

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ КИПЕНИЯ ХЛАДАГЕНТА R113
В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ТРУБНОМ ПУЧКЕ ПРИ ВЫСОКИХ
ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ¹

© 2023 г. О. О. Мильман^{a, b, *}, В. Б. Перов^a, Г. Г. Яньков^{b, d}, А. В. Кондратьев^{a, b, c},
А. В. Птахин^{a, b, c}, В. С. Крылов^{a, b}, А. П. Железнов^{a, c}, А. А. Жинов^c

^aНПВП “Турбокон”, ул. Комсомольская Роща, д. 43, г. Калуга, 248010 Россия

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

^cКалужский филиал “МГТУ им. Н.Э. Баумана”, ул. Баженова, д. 2, г. Калуга, 248000 Россия

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

*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Поступила в редакцию 27.10.2022 г.

После доработки 23.11.2022 г.

Принята к публикации 25.11.2022 г.

Энергосберегающие технологии являются одним из приоритетных направлений развития энергетики России. При утилизации бросового тепла от геотермальных источников, особенно тех, что расположены в холодных климатических зонах, где отсутствует доступ к ресурсам технической воды, в качестве рабочего тела для сухих градирен выгодно использовать органические теплоносители, например фреоны. Свойства таких теплоносителей, как правило, подробно изучены в области низких температур, поскольку они применяются в основном в качестве рабочих тел для холодильной техники при небольшой плотности теплового потока. В целях получения данных о процессе кипения органических теплоносителей на трубном пучке для учета влияния нижних труб пучка на теплообмен в верхних трубах был разработан макет парогенератора с горизонтальным пучком труб. В качестве греющей среды выступала вода высокого давления, предусмотрен дополнительный электроподогрев фреона до температуры, близкой к температуре насыщения. Трубный пучок включает в себя двенадцать трубок, размещенных в три ряда по вертикали: центральный ряд состоит из четырех мерных трубок, а боковые – из вспомогательных. В пазах теплообменных труб центрального ряда сверху и снизу установлены восемь термопар для контроля температуры поверхности. Для нижнего и верхнего рядов в пучке были получены коэффициенты теплоотдачи при кипении в широком диапазоне удельных тепловых потоков. Показано, что процесс кипения на верхних рядах происходит значительно интенсивнее (на 30–35%), чем на нижних.

Ключевые слова: теплообмен, фреон, органический цикл Ренкина, коэффициент теплоотдачи, низкопотенциальное тепло, пузырьковое кипение, пленочный режим, парогенератор, теплообменные труды, паробразование

DOI: 10.56304/S0040363623080064

В настоящее время в России и в мире актуальны энергосберегающие технологии. При проектировании установок, предназначенных для утилизации низкопотенциального тепла, особое внимание уделяется геотермальным источникам. Поскольку, с одной стороны, максимальная температура теплоносителя обычно не превышает 170°C, а с другой – установки располагаются в областях с холодным климатом, то в качестве рабочего тела, например, для сухих градирен оптимально использовать органические теплоносители [1, 2]. На сегодняшний день органические

теплоносители широко применяются в холодильной технике и довольно подробно изучены в области низких температур и небольших тепловых нагрузок. При этом интерес к ним не ослабевает в связи с их универсальностью [3, 4]. Они могут быть использованы не только в циклах холодильных машин, но и в прямых циклах, реализуемых в условиях низких температур окружающего воздуха, поскольку обладают неоспоримым преимуществом перед водой: температура замерзания многих органических рабочих тел значительно ниже 0°C.

Исследование процесса кипения различных теплоносителей на пучке труб в последние годы является весьма популярным; например, автора-

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 22-19-00495).

ми [5–8] выполнены подробные обзоры влияния разных факторов на теплообмен при кипении: давления, теплового потока, расхода теплоносителя в трубе, положения трубного пучка, отношения шага установки труб к их диаметру, и т.д. В частности, авторами [9] показано, что пузырьки, образующиеся на нижнем ряду труб в пучке, поднимаясь вверх, создают турбулентность возле верхних труб пучка, что приводит к росту коэффициента теплоотдачи от верхнего ряда труб почти в 2 раза по сравнению с нижним рядом труб.

В работах [10–12] отмечено, что “эффект пучка” значителен при небольших тепловых потоках и уменьшается с их ростом.

Авторами [13–15] установлено, что пучки с небольшим шагом размещения труб (отношение шага к диаметру труб 1.25–1.50) являются наиболее эффективными для интенсификации теплообмена, поскольку чем меньше зазор между трубами, тем сильнее влияние поднимающихся пузырьков на верхние ряды. В то же время в исследовании [16] у трубного пучка с соотношением шага к диаметру труб 1.167 эффективность оказалась ниже, чем у одиночной трубы и пучков с большим шагом труб, что противоречит работам, перечисленным выше. Причиной может являться более быстрый переход от пузырькового режима кипения к пленочному на верхних трубах, что связано с их плотным расположением. А уменьшенное межтрубное пространство проще заполняется паром, поднимающимся от нижних труб.

В работе [17] приводятся результаты изучения влияния давления на коэффициенты теплоотдачи при кипении на трубах: с ростом давления эффективность пучка растет.

В рассмотренных публикациях составленные зависимости содержат в качестве множителя тепловой поток в степени от 0.4 до 0.8. Например, в работе Г.Н. Даниловой [18] при кипении аммиака и R22 на многорядных пучках из гладких стальных труб было получено соотношение коэффициента теплоотдачи и теплового потока в степени 0.4, причем геометрические характеристики труб близки к исследованным авторами статьи (диаметр 20 мм, шаг 27 мм).

Пытаясь обобщить имеющиеся опытные данные, все авторы обзорных статей отмечают значительные расхождения между результатами, полученными разными учеными. В частности, в [8] приводятся сравнительные графики данных десятка различных исследований кипения одного и того же теплоносителя — аммиака. Разница в значениях коэффициента теплоотдачи составляет почти 7 раз.

В работе [14] проведены эксперименты с кипением дистиллированной воды в горизонтальном трубном пучке, имеющем пять рядов в высоту и

три в ширину. Исследовались три варианта: тепловой поток через все трубы одинаковый, поток увеличивается от нижних труб к верхним, поток уменьшается от нижних труб к верхним. Когда тепловой поток на нижних трубах больше или равен тепловому потоку на верхних трубах, с ростом среднего теплового потока через пучок повышается и коэффициент теплоотдачи. А когда на нижних трубах тепловой поток меньше, чем на верхних, с ростом среднего теплового потока коэффициент теплоотдачи, наоборот, уменьшается. Автор [14] объясняет это тем, что при большой тепловой нагрузке, приложенной к нижним трубам, на них активнее образуются паровые пузырьки, интенсифицирующие теплообмен на верхних трубах, а когда большая тепловая нагрузка приложена к верхним трубам, на них и так идет активное парообразование и пузырьки, поднимающиеся снизу, переводят кипение на верхних трубах из пузырькового в пленочный режим.

Автором работы [19] было выполнено обобщение значительного количества опытных данных (51 набор из 28 источников) для кипения различных теплоносителей на трубах разного типа, из различных материалов и диаметром от 3 до 25.4 мм в диапазоне тепловых потоков от 1 до 1000 кВт/м². Была предложена зависимость, позволяющая предсказать почти 87% рассмотренных опытных данных с погрешностью ±30%.

Вычислять значение коэффициента теплоотдачи при кипении фреона на горизонтальных трубах принято по формуле Г.Н. Даниловой [20], учитывающей теплофизические параметры и влияние шероховатости поверхности теплообменной трубы на интенсивность процесса кипения:

$$\alpha = 31.1 \frac{p_{кр}^{0.25}}{T_{кр}^{0.875} M^{0.125}} \left(0.14 + 2.2 \frac{p}{p_{кр}} \right) \left(\frac{R_z}{R_{z0}} \right)^{0.2} q^{0.75}, \quad (1)$$

где p — абсолютное давление хладагента, Па; $p_{кр}$ — критическое давление хладагента, Па; $T_{кр}$ — критическая температура хладагента, К; M — относительная молекулярная масса хладагента; R_z — высота выступов шероховатости, мкм; $R_{z0} = 1$ мкм; q — плотность теплового потока, Вт/м².

Зависимость (1) имеет в своем составе множитель $0.14 + 2.2 \frac{p}{p_{кр}}$, отражающий влияние давления на коэффициент теплоотдачи хладагента, полученный путем обработки результатов экспериментов, проведенных с различными фреонами.

Формула Г.Н. Даниловой не является единственной в своем роде, аналогичные зависимости предложены многими авторами, в том числе Г.Н. Кружилиным, С.С. Кутателадзе, Д.А. Лабунцовым, И.Т. Аладьевым, В.И. Толубинским,

В.М. Боришанским и др. [21–25]. Следует отметить, что во всех этих зависимостях положение трубы по высоте трубного пучка не учитывается.

Многообразие получаемых результатов, их большое количественное и качественное различие делают необходимым моделирование процессов кипения в конкретных диапазонах тепловых нагрузок и геометрических размеров теплообменной поверхности в расчете на проектируемые теплообменные аппараты энергоустановок, работающих по органическому циклу Ренкина.

Целью настоящей работы являются получение данных о процессе кипения органических теплоносителей на трубном пучке и учет влияния нижних труб пучка на теплообмен в верхних трубах. Результаты предназначены для использования при проектировании полноразмерных парогенераторов на органических теплоносителях.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД

Принципиальная схема стенда для исследования органического цикла Ренкина представлена на рис. 1.

Циркуляционный насос подает конденсат фреона R113 сначала в электронагреватель, а затем хладагент поступает в макет парогенератора (ПГ) с кипением в трубном пучке. В макете парогенератора к фреону подводится тепло от воды высокого давления (ВВД), движущейся внутри труб парогенератора, выполненных из нержавеющей стали, которые омываются жидким фреоном. Полученный пар (или парожидкостная смесь в зависимости от

исследуемых режимов работы установки) направляется во вспомогательный конденсатор, фреон конденсируется, отдавая свое тепло охлаждающей воде. Конденсат поступает в насос хладагента, и цикл замыкается.

На теплообменных трубах установлены датчики, измеряющие температуру стенок, разделяющих фреон и воду. По их показаниям напрямую определяются коэффициенты теплоотдачи фреона R113 на различных участках труб.

Схема движения греющей воды и фреона и места установки датчиков температуры приведены на рис. 2.

На рис. 3 показан макет парогенератора для исследования кипения фреона в трубном пучке, а на рис. 4 – его аксонометрическое изображение с указанием размеров.

В парогенератор подается конденсат фреона, подогретый в электронагревателе до температуры насыщения или с заданным недогревом. Трубный пучок состоит из 12 трубок. Центральный ряд образован из мерных трубок, а по бокам расположены ряды вспомогательных трубок (рис. 5). В трубки центрального ряда сверху и снизу впаяны термопары для контроля температуры стенки. Рабочая зона теплообменных труб отделена от гибов и отводов кожухом, заполненным теплоизоляционным материалом, и в теплообмене не участвует.

В пазах теплообменных труб центрального ряда установлены восемь термопар для контроля температуры поверхности труб (см. рис. 5).

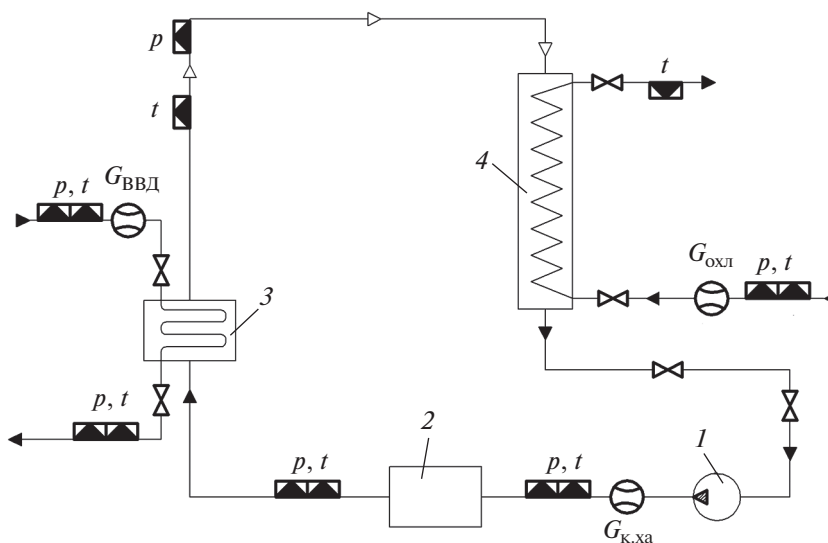


Рис. 1. Схема экспериментального стенда для исследования органического цикла Ренкина. 1 – циркуляционный насос; 2 – электронагреватель; 3 – макет парогенератора с кипением в трубном пучке (ПГ); 4 – вспомогательный конденсатор. Расход, кг/с: $G_{ВВД}$ – воды высокого давления; $G_{охл}$ – охлаждающей воды; $G_{к.ха}$ – конденсата хладагента

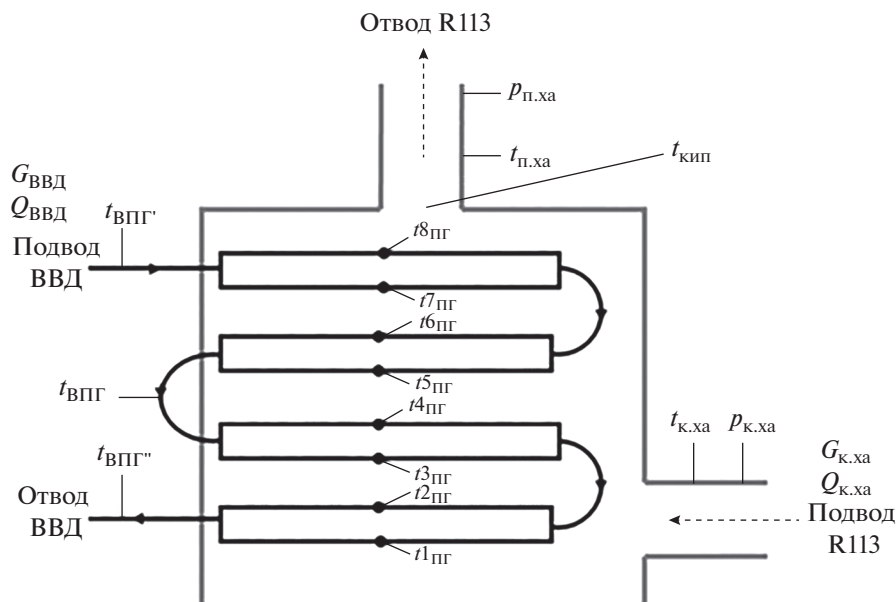


Рис. 2. Схема движения сред в макете парогенератора.

$t_{1\text{ПГ}}-t_{8\text{ПГ}}$ – температура стенки теплообменной трубы в ПГ; $t_{\text{ВПГ}'}$ – температура горячей воды высокого давления на входе в ПГ; $t_{\text{ВПГ}}$ – температура горячей воды высокого давления послегиба трубы в ПГ; $t_{\text{ВПГ}}''$ – температура горячей воды высокого давления на выходе из ПГ; $t_{\text{к.х.а.}}, p_{\text{к.х.а.}}$ – температура и давление конденсата хладагента на входе в ПГ; $t_{\text{п.х.а.}}, p_{\text{п.х.а.}}$ – температура и давление пара хладагента на выходе из ПГ

Схема движения теплоносителей представлена на рис. 6.

В верхней части корпуса макета парогенератора имеется специальное смотровое окно, через которое можно наблюдать за процессом парооб-



Рис. 3. Макет парогенератора

разования и кипения фреона. Испытания проводились в диапазоне давлений 1.0–1.3 МПа, а градиент температур на каждой теплообменной трубе не превышал 3°C. Теплообменные трубы типоразмером 20 × 2 мм длиной 302 мм изготовлены из нержавеющей стали 12Х18Н10Т в соответствии с ГОСТ 9941–81 и установлены в три ряда по четыре хода. В работе [26] исследовалась шероховатость поверхности такой трубы и были получены следующие результаты: наибольшая высота неровностей профиля $R_{\text{max}} = 21.00$ мкм, среднее арифметическое отклонение профиля $R_a = 2.04$ мкм.

Подвод жидкого фреона в камеру испарителя осуществлялся через 20 отверстий диаметром 5 мм.

МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

Средняя плотность теплового потока, Вт/м², через поверхность теплообменных труб, расположенных внутри ПГ, рассчитывается по формуле

$$q = Q/F, \quad (2)$$

где F – площадь поверхности теплообменных труб, м²; Q – теплосъем в ПГ, определяемый по разнице энтальпий ВВД на входе в теплообменную трубу и выходе из нее, Вт.

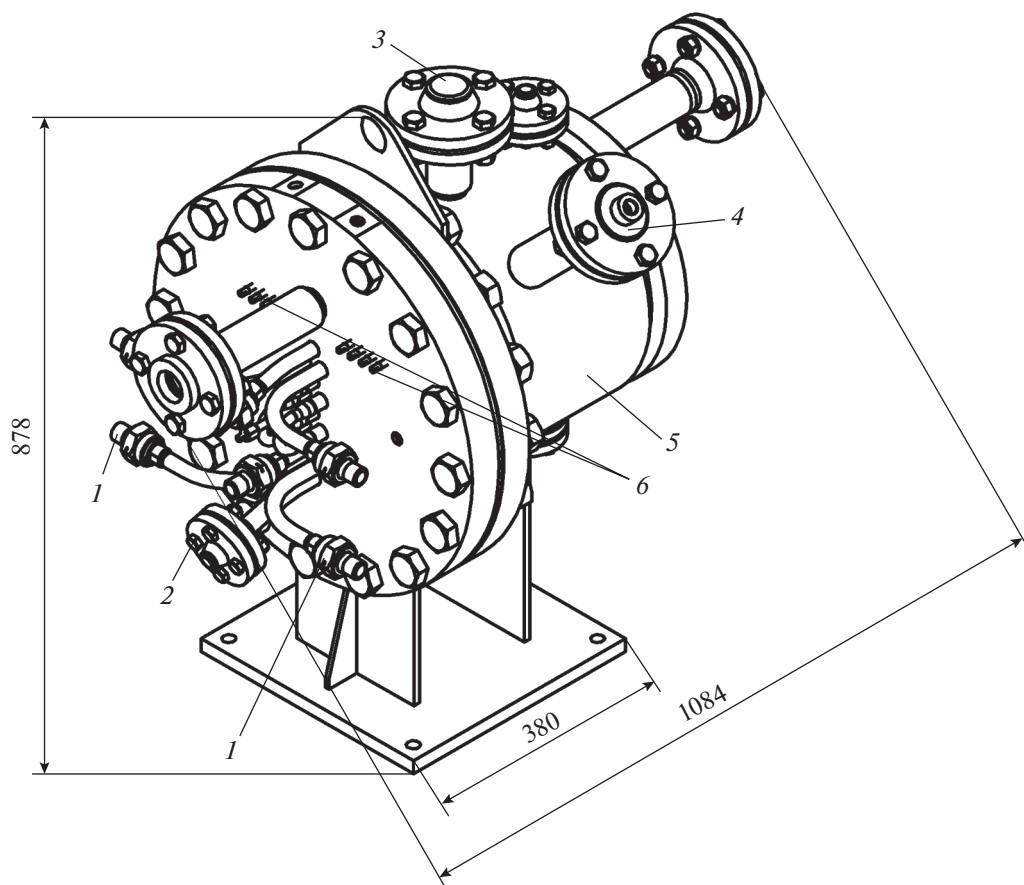


Рис. 4. Аксонометрическое изображение макета парогенератора.

1 – вода высокого давления; 2 – фреон; 3 – пар фреона; 4 – смотровое стекло; 5 – корпус; 6 – штуцеры термодпар

При этом можно определить плотности теплового потока для отдельных участков нижних и верхних теплообменных труб.

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К), от *i*-го участка теплообменной трубы вычисляется по формуле

$$\alpha_i = \frac{Q_i}{(t_{i \text{ уч}} - t_{\text{ха ПГ1}}) F_i}, \quad (3)$$

где Q_i – тепловой поток через *i*-й участок трубы,

Вт/м²; $t_{i \text{ уч}} = \frac{t_{i1 \text{ ПГ}} + t_{i2 \text{ ПГ}} + t_{i3 \text{ ПГ}} + t_{i4 \text{ ПГ}}}{4}$ – средняя

температура стенки трубы ПГ на *i*-м участке по показаниям термодпар Т1–Т4, °С; $t_{\text{ха ПГ1}} = f(p_{\text{п.хал}})$ – температура фреона во внутренней полости ПГ, °С; $p_{\text{п.хал}}$ – давление фреона на выходе из ПГ, Па.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Результаты, полученные при проведении двух серий исследований, сведены в табл. 1 и 2. В первой серии расход R113 составлял 0.046–0.052 кг/с. Вторую серию экспериментов выполняли после

доработки стенда, которая заключалась в том, что стенд был оснащен системой отбора проб фреона, предназначенной для определения концентрации воздуха или любых других неконденсирующихся газов. В этой серии расход фреона был 0.066–0.109 кг/с.

Зависимости коэффициентов теплоотдачи фреона R113 от удельной тепловой нагрузки, полученные в результате исследований макета парогенератора, представлены в логарифмических координатах на рис. 7. Видно, что они имеют монотонный характер. Справедливо утверждение, что в широком диапазоне удельных тепловых потоков процесс кипения на верхних рядах труб происходит значительно интенсивнее (на 30–35%), чем на нижних. Это связано с “эффектом пучка”, т.е. с интенсификацией теплообмена из-за поднимающихся пузырьков пара [27].

Результаты испытаний с недогревом фреона на входе в парогенератор для нижних труб следует отнести к режиму экономайзера в объеме парогенератора. При этом полученный коэффициент теплоотдачи α , кВт/(м² · К), при кипении пропорционален плотности теплового потока q , кВт/м², в степени 0.3, что существенно отличается от ре-

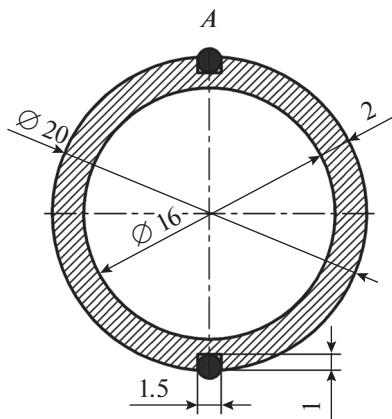
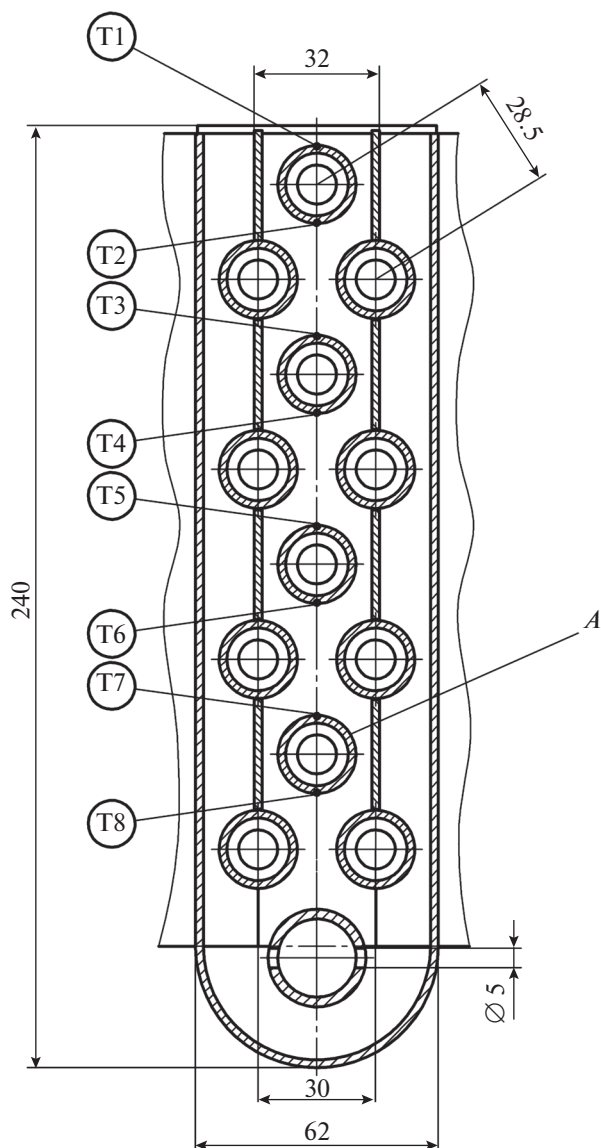


Рис. 5. Трубный пучок макета парогенератора с точками установки термомпар (Т1–Т8). 1 – рабочий участок; 2 – вспомогательные ряды; 3 – теплообменная труба

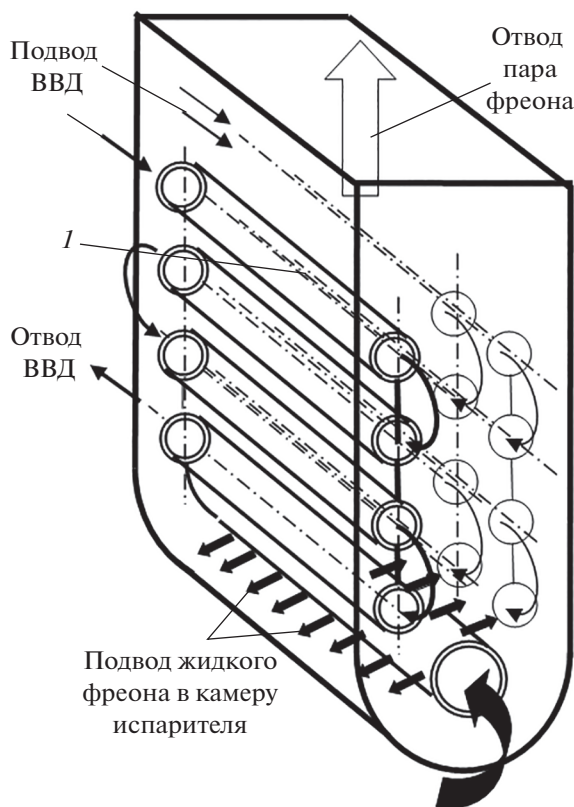


Рис. 6. Схема движения фреона и ВВД в макете парогенератора. I – теплообменные трубы

зультатов большей части исследований других авторов (множитель в степени от 0.4 до 0.8) и рассчитывается по формуле:

$$\alpha = 1.3 q^{0.3} \tag{4}$$

Полученные данные подтверждают отсутствие кризиса кипения в макете ПГ во всем диапазоне режимов исследования и будут использованы при проектировании натурного парогенератора с использованием фреона в качестве рабочего тела. Вид выведенной зависимости (4) аналогичен результатам исследований кипения на трубных пучках, выполненных Г.Н. Даниловой и В.А. Дюндиным [28] для других фреонов. По всей видимости, степень при тепловом потоке q в формуле обобщения [29] различна для разных рабочих тел и положений греющих труб в пучке.

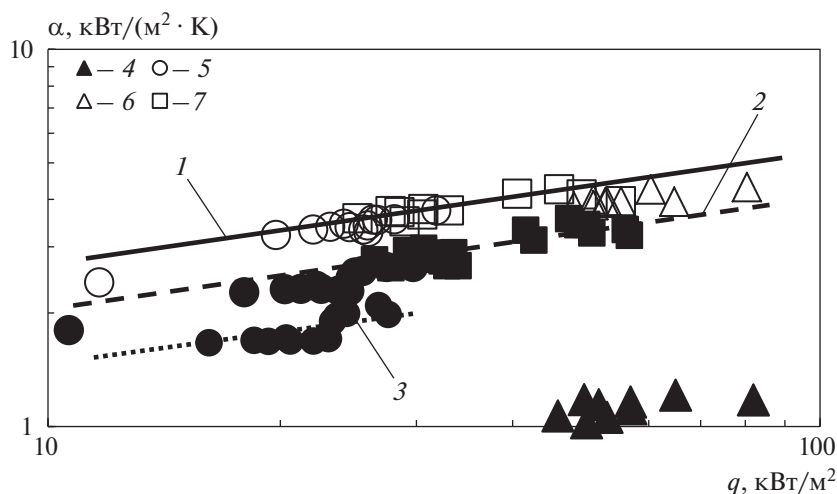
Поскольку в процессе обработки результатов экспериментов получена разная эффективность теплообмена на разной высоте трубного пучка, то можно с определенностью утверждать, что эти данные не описаны ни одной из существующих формул, включая формулу Г.Н. Даниловой.

Таблица 1. Результаты обработки первой серии исследований

Показатель	Номер режима												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Расход теплоносителя G , кг/с:													
R113	0.052	0.055	0.053	0.050	0.044	0.046	0.052	0.045	0.045	0.040	0.040	0.031	
ВВД	0.140	0.140	0.140	0.140	0.140	0.140	0.140	0.140	0.140	0.140	0.140	0.139	
Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м ² · К), на трубах:													
верхних	3740	3540	3530	3530	3410	3280	3320	3380	3440	3380	3320	3220	
нижних	1979	2090	1993	1958	1897	1705	1681	1681	1716	1678	1690	1664	
средних	2646	2644	2579	2558	2475	2286	2288	2313	2357	2314	2307	2266	

Таблица 2. Результаты обработки второй серии исследований

Показатель	Номер режима								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Расход теплоносителя G , кг/с:									
R113	0.081	0.084	0.070	0.066	0.079	0.076	0.080	0.108	0.096
ВВД	0.140	0.141	0.140	0.141	0.140	0.141	0.140	0.160	0.160
Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м ² · К), на трубах:									
верхних	4250	3950	3960	4000	3920	3860	3830	4310	3940
нижних	1160	1110	1060	1020	1140	1180	1070	1180	1210
средних	1551	1436	1385	1361	1492	1541	1423	1514	1550

**Рис. 7.** Зависимость коэффициентов теплоотдачи труб от плотности теплового потока при кипении фреона R113 в межтрубном пучке парогенератора.

1 – кипение для верхних труб; 2 – кипение для теплообменной поверхности в целом; 3 – кипение для нижних труб; 4 – работа нижних труб при недогреве фреона на входе в парогенератор 40–50°C; 5 – испытания с недогревом фреона на входе в парогенератор 2–5°C; 6 – испытания с недогревом фреона на входе в парогенератор 40–50°C; 7 – испытания после доработки стенда, недогрев фреона 2–5°C

ВЫВОДЫ

1. По данным исследований, проведенных на макете парогенератора, были получены монотонные зависимости коэффициента теплоотдачи α фреона R113 в макете ПГ от плотности теплового потока q со степенью пропорциональности 0.3.

2. Справедливым является утверждение, что в широком диапазоне удельных тепловых потоков процесс кипения на верхних рядах труб происходит значительно интенсивнее (на 30–35%), чем на нижних, вследствие возникновения “эффекта пучка”, т.е. с интенсификацией теплообмена из-за поднимающихся пузырьков пара.

3. Результаты, полученные для макета парогенератора, соответствуют данным из проанализированных литературных источников для труб, имеющих аналогичные форму и расположение в пучке. Однако следует учитывать, что эксперименты были выполнены не при электрическом нагреве, а с использованием в качестве греющей среды воды высокого давления и в более широком диапазоне тепловых нагрузок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Milman O.O.** Heat recovery unit development based on organic heat-carrying agents // *Int. J. Mech. Eng. Technol. (IJMET)*. 2018. V. 9. No. 10. P. 761–768.
2. **The working medium for the megawatt class utilization heat and power complex based on organic Rankine cycle** / O.O. Milman, B.A. Shifrin, V.B. Perov, V.V. Lukin, S.V. Chebanuk // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2018. V. 1105. No. 1. P. 012094. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1105/1/012094>
3. **Огуречников Л.А.** Совместное влияние теплофизических свойств теплоносителя R245fa и теплопередающей стенки на процесс кипения // *Промышленная энергетика*. 2022. № 3. С. 49–55.
4. **Гогонин И.И.** Зависимость теплообмена при кипении от свойств и геометрических параметров теплоотдающей стенки // *ТВГ*. 2006. Т. 44. № 6. С. 918–925.
5. **Moharana S., Bhattacharya A., Das M.K.** A critical review of parameters governing the boiling characteristics of tube bundle on shell side of two-phase shell and tube heat exchangers // *Therm. Sci. Eng. Prog.* 2022. V. 29. P. 101220. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101220>
6. **Vazquez-Ramirez E.E., Riesco-Avila J.M., Polley G.T.** Two-phase flow and heat transfer in horizontal tube bundles fitted with baffles of vertical cut // *Appl. Therm. Eng.* 2013. V. 50. No. 1. P. 1274–1279. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.053>
7. **Ren S., Zhou W.** Pre-CHF boiling heat transfer performance on tube bundles with or without enhanced surfaces: A review // *Ann. Nucl. Energy*. 2020. V. 139. P. 107278. <https://doi.org/10.1016/j.anucene.2019.107278>
8. **A review of correlations for outside boiling of ammonia on single tube and bundles** / A. Abbas, Z.H. Ayub, T.S. Khan, A.H. Ayub, J.A. Chattha // *Heat Transfer Eng.* 2018. V. 39. No. 16. P. 1425–1436. <https://doi.org/10.1080/01457632.2017.1379335>
9. **Experimental investigation on steam-water two-phase flow boiling heat transfer in a staggered horizontal rod bundle under cross-flow condition** / K. Zhang, Y.D. Hou, W.X. Tian, Y.P. Zhang, G.H. Su, S.Z. Qiu // *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2018. V. 96. P. 192–204. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.03.009>
10. **Kim N.H., Cho J.P., Youn B.** Forced convective boiling of pure refrigerants in a bundle of enhanced tubes having pores and connecting gaps // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2002. V. 45. No. 12. P. 2449–2463.
11. **Burnside B.M., Shire N.F.** Heat transfer in flow boiling over a bundle of horizontal tubes // *Chem. Eng. Res. Des.* 2005. V. 83. No. 5. P. 527–538. <https://doi.org/10.1205/cherd.04313>
12. **Kim N.H., Byun H.W., Lee E.J.** Convective boiling of R-123/oil mixtures on enhanced tube bundles having pores and connecting gaps // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2011. V. 54. No. 25. P. 5327–5336.
13. **Gupta A., Saini J.S., Varma H.K.** Boiling heat transfer in small horizontal tube bundles at low cross-flow velocities // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1995. V. 38. No. 4. P. 599–605. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)00282-z](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)00282-z)
14. **Swain A., Das M.K.** Flow boiling of distilled water over plain tube bundle with uniform and varying heat flux along the height of the tube bundle // *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2017. V. 82. P. 222–230. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.11.022>
15. **Swain A., Das M.K.** Performance of porous coated 5×3 staggered horizontal tube bundle under flow boiling // *Appl. Therm. Eng.* 2018. V. 128. P. 444–452. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.038>
16. **Gorgy E., Eckels S.** Convective boiling of R-134a on enhanced-tube bundles // *Int. J. Refrig.* 2016. V. 68. P. 145–160. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.04.010>
17. **Jensen M.K., Hsu J.T.** A parametric study of boiling heat transfer in a horizontal tube bundle // *J. Heat Transfer*. 1988. V. 110. No. 4a. P. 976–981. <https://doi.org/10.1115/1.3250601>
18. **Danilova G.N., Dyundin V.A., Soloviyov A.G.** Heat transfer in boiling of R-717 and R-22 refrigerants on multirow tube bundles // *Heat Transfer Res.* 1992. V. 24. No. 7. P. 889–893.
19. **Shah M.M.** A correlation for heat transfer during boiling on bundles of horizontal plain and enhanced tubes // *Int. J. Refrig.* 2017. V. 78. P. 47–59.
20. **Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П.** Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1973.
21. **Кружилин Г.Н.** Обобщение экспериментальных данных по теплопередаче при кипении жидкостей в условиях естественной конвекции // *Изв. АН СССР. Отд.-ние техн. наук*. 1949. № 5. С. 701.
22. **Толубинский В.И.** Теплообмен при кипении в условиях свободной конвекции // *Тр. Ин-та теплоэнергетики*. 1950. № 2. С. 19–29.

23. Лабунцов Д.А. Приближенная теория теплообмена при развитом пузырьковом кипении // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1963. № 1. С. 58–71.
24. Боришанский В.М., Жохов К.А. Теплообмен при пузырьковом кипении // ИФЖ. 1968. Т. 15. № 5. С. 809–817.
25. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. Новосибирск: Наука, 1970.
26. Качество поверхности холоднодеформированных труб из коррозионно-стойкой стали / Ан.В. Серебряков, Е.Л. Шулин, Ал.В. Серебряков, А.А. Богатов // Материалы 6-й Междунар. молодеж. науч.-практ. конф. “Инновационные технологии в металлургии и машиностроении”. Екатеринбург, 2012. С. 594–598.
27. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А.А. Гоголин, Г.Н. Данилова, В.М. Азарсков, Н.М. Медникова. М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982.
28. Данилова Г.Н., Дюндин В.А. Теплообмен при кипении Ф-12 и Ф-22 на пучках ребристых труб // Холодильная техника. 1971. № 7. С. 40–43.
29. Овсянник А.В. Моделирование процессов теплообмена при кипении жидкостей. Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2012.

A Study of R113 Refrigerant Boiling Processes in a Horizontal Tube Bundle under High Heat Flux Conditions

O. O. Mil'man^{a, b, *}, V. B. Perov^a, G. G. Yan'kov^{b, d}, A. V. Kondrat'ev^{a, b, c}, A. V. Ptakhin^{a, b, c},
V. S. Krylov^{a, b}, A. P. Zheleznov^{a, c}, and A. A. Zhinov^c

^a NPVP Turbocon, Kaluga, 248010 Russia

^b Tsiolkovskii Kaluga State University, Kaluga, 248023 Russia

^c Kaluga Branch, Bauman Moscow State Technical University, Kaluga, 248000 Russia

^d National State Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Abstract—Energy-saving technologies are among the priority development lines of Russia's power industry. In recovering the rejected heat from geothermal sources, especially those located in cold climatic zones in which there is no access to service cooling water resources, it is profitable to use organic coolants, e.g., CFC refrigerants, as working fluid for dry cooling towers. The properties of such coolants have, as a rule, been studied to a sufficient detail in the region of low temperatures, because they are mainly used as working fluids for refrigeration systems at moderate heat fluxes. To obtain data on the boiling of organic coolants on a tube bundle for taking into account the influence of bundle lower tubes on the heat transfer in the upper tubes, a vapor generator mockup with a horizontal tube bundle was developed. High-pressure water served as the heating medium; and electric heaters were provided for additionally heating the CFC refrigerant to a level close to the saturation temperature. The tube bundle includes twelve tubes arranged in three rows along the height: the central row consists of four measurement tubes, and two lateral rows consist of auxiliary tubes. Eight thermocouples are installed at the top and bottom in the slots of the central row heat-transfer tubes for measuring the surface temperature. For the lower and upper rows in the bundle, boiling heat-transfer coefficients were obtained in a wide range of specific heat fluxes. It is shown that the boiling on the upper rows is significantly more (by 30–35%) intense than it is on the lower rows.

Keywords: heat transfer, CFC refrigerant, organic Rankine cycle, heat-transfer coefficient, low-grade heat, nucleate boiling, film regime, vapor generator, heat-transfer tubes, vaporization