

НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ
ИНСТИТУТ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА им. А. В. ЛЫКОВА
Журнал основан в январе 1958 г.

ИФЖ

И
НЖЕНЕРНО-ФИЗИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

JOURNAL
OF ENGINEERING PHYSICS
AND THERMOPHYSICS

Отдельный оттиск
Offprint

Том 96, № 3
Vol. 96, No. 3

МАЙ–ИЮНЬ
MAY–JUNE

2023

ИНЖЕНЕРНО-ФИЗИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Основан в январе 1958 г.

2023. ТОМ 96, № 3 (МАЙ–ИЮНЬ)

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ ПЕРЕНОСА

- Цирлин А. М.** Термодинамический анализ необратимых процессов обратного осмоса и диффузионных машин557
- Палкин В. А.** Одновременное концентрирование промежуточных изотопов молибдена в каскаде с заданным числом газовых центрифуг в ступенях570

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ И ТЕПЛООБМЕН В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

- Карташов Э. М., Крылов С. С.** Обобщенная модель теплового удара в динамической термоупругости575
- Ни А. Э.** Трехмерное моделирование тепломассопереноса гибридным решеточным методом Больцмана588
- Зуев А. В., Заричняк Ю. П., Воробьев Н. Н., Барботько С. Л.** Оценка теплопереноса в гибкой волокнистой теплоизоляционной композиции597
- Касымов Д. П., Перминов В. В., Шевлякова А. А., Якимов А. С.** Моделирование процесса тепломассопереноса в композиционных материалах при пожаре607
- Соловьев С. В.** Теплообмен электропроводной жидкости при отводе тепла с внешней поверхности сферического слоя при малых значениях магнитного числа Рейнольдса615
- Мадышев И. Н., Харьков В. В., Зинуров В. Э.** Исследование термического сопротивления трубчатого радиатора гибридной системы охлаждения оборотной воды630
- Said A. Ait Haj, Elfagrigh M., and Dahani Y.** Interferometric Data Analysis of Convective Heat Transfer under a Downward-Facing Horizontal Circular Plate639

ПРОЦЕССЫ ПЕРЕНОСА В РЕОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДАХ

- Рыльцева К. Е., Шрагер Г. Р.** Характеристики течения вязкопластичной жидкости при различных режимах теплообмена на стенках канала с резким сужением652
- Келбалиев Г. И., Тагиев Д. Б., Манафов М. Р., Шыхыева Ф. Р.** Кинетически и агрегативно неустойчивые нефтяные дисперсные системы663

ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОС В ПРОЦЕССАХ ГОРЕНИЯ

- Прохоров Е. С.** Унифицированный подход к моделированию равновесных течений детонирующих газов671
- Моисеева К. М., Крайнов А. Ю., Крайнов Д. А.** О скорости горения угле-метано-воздушной газовзвеси682
- Крайнов А. Ю., Порязов В. А., Моисеева К. М.** Моделирование нестационарного горения твердого топлива в камере сгорания и расчет акустической проводимости поверхности горения топлива692
- Булат П. В., Волков К. Н., Есаков И. И., Лавров П. Б., Раваев А. А.** Применение резонансных вибраторов, расположенных перпендикулярно оптической оси камеры сгорания, для усиления электромагнитного поля в ней703
- Булат П. В., Волков К. Н., Есаков И. И., Лавров П. Б., Раваев А. А.** Электродинамическая модель камеры сгорания с инициатором подкритического стримерного разряда, расположенным параллельно оптической оси камеры713
- Копылов Н. П., Яйлиян Р. А., Сушкина Е. Ю., Кропотова С. С., Стрижак П. А.** Модель оптимизации тушения твердых материалов методом охлаждения720

НАНОСТРУКТУРЫ

Шашок Ж. С., Прокопчук Н. Р., Усс Е. П., Жданок С. А., Крауклис А. В. Особенности релаксационных свойств эластомерных композиций с высокодисперсными углеродными добавками	730
Хрипченко С. Ю., Долгих В. М., Сираев Р. Р. Введение армирующих частиц в жидкий алюминий.....	736

ГИДРОГАЗОДИНАМИКА В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

Исаев С. А., Усачов А. Е., Сустин С. А., Никущенко Д. В., Судаков А. Г., Тряскин Н. В. Численное моделирование двумерного и пространственного нестационарного обтекания толстых профилей и крыльев малого удлинения со шелевым отсосом в вихревой ячейке применительно к гибридным аэростатическим аппаратам.....	746
Борисевич В. Д., Потанин Е. П. Газодинамические процессы во вращающемся цилиндре при наличии осевых градиентов температуры	758
Матвиенко О. В., Мартынов П. С. Влияние закрутки потока равновесно диссоциирующего газа в трубе на теплообмен и химическое реагирование в нем	766
Зинченко В. И., Гольдин В. Д. Сравнение расчетных и экспериментальных данных при сверхзвуковом обтекании цилиндрической модели и оценка возможных способов снижения максимальных температур тела	779
Ряжских В. И., Хвостов А. А., Коновалов Д. А., Сумин В. А., Ряжских А. В. Снижение интенсивности теплопереноса в криогенной жидкости в горизонтальном резервуаре.....	788

ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОС В ДИСПЕРСНЫХ И ПОРИСТЫХ СРЕДАХ

Аббасов Э. М., Агаева Н. А. Движение газожидкостной смеси в системе пласт–трубопровод с учетом теплообмена.....	796
Хасанов М. К., Кильдибаева С. Р., Столповский М. В. Математическое моделирование инъекции газа в частично насыщенный водой пласт с учетом неравновесности процесса гидратообразования.....	810
Ширалиев И. А. Гидродинамическое моделирование циклической эксплуатации подземных хранилищ газа.....	817
Рамазанов М. М. Математическая модель фильтрации растворов в пористой среде с полупроницаемыми включениями. Осмотическая конвекция.....	823

РАЗНОЕ

Singla H. and Singh B. The Effect of Diffusion and Microconcentration on Plane Waves in a Generalized Thermoelastic Material.....	834
---	-----

Ответственный за выпуск: Л. Н. Шемет

Подписано в печать 02.05.2023. Формат 60×84¹/₈. Бумага офсетная.
Усл. печ. л. 34,06. Уч.-изд. л. 27,50. Тираж 56 экз. Заказ № 91

Отпечатано в Республиканском унитарном предприятии "Издательский дом "Беларуская навука".
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий №1/18 от 02.08.2013.
ЛП № 02330/455 от 30.12.2013.

220141, г. Минск, ул. Ф. Скорины, 40

© Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси

УДК 66.045.53

*И. Н. Мадышев¹, В. В. Харьков¹, В. Э. Зинуров²***ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРУБЧАТОГО РАДИАТОРА ГИБРИДНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ**

К современным видам градирен для охлаждения жидкостей относятся устройства гибридного типа, позволяющие эффективно отводить теплоту от технологического оборудования при соблюдении требований экологической безопасности. Разработана градирня с гибридной системой охлаждения оборотной воды промышленных предприятий. Ее конструктивными особенностями являются использование блока оросителя с наклонно-гофрированными контактными элементами и трубчатый радиатором для исключения прямого контакта основного потока оборотной воды с воздухом. Целью работы является определение основного сопротивления теплопередаче при обтекании наружной поверхности труб радиатора гибридной градирни орошающей жидкостью. Было разработано математическое описание охлаждения оборотной воды в гибридной градирне. Результаты теоретических исследований показали, что на величину тепловой мощности отводимого от поверхности труб в гибридной системе охлаждения оборотной воды, существенное влияние оказывают температурные характеристики теплоносителя, орошающей (охлаждающей) жидкости, а также их режимы течения. Сопоставление экспериментальных и теоретических данных по изменению тепловой мощности, отводимой от поверхности труб радиатора, подтвердило адекватность разработанного математического описания процесса охлаждения в разработанной гибридной градирне.

Ключевые слова: гибридная градирня, теплопередача, термическое сопротивление.

Введение. Градирни применяются почти во всех отраслях промышленности. Их широко используют в энергетической, химической, нефтеперерабатывающей, металлургической и других отраслях народного хозяйства для отвода низкопотенциального тепла от технологического оборудования. При использовании промышленных и городских вод, а также сильно минерализованных природных вод (например, морской воды) градирни могут быть источником вредного воздействия на окружающую среду — атмосферу, почву, водные объекты [1, 2].

На сегодняшний день существует несколько типов градирен для охлаждения воды или другой жидкости, среди них два основных — это сухие (драйкулеры) и мокрые (испарительные, влажные). Сухие градирни требуют большую площадь поверхности теплообмена и имеют высокие энергозатраты по сравнению с более эффективными мокрыми градирнями. Однако мокрые градирни потребляют большое количество пресной воды из-за испарения и уноса. Гибридная градирня — это современный и усовершенствованный тип градирен, в которых используется как мокрое, так и сухое охлаждение, что позволяет эффективно отводить теплоту за счет использования преимуществ обеих систем охлаждения, а также минимизирования или полного исключения их недостатков [3, 4]. Более того, в гибридной системе не происходят загрязнение и потеря воды. Комбинация двух систем охлаждения позволяет существенно снизить инвестиционные и производственные расходы наряду с благоприятным воздействием на окружающую среду, что отвечает современным строгим экологическим требованиям. Таким образом, исследование гибридной системы для охлаждения оборотной воды промышленных предприятий является актуальной задачей.

Исследования по градирням ведутся давно, но ввиду множества факторов, оказывающих влияние на работу градирен, до сих пор явления тепло- и массопереноса в них не могут быть полностью предсказуемыми. Поэтому до сих пор нет универсальной методики расчета градирен и режимы их работы

¹Казанский национальный исследовательский технологический университет. Россия, 420015, г. Казань, ул. Карла Маркса, 68; э-почта: v.v.kharkov@gmail.com; ²Казанский государственный энергетический университет. Россия, 420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51. Поступила 20.01.2022.

выбираются на основе проведения численного или физического экспериментов [5–13]. Гибридные системы охлаждения преимущественно стали исследовать только в XXI веке и данных по оценке их работы накоплено мало. Например, в работе [14] были смоделированы мокрая и сухая секции гибридной градирни для выбора наилучшего режима ее работы с минимальными потерями воды. Также в работах [15–17] авторы разработали численную модель гибридного охлаждения в широком диапазоне чисел Рейнольдса для различных толщин пленки жидкости. Авторы [18] экспериментальным путем выявили, что эффективность работы гибридной градирни определяется соотношением расходов по жидкости и газу, а ее производительность изменяется в пределе между производительностями для мокрой и сухой градирен в зависимости от выбранного соотношения расходов.

Авторами данной статьи разработана градирня с гибридной системой охлаждения оборотной воды. Особенностью конструкции является использование блока оросителя, состоящего из наклонно-гофрированных контактных элементов и трубчатого радиатора для исключения контакта основного потока оборотной воды с атмосферным воздухом. Ранее в работе [19] доказано, что такой блок оросителя обеспечивает более полное соприкосновение газожидкостных потоков с минимальным количеством мертвых зон при небольших расходах жидкости. Предварительные исследования эффективности охлаждения оборотной воды в гибридной системе [20] показали, что тепловая мощность, передаваемая охлаждаемой жидкости в трубчатом радиаторе примерно равна мощности, передаваемой орошающей жидкости при непосредственном контакте фаз в испарительной части градирни. Однако в настоящее время не исследовано влияние расходов фаз и температурных характеристик потоков жидкости и газа на сопротивление процессу теплопереноса. Таким образом, целью данной работы является определение основного сопротивления теплопередаче при обтекании наружной поверхности труб радиатора гибридной градирни орошающей жидкостью.

Описание экспериментальной установки. Блок оросителя выполненный из органического стекла с размерами $100 \times 100 \times 340$ мм (рис. 1), имеет четыре контактных элемента, расположенных под углом 45° к стенкам корпуса блока. Контактные элементы представляют собой металлические гофрированные пластины толщиной 0.6 мм и радиусом кривизны 7.5 мм. На боковых поверхностях и в верхней части гофр просверлены отверстия с шагом 11–12 мм, а во впадинах гофр — отверстия диаметром 3 мм и шагом 10 мм. Трубчатый радиатор представляет собой контур гладких труб диаметром 8.0×1.5 мм из меди в количестве 30 шт., соединенных между собой силиконовыми шлангами. Длина труб в оросительной части блока градирни составляет 0.1 м.

Принцип работы экспериментальной установки заключается в следующем (рис. 2). Горячая вода, поступающая на охлаждение, подается в нижнюю часть блока оросителя градирни 1 в трубчатый радиатор 3. Как было сказано ранее, при таком техническом решении исключается прямой контакт основного потока оборотной воды с атмосферным воздухом. Другая часть жидкости подается дополнительно в верхнюю часть градирни через трубчатый распределитель 4, расположенный между первой и второй наклонно-гофрированными контактными элементами 2. Этот поток жидкости стекает по поверхности гофрированных пластин,

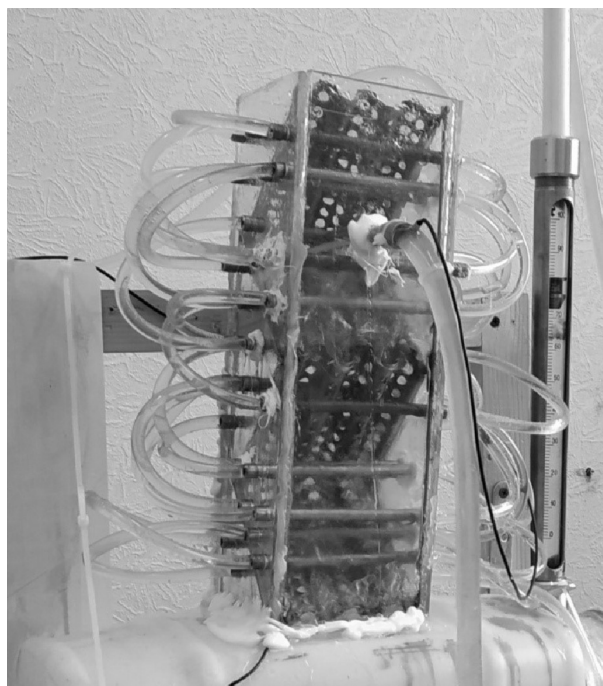


Рис. 1. Фото блока оросителя с трубчатым радиатором

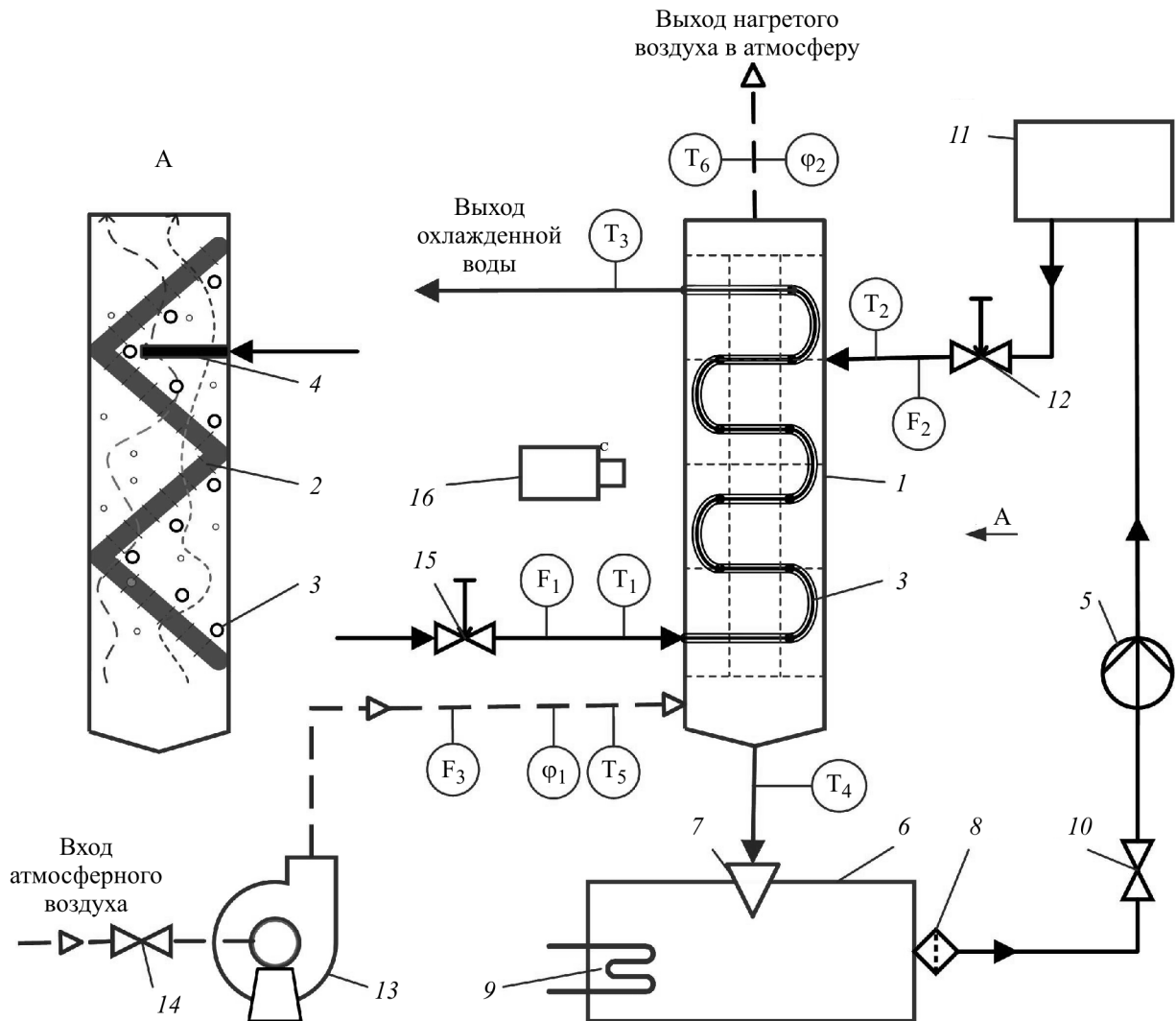


Рис. 2. Схема экспериментальной установки градирни с гибридной системой охлаждения оборотной воды: 1 — блок оросителя градирни; 2 — наклонно-гофрированные контактные элементы; 3 — исследуемый трубчатый радиатор; 4 — трубчатый распределитель; 5 — насос; 6, 11 — водосборные емкости; 7 — воронка; 8 — жидкостной фильтр; 9 — нагревательный элемент; 10, 12, 15 — запорная арматура на линии подачи воды; 13 — вентилятор; 14 — запорная арматура на линии подачи воздуха; 16 — видеокамера; T_1 – T_6 — датчики температуры; F_1 – F_3 — расходомеры; ϕ_1 , ϕ_2 — датчики относительной влажности воздуха

омывает трубчатый радиатор и перетекает через отверстия в пластинах на нижележащие контактные элементы. Подаваемый вентилятором 5 атмосферный воздух, проходя через отверстия в гофрах пластин, контактирует с водой и распыляет ее в разные стороны по всему объему блока оросителя. Таким образом, в предлагаемом блоке оросителя гибридной градирни формируется развитая и постоянно обновляющаяся поверхность контакта фаз. Охлаждение основного потока оборотной воды происходит при восходящем движении жидкости по трубчатому радиатору за счет передачи тепла через стенку радиатора атмосферному воздуху, а также омывающей жидкости. Причем омывающая жидкость с поверхности нижнего контактного элемента и со стенок блока стекает в водосборную емкость 6, откуда обратно подается насосом 5 на орошение в верхнюю часть градирни. Таким образом, омывающий поток жидкости циркулирует по замкнутому контуру и выступает в качестве хладагента.

В ходе экспериментальных исследований по определению тепловой мощности в гибридной градирне изменялись следующие параметры: среднерасходная скорость охлаждающего воздуха — от 1.55 до 3.94 м/с, температура воздуха — от 28.4 до 31.3 °С, относительная влажность воздуха — от 46.0 до 54.8%, температура воды в трубчатом радиаторе — от 33.3 до 43.8 °С, температура воды, подаваемой на орошение — от 25.2 до 37.5 °С, плотность орошения — от 12 до 42.2 м³/(м² · ч). Расход воды в трубчатом радиаторе составлял 0.038 кг/с.

Математическое описание процесса охлаждения оборотной воды. Для определения режимных параметров работы гибридной системы охлаждения оборотной воды авторами разработана математическая модель. Согласно этой модели, общее решение задачи теплообмена в трубчатом радиаторе для условия переменной температуры жидкости, находящейся в оросительной части градирни и являющейся хладагентом, приводится к частному решению для постоянной температуры. В этом случае теплоперенос в трубчатом радиаторе описывается системой уравнений:

$$Q = L_{m1}c_p(t_{L1} - t_{L2}), \quad Q = k_l\pi\ln(t_{L,m} - t_{wet,m}). \quad (1)$$

Линейный коэффициент теплопередачи с учетом термического сопротивления стенки трубчатого радиатора можно определить по формуле:

$$k_l = \frac{1}{R_l} = \frac{1}{R_{l,\alpha 1} + R_{l,\lambda} + R_{l,\alpha 2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_r} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (2)$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 при продольном обтекании прямых труб можно найти по известным уравнениям [21] в зависимости от режима течения теплоносителя:

при развитом турбулентном течении ($Re > 10\,000$)

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} (Pr/Pr_w)^{0.25}; \quad (3)$$

при переходном режиме ($2300 < Re < 10\,000$) более точная зависимость получена в работе [22]

$$Nu = 3.66 + 0.0855(Re - 2320)^{2/3} Pr^{0.43} (Pr/Pr_w)^{0.25}; \quad (4)$$

при вязкостно-гравитационном режиме ($Re < 2300, GrPr > 8 \cdot 10^5$)

$$Nu = 0.15 Re^{0.33} Pr^{0.43} Gr^{0.1} (Pr/Pr_w)^{0.25}; \quad (5)$$

при вязкостном режиме ($Re < 2300, GrPr < 8 \cdot 10^5$)

$$Nu = 3.66(\mu/\mu_w)^{0.14}. \quad (6)$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 при стекании пленки жидкости по поверхности горизонтальных труб по аналогии с оросительными теплообменниками можно найти по формулам [23] в зависимости от режима течения пленки:

при $Re_f < 2000$

$$Nu_f = 0.51 Re_f^{0.33} Pr^{0.43}; \quad (7)$$

при $Re_f \geq 2000$

$$Nu_f = 0.1 Re_f^{0.63} Pr^{0.48}. \quad (8)$$

При этом число Рейнольдса для пленки определяется по формуле:

$$Re_f = \frac{4m_l}{\mu}, \quad (9)$$

где расход орошающей жидкости, приходящийся на 1 м длины одной трубы с учетом ее двухстороннего омывания, равен $m_l = L_{m2}/2ln_c$.

Число Нуссельта для пленки определяется по выражению:

$$Nu_f = \frac{4\alpha_2\delta_f}{\lambda_{wet}}. \quad (10)$$

За характерный линейный размер при пленочном течении жидкости принимается приведенная толщина пленки, которая определяется по формуле:

$$\delta_f = 0.91\sqrt[3]{\mu m_l / \rho_{wet}^2}. \quad (11)$$

Система уравнений (1) решалась методом последовательных приближений с использованием замыкающих уравнений подобия (3)–(11). Оценочные расчеты проводились при конструктивных размерах трубчатого радиатора, соответствующих проведенным экспериментальным исследованиям для проверки адекватности разработанного математического описания отвода тепла от поверхности труб. Теплопроводность труб, выполненных из меди, принималась равной 394 Вт/(м·К). У исследуемого трубчатого радиатора поверхность теплопередачи составила 0.0754 м². При расчетах температура теплоносителя на входе в трубчатый радиатор принималась равной 40°C. Температура теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора изменялась от 30 до 38°C, а средняя температура орошающей жидкости в блоке оросителя градирни, являющаяся хладагентом, изменялась от 20 до 32°C. Массовый расход орошающей жидкости был принят равным 0.06 кг/с.

Результаты и обсуждение. Результаты теоретических исследований показали, что на величину тепловой мощности отводимой от поверхности труб в гибридной системе охлаждения оборотной воды существенное влияние оказывают температурные характеристики теплоносителя и орошающей (охлаждающей) жидкости, а также режимы их течения.

На рис. 3 представлено изменение тепловой мощности отводимого от поверхности труб радиатора, в зависимости от разности температур теплоносителя на входе в трубчатый радиатор и средней температуры орошающей жидкости. Из графика видно, что уменьшение средней температуры орошающей жидкости, например, с 28 до 24°C приводит к повышению тепловой мощности на 39.2–82.9% в зависимости от конечной температуры теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора. При этом увеличение температуры воды на выходе из трубчатого радиатора также приводит к росту мощности теплового потока.

При увеличении количества переданного тепла от орошаемой жидкости к теплоносителю повышается расход охлаждаемой жидкости, т. е. теплоносителя в трубах (рис. 4). Так, при температуре орошающей жидкости 28°C повышение температуры воды на выходе из трубчатого радиатора с 35 до 38°C приводит к росту массового расхода теплоносителя в 3.3 раза. При этом увеличение теплового потока составляет 32%. Повышение массового расхода теплоносителя в трубах связано также с уменьшением разности его температур на входе и выходе из трубчатого радиатора.

Анализ изменения линейного коэффициента теплопередачи показывает, что при высоких расходах теплоносителя в трубчатом радиаторе он практически не зависит от разности температур теплоносителя на входе в трубу и средней температуры орошающей жидкости Δt (изменение составляет 7.77%). Однако при низких расходах жидкости и его скорости в трубе до 1.28 м/с линейный коэффициент теплопередачи резко снижается в несколько раз (рис. 5). Это связано, в первую очередь, с изменением режима течения в трубе и его переходом к ламинарному режиму.

Далее был проведен анализ вклада линейных термических сопротивлений теплоотдачи и стенки в общее линейное термическое сопротивление теплопередачи. Поскольку в ходе исследований массовый расход орошающей жидкости был принят за постоянную величину (0.06 кг/с), то при идеальном распределении жидкости расчетный коэффициент теплоотдачи α_2 составил 3372.3 Вт/(м²·К). В этих условиях изменялся коэффициент теплоотдачи α_1 . Был получен график зависимости линейного термического сопротивления теплоотдачи от средней температуры орошающей жидкости (рис. 6). Видно, что снижение

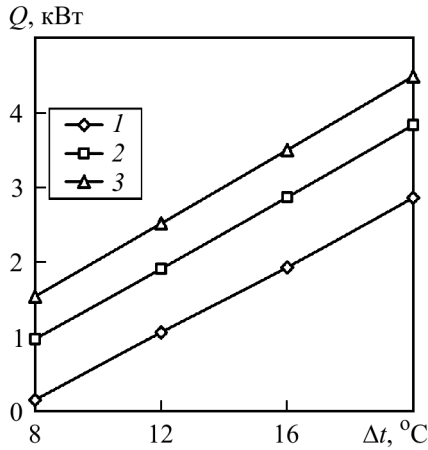


Рис. 3. Изменение теплового потока, отводимого от поверхности труб радиатора, в зависимости от разности температур теплоносителя на входе в трубчатый радиатор и средней температуры орошающей жидкости ($\Delta t = t_{L1} - t_{\text{wet,m}}$) при различных температурах теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора t_{L2} : 1 — $t_{L2} = 30^\circ\text{C}$; 2 — 35°C ; 3 — 38°C

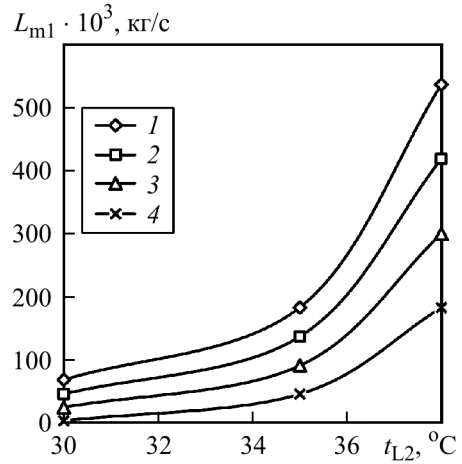


Рис. 4. Изменение массового расхода теплоносителя в трубах в зависимости от его температуры на выходе из трубчатого радиатора при различной температуре охлаждающей жидкости $t_{\text{wet,m}}$: 1 — $t_{\text{wet,m}} = 20^\circ\text{C}$; 2 — 24°C ; 3 — 28°C ; 4 — 32°C

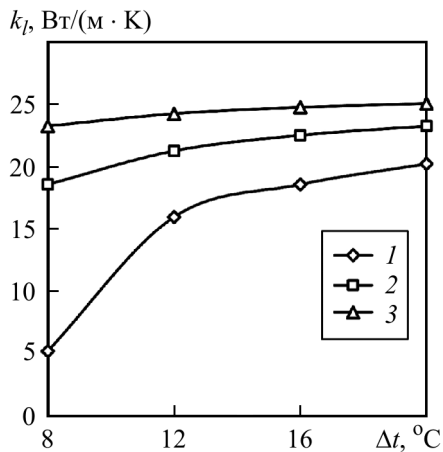


Рис. 5. Изменение линейного коэффициента теплопередачи в зависимости от разности температур теплоносителя на входе в трубчатый радиатор и средней температуры орошающей жидкости Δt при различных температурах теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора t_{L2} : 1 — $t_{L2} = 30^\circ\text{C}$; 2 — 35°C ; 3 — 38°C

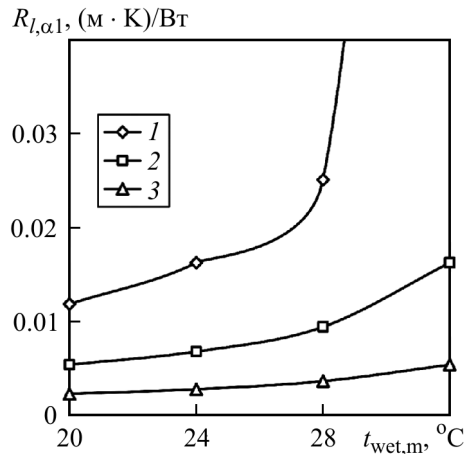


Рис. 6. Зависимость линейного термического сопротивления теплоотдачи от средней температуры орошающей жидкости при различных температурах теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора t_{L2} : 1 — $t_{L2} = 30^\circ\text{C}$; 2 — 35°C ; 3 — 38°C

расхода теплоносителя в трубчатом радиаторе приводит к росту линейного термического сопротивления теплоотдачи $R_{l,\alpha 1}$. Так, например, при температуре теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора, равной 35°C , повышение температуры орошающей жидкости с 24 до 28°C приводит к росту линейного термического сопротивления теплоотдачи на 387% . Вклад линейного термического сопротивления стенки в общее линейное термическое сопротивление теплопередачи составил всего 1.2% .

Анализ вклада линейного термического сопротивления теплоотдачи от орошающей жидкости в общее линейное термическое сопротивление теплопередачи показывает, что основное сопротивление теплопередаче сосредоточено в теплоотдаче от жидкости, орошающей наружную поверхность труб радиатора (рис. 7). При развитом турбулентном и переходном режимах течения жидкости в трубе радиатора доля этого вклада составляет от 60 до 92.8%. Кроме того, стоит отметить, что действительные значения коэффициентов теплоотдачи α_2 будут существенно ниже $3372.3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, так как в реальных условиях практически невозможно создать тонкую пленку минимальной толщины, растекающейся по всей поверхности труб радиатора. Например, приведенная толщина пленки, рассчитанная по формуле (11), составила 0.316 мм.

На рис. 8 представлено изменение тепловой мощности, отводимой от поверхности труб радиатора в зависимости от разности температур теплоносителя на входе и выходе из трубчатого радиатора при различных плотностях орошения охлаждающей жидкости. Видно, что экспериментальные данные хорошо согласуются с разработанным математическим описанием отвода тепла от поверхности труб при их контакте с предварительно охлажденной пленкой жидкости в оросительной части градирни. Так, отклонения опытных данных значений температур теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора от расчетных составляют в среднем 3.5%. При этом разность температур теплоносителя, полученных в ходе эксперимента, несколько выше расчетных значений. Это объясняется тем, что в расчетных моделях не учитывается теплообмен концевых участков труб радиатора, находящихся за пределами корпуса аппарата, с окружающей средой. Стоит отметить, что по количеству переданного тепла расхождение расчетных и опытных данных составляет в среднем 9.6%.

Проведенные исследования показывают, что для увеличения тепловой мощности гибридной системы охлаждения оборотной воды и снижения термического сопротивления теплопередачи в трубчатом радиаторе необходимо интенсифицировать процессы теплопередачи за счет повышения значений коэффициентов теплоотдачи от орошающей жидкости к наружной стенке трубы радиатора α_2 . Этого можно добиться за счет конструктивных изменений труб радиатора [24], выполнив их, например, спирально-оробренными, либо существенно изменив расход охлаждающей жидкости, подаваемой на орошение труб.

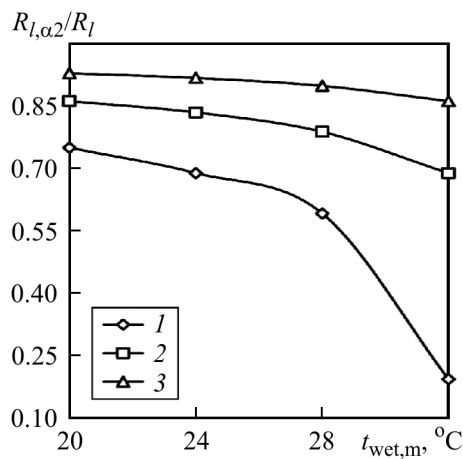


Рис. 7. Отношение линейного термического сопротивления теплоотдачи к общему линейному термическому сопротивлению теплопередачи от средней температуры орошающей жидкости при различных температурах теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора t_{L2} : 1 — $t_{L2} = 30^\circ\text{C}$; 2 — 35; 3 — 38

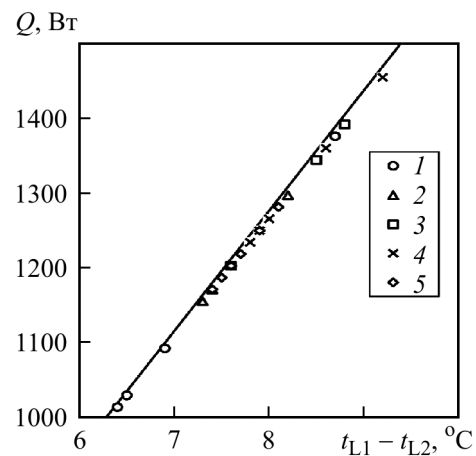


Рис. 8. Изменение теплового потока, отводимого от поверхности труб радиатора в зависимости от разности температур теплоносителя на входе и выходе из трубчатого радиатора при различных плотностях орошения охлаждающей жидкости q : 1 — $q = 12.0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$; 2 — 19.2; 3 — 26.7; 4 — 34.2; 5 — 42.2; сплошная линия — расчет, точки — эксперимент

Выводы

На основе выполненного исследования механизма передачи тепла в трубчатом радиаторе гибридной системы охлаждения оборотной воды можно сделать следующие выводы:

1) уменьшение средней температуры орошающей жидкости с 28 до 24°C приводит к повышению тепловой мощности на 39.2–82.9% в зависимости от конечной температуры теплоносителя на выходе из радиатора;

2) повышение температуры воды на выходе из радиатора с 35 до 38°C приводит к росту массового расхода теплоносителя в 3.3 раза, при этом увеличение теплового потока составляет 32%;

3) при высоких расходах теплоносителя в радиаторе линейный коэффициент теплопередачи практически не зависит от разности температур теплоносителя на входе в трубу и средней температуре орошающей жидкости;

4) повышение температуры орошающей жидкости с 24 до 28°C приводит к росту линейного термического сопротивления теплоотдачи на 387%;

5) основное сопротивление теплопередаче сосредоточено в теплоотдаче от жидкости, орошающей наружную поверхность труб радиатора;

6) невысокое расхождение экспериментальных и расчетных результатов по изменению тепловой мощности, отводимой от поверхности труб радиатора, подтвердило адекватность разработанного математического описания процесса охлаждения в гибридной градирне.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 21-79-00001, <https://rscf.ru/project/21-79-00001/>.

Обозначения

c_p — удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг · К); d_1, d_2 — внутренний и внешний диаметры трубы радиатора, м; Gr — критерий Грасгофа; k_l — линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м · К); L_{m1} — массовый расход теплоносителя (воды) в трубчатом радиаторе, кг/с; L_{m2} — массовый расход орошающей жидкости, кг/с; l — длина одной трубки радиатора, м; m_l — расход орошающей жидкости, приходящийся на 1 м длины одной трубы с учетом ее двухстороннего омывания, кг/(м · с); n — количество трубок в радиаторе, шт; Nu — критерий Нуссельта; n_c — количество параллельно орошаемых трубок радиатора, шт; Pr — критерий Прандтля; Pr_w — критерий Прандтля, рассчитанный при температуре разделяющей стенки; Q — тепловая мощность, Вт; q — плотность орошения охлаждающей жидкости, м³/(м² · ч); R_l — линейное термическое сопротивление теплоотдачи, (м · К)/Вт; $R_{l,\alpha 1}$ — линейное термическое сопротивление теплоотдачи от основного потока жидкости (теплоносителя) к стенке радиатора, (м · К)/Вт; $R_{l,\alpha 2}$ — линейное термическое сопротивление теплоотдачи от стенки к орошающей (охлаждающей) жидкости, (м · К)/Вт; $R_{l,\lambda}$ — линейное термическое сопротивление теплопроводности цилиндрической стенки, (м · К)/Вт; Re — критерий Рейнольдса; t_{L1} — температура воды на входе в трубчатый радиатор, К; t_{L2} — температура воды на выходе из трубчатого радиатора, К; $t_{L,m}$ — средняя температура воды в трубчатом радиаторе, К; $t_{wet,m}$ — средняя температура орошающей жидкости в блоке оросителя градирни, К; α_1 — коэффициент теплоотдачи от основного потока жидкости (теплоносителя), находящейся внутри труб к стенке радиатора, Вт/(м² · К); α_2 — коэффициент теплоотдачи от орошающей жидкости к наружной стенке трубы радиатора, Вт/(м² · К); δ_f — приведенная толщина пленки, м; λ_r — коэффициент теплопроводности материала трубы радиатора, Вт/(м · К); λ_{wet} — коэффициент теплопроводности орошающей жидкости, Вт/(м · К); μ — коэффициент динамической вязкости жидкости, Па · с; μ_w — коэффициент динамической вязкости жидкости при температуре стенки, Па · с; ρ_{wet} — плотность орошающей жидкости, кг/м³. Индексы: с — параллельный (connection in parallel); f — пленка (film); L — жидкость (liquid); m — средний (mean); r — радиатор (radiator); wet — орошающий (wetting); w — стенка (wall).

Литература

1. Socorro De Almeida L. F., De Matos Beleza V., Brás Pereira I. M. Contribution of air pollution to the fouling of heat exchangers in cooling water circuits. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 1997. Vol. 14, No. 4. Pp. 438–441.
2. Rao T. S. Biofouling in industrial water systems. *Mineral Scales and Deposits*. 2015. Pp. 123–140.
3. Nourani Z., Naserbegi A., Tayyebi S., Aghaie M. Thermodynamic evaluation of hybrid cooling towers based on ambient temperature. *Therm. Sci. Eng. Prog.* 2019. Vol. 14. Article ID 100406.
4. Kosten G. J. Wet, dry and hybrid system, a comparison of thermal performance. *Electric Power Research Institute Cooling Towers and Advanced Cooling Systems Conference*. St. Petersburg, Florida, 1994.

5. **Lemouari M., Boumaza M.** Experimental investigation of the performance characteristics of a counterflow wet cooling tower. *Int. J. Therm. Sci.* 2010. Vol. 49, No. 10. Pp. 2049–2056.
6. **Rahmati M., Alavi S. R., Tavakoli M. R.** Investigation of heat transfer in mechanical draft wet cooling towers using infrared thermal images: An experimental study. *Int. J. Refrig.* 2018. Vol. 88. Pp. 229–238.
7. **Golovanchikov A. B., Merentsov N. A., Balashov V. A.** Modeling and analysis of a mechanical-draft cooling tower with wire packing and drip irrigation. *Chem. Pet. Eng.* 2013. Vol. 48, Nos. 9–10. Pp. 595–601.
8. **Petruchik A. I., Solodukhin A. D., Fisenko S. P.** Evaporative cooling of water in complex-configuration film spray zones. *J. Eng. Phys. Thermophys.* 2008. Vol. 81, No. 1. Pp. 182–187.
9. **Fisenko S. P., Brin A. A., Petruchik A. I.** Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2004. Vol. 47, No. 1. Pp. 165–177.
10. **Fisenko S. P., Petruchik A. I., Solodukhin A. D.** Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2002. Vol. 45. Pp. 4683–4694.
11. **Dashkov G. V., Malenko G. L., Solodukhin A. D., Tyutyuma V. D.** Modeling of the evaporative cooling of running-down liquid films in the slit channel of the spraying device of a cooling tower. *J. Eng. Phys. Thermophys.* 2014. Vol. 87, No. 6. Pp. 1414–1419.
12. **Rahmati M.** Effects of ZnO/water nanofluid on the thermal performance of wet cooling towers. *Int. J. Refrig.* 2021. Vol. 131. Pp. 526–534.
13. **Laptev A. G., Danilov V. A., Vishnyakova I. V.** Evaluating the effectiveness of circulating water cooling in a cooling tower. *Therm. Eng.* 2004. Vol. 51, No. 8. Pp. 661–665.
14. **Rezaei E., Shafiei S., Abdollahnezhad A.** Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower. *Energy Convers. Manage.* 2010. Vol. 51, No. 2. Pp. 311–319.
15. **Saha S., Khan J., Farouk T.** Numerical study of evaporation assisted hybrid cooling for thermal powerplant application. *Appl. Therm. Eng.* 2020. Vol. 166. Article ID 114677.
16. **Saha S., Khan J., Farouk T.** Study of hybrid wet/dry cooling with different surface morphology: Analyses on pressure drop and thermal performances. *ASME 2020 Heat Transfer Summer Conference.* 2020. Article ID V001T12A015.
17. **Saha S., Amitav Tikadar, Jamil Khan, Tanvir Farouk.** Numerical analysis on evaporation assisted convective cooling: Effect of surface morphology. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition.* 2019. Vol. 59452. Article ID V008T09A051.
18. **Asvapoositkul W., Kuansathan M.** Comparative evaluation of hybrid (dry/wet) cooling tower performance. *Appl. Therm. Eng.* 2014. Vol. 71, No. 1. Pp. 83–93.
19. **Dmitriev A. V., Kharkov V. V., Madyshev I. N., Dmitrieva O. S., Zinurov V. E.** Experimental investigation of fill pack impact on thermal-hydraulic performance of evaporative cooling tower. *Therm. Sci. Eng. Prog.* 2021. Vol. 22. Article ID 100835.
20. **Madyshev I., Kharkov V., Sannikov I.** Study of heat and mass transfer effectiveness during cooling of circulating water in evaporation section of three-flow cooling tower. *Lecture Notes in Mechanical Engineering. Proc. 7th Int. Conf. on Industrial Engineering (ICIE 2021).* Springer International Publishing, 2022. Pp. 224–230.
21. **Михеев М. А.** *Основы теплопередачи.* Ленинград: Госэнергоиздат, 1949.
22. **Mikhailov G. M.** et al. Determination of the coefficient of convective heat transfer in a transient pipe flow at high Grashof numbers. *Theor. Found. Chem. Eng.* 2007. Vol. 41, No. 4. Pp. 414–416.
23. **Семилет З. В.** *Оросительные теплообменники химических производств.* Москва: Машгиз, 1961.
24. **Попов И. А., Махьянов Х. М., Гуреев В. М.** *Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена.* Казань: Центр инновационных технологий, 2009.