность при конденсации парогазовой смеси с твердыми частицами рассмотрен в [16], где представлена математическая модель для расчета толщины и формы образующегося на ребрах осадка, а также его влияния на тепловой поток.

Таким образом, на сегодняшний день существует множество промышленных секторов, в которых происходят процессы теплообмена при конденсации парогазовых смесей. Однако, несмотря на значительный прогресс в этой области, нет единого мнения о том, насколько эффективно численное моделирование для точного расчета таких процессов. В целях верификации численной модели был проведен эксперимент, результаты которого подробно описаны в [17]. *U*-образная труба с ребрами была установлена в трубопровод, по которому двигался поток парогазовой смеси с известным расходом, температурой и долей пара (рис. 1). Через трубу перекачивалась вода, которая при этом нагревалась. Температуры воды на входе и выходе измерялись, а ее расход поддерживался постоянным в каждом опыте и варьировался в диапазоне от 60 до 120 л/ч.

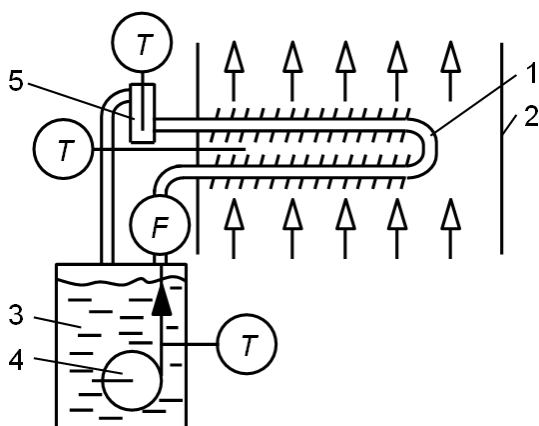


Рис. 1. Схема установки экспериментального модуля: 1 – *U*-образная труба с ребрами; 2 – трубопровод; 3 – емкость для воды; 4 – насос; 5 – емкость для термометра; T – места измерения температур; F – место измерения расхода

Поскольку площадь трубопровода размером 800×800 мм значительно превышает площадь экспериментального модуля (рис. 2), температура парогазовой смеси считалась постоянной.

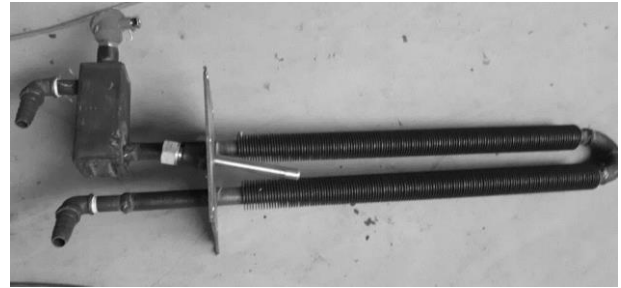


Рис. 2. Фото исследуемого модуля

Изменение теплового потока парогазовой смеси за счет отбора тепла водой, протекающей внутри экспериментального модуля, не превышало 1 %. Расход парогазового потока поддерживался постоянным в течение всего периода времени проведения эксперимента. Для осреднения значения температуры воды на выходе из трубы была установлена небольшая буферная емкость с термометром. Кроме того, это позволило измерять температуру парогазовой смеси в случаях образования пара внутри трубы. В результате экспериментально были получены такие параметры, как тепловой поток к воде, температуры воды на входе и выходе из трубы. Температура и давление пара отдельно при проведении экспериментальных исследований не измерялись. Температуру пара можно рассчитать, зная температуру потока пара и воды на выходе из трубы, а расход пара и объем, занимаемый им в трубе, виден при численном моделировании.

На основе этих данных можно рассчитать коэффициент теплопередачи, но нельзя определить коэффициенты теплоотдачи, что необходимо для выявления оптимально режима. Решить эту задачу можно с использованием численного моделирования. С большей точностью можно получить значения коэффициента теплоотдачи со стороны нагревающейся воды, так как измеряются все необходимые для расчета параметры.

Для достижения высоких значений коэффициентов теплопередачи целесообразно создавать турбулентные режимы течения. В то же время зачастую приходится сталкиваться со случаями, при кото-

рых режим может быть ламинарным или переходным. Существуют области, где до сих пор не разработаны точные формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи при движении жидкости в трубе. Задача усложняется при образовании пара в проточной области.

**Методы исследования.** Для проверки адекватности модели была построена трехмерная модель проточной части, по размерам полностью совпадающая с экспериментальной моделью: диаметр  $U$ -образной трубы 21 мм; длина исследуемой части трубы 700 мм; площадь поверхности теплообмена со стороны движущейся внутри жидкости 0,093416 м<sup>2</sup>. Ячейки имели форму полиэдра. Размер самой крупной ячейки не превышал 2,5 мм. Для минимизации ошибки дискретизации непосредственной близости к стенке трубы сетка сгущалась по направлению нормали к поверхности и ячейки имели форму призм, для которых характерно большее соотношение сторон при сохранении ортогональности.

Одной из задач данного исследования является проверка применимости CFD-моделирования с использованием модели Ли для решения задач, связанных с расчетом параметров теплопередачи текучей в трубе жидкости при частичном переходе ее в парообразное состояние.

В [18] рассмотрена пригодность модели Ли для моделирования процессов испарения и конденсации применительно к расчетам тепловых труб. Получены ограничения, которые необходимо учитывать при использовании модели Ли.

В работе [19] представлены формулы для расчета теплоотдачи Зидера и Тейта при течении масла, воды, бензола и бензина в зависимости от числа Рейнольдса ( $Re$ ). Эти зависимости наглядно демонстрируют, что разница в значениях чисел Нуссельта при числах  $Re$  чуть больше 2000 находится в диапазоне от 4 до 10, то есть составляет примерно 2,5 раза. Задача существенно усложняется при нагреве жидкости до температуры кипения и возникновении парообразования. В то же время при извлечении тепла из парогазовых смесей такие случаи встречаются достаточно часто.

В виду отсутствия достоверных данных, в диапазоне исследуемых параметров был выбран ближайший, в котором разброс результатов минимальный. Для этого ис-

пользовалась известная формула Б.С. Петухова и В.В. Кириллова (в англоязычной литературе называемая корреляцией Гнилинского), которая применима в диапазоне чисел Рейнольдса 3000–5·10<sup>6</sup>, чисел Прандтля 0,5–2000 [20, 21, 22]:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)},$$

где  $f = (0,79\ln(Re) - 1,64)^{-2}$  – коэффициент гидравлического трения.

При моделировании конденсации паровоздушной смеси коэффициент лобового сопротивления частиц определялся по зависимости Шиллера–Ньюмана [23]:

$$c_a = 3,14 + \frac{24,27}{Re_a} - 0,716\lg(Re_a) + 0,047\lg^2(Re_a),$$

где  $Re_a$  – число Рейнольдса при обтекании частицы.

Конденсация пара рассчитывалась по модели Ли [24]:

$$\nabla(\alpha_v \rho_v \vec{W}_v) = m_{lv} - m_{vl},$$

где  $\alpha_v$  – объемная доля пара;  $\rho_v$  – плотность пара, кг/м<sup>3</sup>;  $\vec{W}_v$  – скорость паровой фазы, м/с.

Скорость массопереноса за счет испарения ( $T_l > T_{sat}$ ) определялась как

$$m_{lv} = coeff \alpha_l \rho_l \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}},$$

где  $coeff$  – константа конденсации, определяемая экспериментальным путем;  $T_l$  – температура жидкости, К;  $T_{sat}$  – температура сатурации, К.

Скорость массопереноса за счет конденсации ( $T_l < T_{sat}$ ) рассчитывалась по формуле

$$m_{vl} = coeff \alpha_v \rho_v \frac{T_{sat} - T_v}{T_{sat}},$$

где  $T_v$  – температура пара, К.

В установленном потоке без учета силы тяжести скорость проскальзывания рассчитывалась по формуле Маннинен и др. [25, 26]:

$$u_{cp} = -\frac{\tau_p}{c_a} \frac{\rho_a - \rho}{\rho_a} (u \nabla) u,$$

где  $\rho_a$  – плотность капель, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho$  – плотность сплошной среды, кг/м<sup>3</sup>.

Время релаксации определялось по формуле

$$\tau_p = \frac{\rho_a a^2}{18\mu},$$

где  $\mu$  – вязкость сплошной среды, Па·с.

**Результаты исследования.** Анализ полученной зависимости числа Нуссельта от числа Рейнольдса (рис. 3) показывает, что результаты численного моделирования практически полностью совпадают с результатами, полученными на основе расчетных данных. Отклонение составляет 4,81 %.

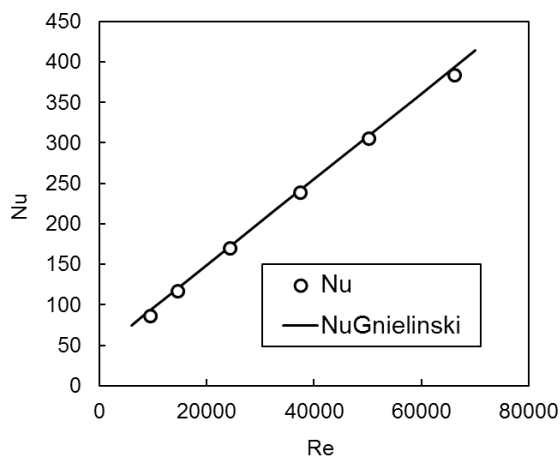


Рис. 3. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса: сплошная линия – расчетные данные; точки – результаты численного моделирования

Важно отметить, что поворот потока на  $180^\circ$  практически не оказал влияния на значения числа Нуссельта, что можно объяснить низкими значениями скорости потока и, следовательно, незначительной его деформацией в этом месте.

В то же время при исследовании в диапазоне чисел Рейнольдса 2000–4000 расхождение результатов весьма существенное (рис. 4). Причин, объясняющих это, несколько: переходная область между ламинарным и турбулентным режимом; возможное возникновение областей, в которых жидкость переходит в пар.

Эксперименты проводились в диапазоне значений массового расхода воды 0,016–0,0328 кг/с. Вода подавалась в трубу с температурой 30,8–31,8 °С. Температура парогазовой смеси 220 °С. Массовая доля пара в смеси 0,3. Экспериментальные данные при достижении стационарного режима представлены в таблице.

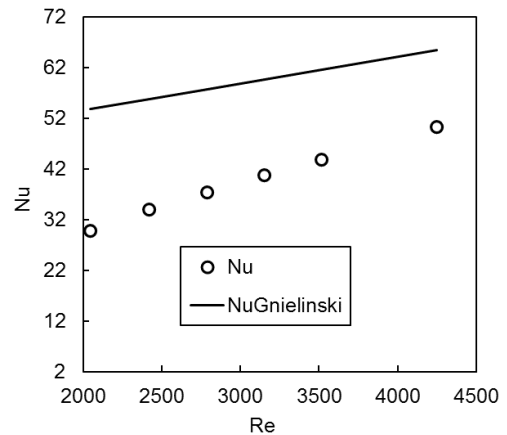


Рис. 4. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса в переходном режиме: сплошная линия – расчетные данные; точки – результаты численного моделирования

#### Экспериментальные данные при достижении стационарного режима

№	$L_m$ , кг/с	Q, Вт	$t_0$ , °С	$t_1$ , °С
1	0,016	4325	31,5	94,5
2	0,019	4133	31,4	83
3	0,0219	4174	31,6	77,2
4	0,0246	4016	31,8	70,8
5	0,0273	4382	30,9	69,2
6	0,03	4203	31,1	64,5
7	0,0328	4421	30,8	63

При моделировании в программном комплексе Ansys Fluent использовалась модель турбулентности SST  $k$ - $\omega$ . При моделировании процессов конденсации и испарения – модель Mixture. В этой модели пар рассматривается как совокупность мелких капель, диаметр которых увеличивается или уменьшается.

В качестве исходных данных задавались: температура на входе  $t_0$ ; массовый расход воды  $L_m$ ; удельный тепловой поток, рассчитанный на основе теплового потока, полученного экспериментальным путем Q. Рассчитывалась температура воды на выходе из трубы  $t_1$ , осредненная по сечению, и температура стенки  $t_w$ , осредненная по площади трубы.

Изначально расчеты проводились в стационарном режиме. В диапазоне расходов 0,0246–0,0328 кг/с расчетная температура отличалась от экспериментальной менее чем на 0,42 %. При дальнейшем понижении расхода расчеты на ста-

ционарном режиме стали невозможными из-за отсутствия сходимости решения. Важно отметить, что такие теплофизические параметры, как поверхностное натяжение, коэффициент теплопроводности жидкости и коэффициент динамической вязкости, задавались в виде зависимостей от температуры. Попытки использовать для расчетов теплофизические параметры, которые не зависят от температуры, приводили к заметному расхождению между расчетным и экспериментальным значениями числа Нуссельта.

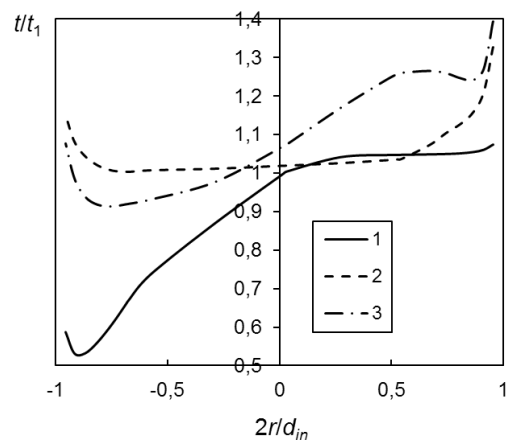
Визуализация профиля температур показала, что в верхней части трубы появились области с температурой, превышающей 100 °С. В связи с этим модель была дополнена уравнениями испарения и конденсации по модели Ли, а расчет проводился в нестационарном режиме. Результаты моделирования показали образование смеси пара и воды на выходе из трубы. Получение осредненного значения температуры текучей среды, используя программу Ansys Fluent, стало неэффективным, так как приводило к большим отклонениям от значений, полученных экспериментальным путем.

В дальнейшем температуры измерялись на расстоянии от края трубы, при котором отсутствовали обратные токи. Для получения более полной картины измерения проводились по вертикали (так как в верхних точках были потоки пара) и по горизонтали. Значения температур рассматривались относительно значений, полученных в ходе эксперимента.

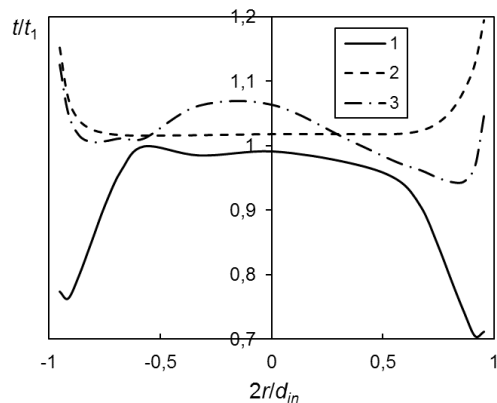
Выявлено, что температура по вертикали сечения трубы может отличаться от измеренной на 50 % в нижней точке, на 40 % в верхней (рис. 5,а). Температура по горизонтали изменялась в гораздо меньшем диапазоне ±30 % (рис. 5,б). Температура в центре трубы практически полностью совпадала с измеренной. Ее отклонение от значения, усредненного по сечению, составило менее 6 %. Это свидетельствует о точности численного моделирования задачи расчета процесса теплообмена в трубе, когда вода частично превращается в пар в исследуемом диапазоне параметров.

Процесс образования пара наблюдался до значения числа Рейнольдса 2600. В связи с этим значения числа Нуссельта резко увеличивались, а сама зависимость

их от числа Рейнольдса существенно изменялась (рис. 6).



а)



б)

Рис. 5. Зависимость относительного распределения температур от безразмерного радиуса трубы: а – изменение по вертикали; б – изменение по горизонтали; расход воды: 1 – 0,016 кг/с; 2 – 0,019 кг/с; 3 – 0,0219 кг/с

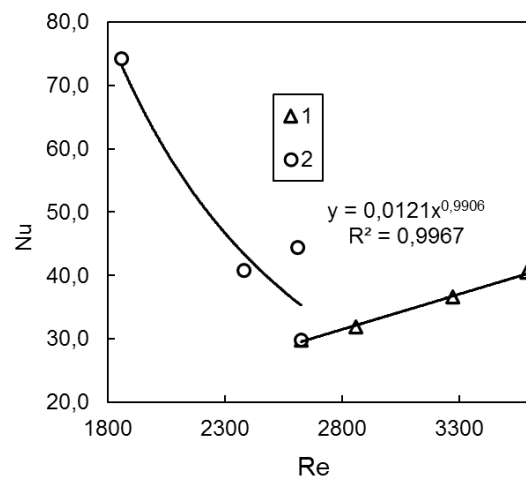


Рис. 6. Зависимость чисел Нуссельта от чисел Рейнольдса: 1 – Re = 2600–3600; 2 – Re = 1800–2600

В диапазоне значений чисел Рейнольдса 2600–3600 наблюдается линейная зависимость, которую с достоверностью аппроксимации 0,997 можно записать как  $Nu = 0,012 Re$ .

Следует отметить, что зависимость не является достаточно общей и может быть использована только в очень узком диапазоне. Однако сам способ расчета параметров теплообмена при течении жидкости в переходном режиме может применяться с достаточной достоверностью. Корректировка этой зависимости с учетом числа Прандтля не принесла положительного результата, так как температура изменялась в достаточно широком диапазоне как по длине трубы, так и по ее поперечным сечениям.

Для моделирования течения жидкости внутри труб необходимо модель дополнять уравнениями испарения и конденсации, если возможно образование пара. Доказана применимость модели испарения и конденсации Ли для решения подобных задач. Получено уравнение для частного случая, а именно течения воды в трубе при температурах, близких к 100 °С. Определено значение числа Рейнольдса, при котором начинается процесс образования пара. Показано, что распределение температур существенно неравномерно по сечению трубы, следовательно, подобные задачи необходимо решать только в трехмерной постановке.

Коэффициент теплопередачи в экспериментальных исследованиях варьировался в диапазоне значений 25–30 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Коэффициент теплоотдачи от трубы к нагреваемой воде варьировался в диапазоне значений 920–1250 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Из этого сравнения можно заключить, что термическое сопротивление сосредоточено в парогазовой фазе. Следовательно, нет необходимости интенсифицировать теплоотдачу со стороны воды, протекающей по трубе.

Кроме того, движение воды при достаточно низких скоростях позволит снизить потери энергии на преодоление гидравлического сопротивления. Следует также отметить, что увеличение температуры воды приводит к снижению вязкости жидкости. Давление текучей среды менялось на 728 Па при массовом расходе 0,016 кг/с, на 742 Па при массовом расходе 0,0328 кг/с. Причем для подъема воды на высоту 75 мм в диапазоне исследуемых температур

необходимо создать давление 724 Па. Таким образом, затраты энергии на преодоление гидравлического трения и местного сопротивления из-за поворота потока на 180° составляют менее 2,5 % от общих затрат.

С увеличением теплового потока снижается длина входного участка, на котором изменение температуры на оси практически отсутствует (рис. 7). Вероятнее всего, это связано с прогревом от стенки трубы до оси. При более интенсивном образовании пара линия относительной температуры становится менее равномерной. Это объясняется образованием пространств, заполненных паром, в которых термическое сопротивление возрастает.

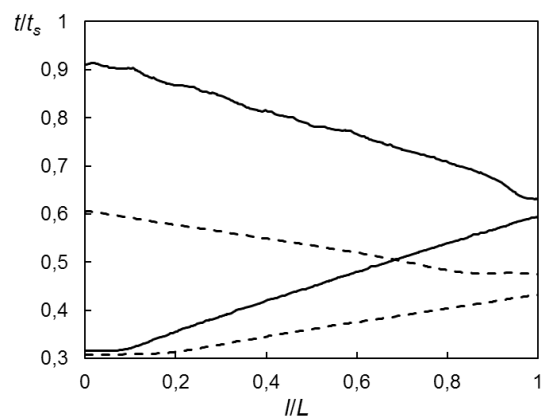


Рис. 7. Изменение относительной температуры воды на оси трубы по длине прямых участков: сплошные линии —  $L_m = 0,016$  кг/с; пунктирные линии —  $L_m = 0,0328$  кг/с

**Выводы.** В ходе проведения исследований были сделаны следующие выводы:

1. При отсутствии образования пара хорошие результаты получены при моделировании процесса теплообмена при течении жидкости по трубе с использованием модели турбулентности SST  $k$ - $\omega$  в стационарном режиме.
2. Доказана применимость модели Ли для решения задач течения воды в трубопроводе при частичном испарении.
3. При образовании пара необходимо учитывать процессы испарения и конденсации, например по модели Ли, и проводить расчеты в нестационарном режиме.
4. Во всем рассматриваемом диапазоне исследований адекватные результаты получаются лишь при учете влияния температуры на такие параметры, как поверхностное натяжение, коэффициент теплопроводности воды, коэффициент динамиче-

ской вязкости воды. Расхождение результатов в этом случае составляет менее 6 %.

5. Предложенный подход может быть использован для оптимизации параметров работы конденсаторов и испарителей, для достаточно точного расчета коэффициента теплоотдачи и определения областей образования пара.

### Список литературы

1. **Аксенов Б.Г., Степанов О.А., Рыдалина Н.В.** Экспериментальное исследование и математическая модель теплообменного аппарата со вставками из пористого металла // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – 2020. – Т. 6, № 2(22). – С. 22–40. DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-2-22-40.
2. **Драбкина Е.В., Никулин В.Д.** Анализ возможностей применения конденсационных экономайзеров в качестве энергосберегающих устройств // Приоритетные направления инновационной деятельности в промышленности: сб. науч. ст. X Междунар. науч. конф., Казань, 30–31 октября 2020 г. – Казань, 2020. – С. 87–93.
3. **Мартинчук Ю.Ю.** Конденсационные экономайзеры // Актуальные проблемы энергетики 2020: материалы студ. науч.-техн. конф. – Минск: БНТУ, 2020. – С. 789–791.
4. **Куницкий В.А.** Использование теплообменного аппарата для рекуперации тепловой энергии сточной душевой воды // Вестник Вологодского государственного университета. Сер.: Технические науки. – 2020. – № 1. – С. 19–22.
5. **Струкков А.Р., Львович Э.М.** Проблемы экономии тепловой энергии // Ресурсосбережение и экология строительных материалов, изделий и конструкций. – 2022. – С. 277–279.
6. **Mokhtar Z., Berghe J.V., Blondeau J.** Experimental characterisation of a spiral heat exchanger for waste water heat recovery from partially filled sewage pipes // Case Studies in Therm. Eng. – 2023. – P. 103770. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103770>
7. **Wilberforce T., Muhammad I.** Dynamic modelling and analysis of Organic Rankine Cycle power units for the recovery of waste heat from 110 kW Proton Exchange Membrane Fuel cell system // Int. J. of Thermofluids. – 2023. – Vol. 17. – P. 100280. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100280>
8. **Rogowski M., Andrzejczyk R.** Recent advances of selected passive heat transfer intensification methods for phase change material-based latent heat energy storage units: A review // Int. Com. in Heat and Mass Transf. – 2023. – Vol. 144. – P. 106795. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106795>
9. **Experimental** and numerical exploration of improved heat transfer by continuous spiral flow in shell of spiral wound corrugated tube heat exchanger / Q. Gong, C. Yu, W. Wang, Y. Wang // Case Stud. in Therm. Eng. – 2023. – Vol. 51. – P. 103483. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103483>
10. **Entropy** analysis and mixed convection of nanofluid flow in a pillow plate heat exchanger in the presence of porous medium / G. Tian, C. Tian, A.A. Alizadeh, et al. // Alexandria Eng. J. – 2023. – Vol. 82. – P. 541–556. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2023.10.019>
11. **Thermal-hydraulic** performance of a plate heat exchanger with grooved copper foam / K. Nilpueng, T. Chomamuang, M. Mesgarpour, et al. // Case Stud. in Therm. Eng. – 2023. – Vol. 51. – P. 103525. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103525>
12. **Инженерная** модель конденсации пара из движущейся парогазовой смеси на поверхности пучка из гладких горизонтальных труб / К.Б. Минко, Г.Г. Яньков, В.И. Артемов и др. // Теплоэнергетика. – 2021. – № 9. – С. 51–63. <https://doi.org/10.1134/S0040363621080063>
13. **Беспалов В.В., Беспалов В.И., Мельников Д.В.** Исследование и оптимизация глубины утилизации тепла дымовых газов в поверхностных теплообменниках // Теплоэнергетика. – 2017. – № 9. – С. 64–70. <https://doi.org/10.1134/S0040363617090028>
14. **Сидоров А.А., Ястребов А.К.** Интеграция модуля численного решения кинетического уравнения в CFD-пакет для задачи объемной конденсации при истечении парогазовой смеси через сопло // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2021. – Т. 48, № 1. – С. 65–75. DOI: 10.21822/2073-6185-2021-48-1-65-75.
15. **Беспалов В.В., Туболев А.А., Галашов Н.Н.** Исследование теплоотдачи от насыщенного влажного воздуха к вертикальной стенке теплообменника при конденсации водяных паров // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2022. – Т. 333, № 8. – С. 7–14. DOI: 10.18799/24131830/2022/8/3638.
16. **Расчет** образования осадка на орбитальных трубах теплообменника при конденсации парогазовой смеси с твердыми частицами / А.В. Дмитриев, Н.Д. Якимов, В.В. Харьков, Г.Р. Бадретдинова // Инженерно-физический журнал. – 2023. – Т. 96, № 6. – С. 1456–1463.
17. **Экспериментальное** исследование теплообмена от парогазовой смеси при передаче тепла через ребристую поверхность / В.Э. Зинуров, А.В. Дмитриев, И.И. Шарипов, А.Р. Галимова // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – 2021. – Т. 7, № 2(26). – С. 60–74. DOI: 10.21684/2411-7978-2021-7-2-60-74.
18. **Guichet V., Delpach B., Jouhara H.** Experimental investigation, CFD and theoretical modeling of two-phase heat transfer in a three-leg



multi-channel heat pipe // *Int. J. of Heat and Mass Transf.* – 2023. – Vol. 203. – P. 123813. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123813>

19. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямого и перекрестном токе. – М.: Энергоиздат, 1981. – 384 с.

20. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

21. **Experimental** study on the forced convection heat transfer characteristics of airflow with variable thermophysical parameters in a circular tube / Q. Zhao, B. Mao, J. Zhao, et al. // *Case Stud. in Therm. Eng.* – 2022. – Vol. 40. – P. 102495. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102495>

22. Bianco V., Nardini S., Manca O. Enhancement of heat transfer and entropy generation analysis of nanofluids turbulent convection flow in square section tubes // *Nanoscale research letters.* – 2011. – Vol. 6. – P. 1–12. <https://doi.org/10.1186/1556-276X-6-252>

23. El Hasadi Y.M.F., Padding J.T. Do logarithmic terms exist in the drag coefficient of a single sphere at high Reynolds numbers? // *Chemical Engineering Science.* – 2023. – Vol. 265. – P. 118195. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2022.118195>

24. **Direct** contact condensation heat transfer characteristics of vapor with noncondensable gases in horizontal tubes / Y. Zhao, K. Luo, C. Shi, et al. // *Case Stud. in Therm. Eng.* – 2023. – Vol. 49. – P. 103260. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103260>

25. Manninen M., Taivassalo V., Kallio S. On the mixture model for multiphase flow // *Technical Research Center of Finland. VTT Publications.* – 1996. – Vol. 288. – P. 67.

26. **A novel** relaxation drift model for simulating liquid-vapor momentum non-equilibrium in two-phase ejectors / J. Long, B. Yu, D. Wang, et al. // *Case Stud. in Therm. Eng.* – 2023. – Vol. 52. – P. 103758. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103758>

## References

1. Aksenov, B.G., Stepanov, O.A., Rydalina, N.V. *Vestnik Tyumenskogo gosudarstvennogo universiteta. Fiziko-matematicheskoe modelirovanie. Neft', gaz, energetika*, 2020, vol. 6, no. 2(22), pp. 22–40. DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-2-22-40.

2. Drabkina, E.V., Nikulin, V.D. Analiz vozmozhnostey primeneniya kondensatsionnykh ekonomayzerov v kachestve energosberegayushchikh ustroystv [Analysis of the possibilities of using condensation economizers as energy-saving devices]. *Sbornik nauchnykh statey X Mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii «Prioritetnye napravleniya innovatsionnoy deyatel'nosti v promyshlennosti»*, Kazan', 30–31 oktyabrya 2020 goda [Proceedings of scientific papers of X International scientific conference “Priority areas of in-

novation activities in industry”, Kazan, October 30–31, 2020]. Kazan', 2020, pp. 87–93.

3. Martinchuk, Yu.Yu. Kondensatsionnye ekonomayzery [Condensation Economizers]. *Materialy studencheskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Aktual'nye problemy energetiki 2020»* [Materials of the student scientific and technical conference “Actual problems of energy 2020”]. Minsk: BNTU, 2020, pp. 789–791.

4. Kunitskii, V.A. *Vestnik vologodskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskie nauki*, 2020, no. 1, pp. 19–22.

5. Strukov, A.R., L'vovich, E.M. Problemy ekonomii teplovooy energii [Problems of saving thermal energy]. *Resursosberezhenie i ekologiya stroitel'nykh materialov, izdeliy i konstruksiy*, 2022, pp. 277–279.

6. Mokhtar, Z., Berghe, J.V., Blondeau, J. *Case Studies in Therm. Eng.*, 2023, p. 103770. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103770>

7. Wilberforce, T., Muhammad, I. *Int. J. of Thermofluids*, 2023, vol. 17, p. 100280. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100280>

8. Rogowski, M., Andrzejczyk, R. *Int. Com. in Heat and Mass Transf.*, 2023, vol. 144, p. 106795. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106795>

9. Gong, Q., Yu, C., Wang, W., Wang, Y. *Case Stud. in Therm. Eng.*, 2023, vol. 51, p. 103483. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103483>

10. Tian, G., Tian, C., Alizadeh, A.A., Shirani, N., Nasajpour-Esfahani, N., Shamsborhan, M., Baghaei, S. *Alexandria Eng. J.*, 2023, vol. 82, p. 541–556. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2023.10.019>

11. Nilpueng, K., Chomamuang, T., Mesgarpour, M., Mahian, O., Wongwises, S. *Case Stud. in Therm. Eng.*, 2023, vol. 51, p. 103525. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103525>

12. Minko, K.B., Yan'kov, G.G., Artemov, V.I., Krylov, V.S., Klement'ev, A.A. *Teploenergetika*, 2021, no. 9, pp. 51–63. <https://doi.org/10.1134/S0040363621080063>

13. Bepalov, V.V., Bepalov, V.I., Mel'nikov, D.V. *Teploenergetika*, 2017, no. 9, pp. 64–70. <https://doi.org/10.1134/S0040363617090028>

14. Sidorov, A.A., Yastrebov, A.K. *Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2021, vol. 48, no. 1, pp. 65–75. DOI: 10.21822/2073-6185-2021-48-1-65-7515.

15. Bepalov, V.V., Tubolev, A.A., Galashov, N.N. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov*, 2022, vol. 333, no. 8, pp. 7–14. DOI: 10.18799/24131830/2022/8/3638.

16. Dmitriev, A.V., Yakimov, N.D., Khar'kov, V.V., Badretdinova, G.R. *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal*, 2023, vol. 96, no. 6, pp. 1456–1463.

17. Zinurov, V.E., Dmitriev, A.V., Sharipov, I.I., Galimova, A.R. *Vestnik Tyumenskogo gosudarstvennogo universiteta. Fiziko-matematicheskoe modelirovanie. Neft', gaz, energetika*, 2021, vol. 7,

no. 2(26), pp. 60–74. DOI: 10.21684/2411-7978-2021-7-2-60-74.

18. Guichet, V., Delpech, B., Jouhara, H. *Int. J. of Heat and Mass Transf.*, 2023, vol. 203, p. 123813. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123813>

19. Khauzen, Kh. *Teploperedacha pri protivotoke, pryamotoke i perekrestnom toke* [Heat transfer in countercurrent, direct current and cross current]. Moscow: Energoizdat, 1981. 384 p.

20. Isachenko, V.P., Osipova, V.A., Sukomel, A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow: Energoizdat, 1981. 416 p.

21. Zhao, Q., Mao, B., Zhao, J., Li, H., Wei, S., Bai, X., Zhang, X., Zhang, Y. *Case Stud. in Therm. Eng.*, 2022, vol. 40, p. 102495. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102495>

22. Bianco, V., Nardini, S., Manca, O. *Nanoscale research letters*, 2011, vol. 6, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1186/1556-276X-6-252>

23. El Hasadi, Y.M.F., Padding, J.T. *Chemical Engineering Science*, 2023, vol. 265, p. 118195. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2022.118195>

24. Zhao, Y., Luo, K., Shi, C., Guo, Q., Qin, K. *Case Stud. in Therm. Eng.*, 2023, vol. 49, p. 103260. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103260>

25. Manninen, M., Taivassalo, V., Kallio, S. *Technical Research Center of Finland. VTT Publications*, 1996, vol. 288, p. 67.

26. Long, J., Yu, B., Wang, D., Liu, C., Shi, J., Chen, J. *Case Stud. in Therm. Eng.*, 2023, vol. 52, p. 103758. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103758>