

Вестник Евразийской науки / The Eurasian Scientific Journal <https://esj.today>

2023, Том 15, № 1 / 2023, Vol. 15, Iss. 1 <https://esj.today/issue-1-2023.html>

URL статьи: <https://esj.today/PDF/24SAVN123.pdf>

Ссылка для цитирования этой статьи:

Рыдалина, Н. В. Применение пористых металлов в конструкциях теплообменных аппаратов / Н. В. Рыдалина, О. А. Степанов, Е. О. Антонова // Вестник евразийской науки. — 2023. — Т. 15. — № 1. — URL: <https://esj.today/PDF/24SAVN123.pdf>

For citation:

Rydalina N.V., Stepanov O.A., Antonova E.O. Application of porous metals in the designs of heat exchangers. *The Eurasian Scientific Journal*. 2023; 15(1): 24SAVN123. Available at: <https://esj.today/PDF/24SAVN123.pdf>. (In Russ., abstract in Eng.)

Рыдалина Наталья Владимировна

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Тюмень, Россия

Старший преподаватель

E-mail: rydalinanv@tyuiu.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5628-188X>

РИНЦ: https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=874209

SCOPUS: <https://www.scopus.com/authid/detail.url?authorId=57205080294>

Степанов Олег Андреевич

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Тюмень, Россия

Профессор

Доктор технических наук, профессор

E-mail: stepanovoa@tyuiu.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3406-4371>

РИНЦ: https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=650951

SCOPUS: <https://www.scopus.com/authid/detail.url?authorId=57192041872>

Антонова Елена Олеговна

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Тюмень, Россия

Доцент

Кандидат технических наук, доцент

E-mail: antonovaeo@tyuiu.ru

РИНЦ: https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=261146

SCOPUS: <https://www.scopus.com/authid/detail.url?authorId=57205073323>

Применение пористых металлов в конструкциях теплообменных аппаратов

Аннотация. Поддержание параметров воздуха в помещении является залогом обеспечения комфортных условий для жизни и труда людей. Основной задачей при организации систем вентиляции и кондиционирования производственных, а также жилых зданий является использование эффективных, компактных теплообменных аппаратов. Для поддержания комфортного климата в производственных помещениях используются системы централизованного кондиционирования воздуха. В частности, применяются парокомпрессионные установки. Для повышения эффективности работы испарителей в составе парокомпрессионных установок авторы предлагают использовать вставки из пористых металлов, полученных при спекании стружек алюминия.

Для исследования работы таких испарителей создан экспериментальный стенд. Стенд состоит из двух контуров теплоносителей, а также испарителей, внутри которых имеются пористые вставки и один испаритель без вставок. Кроме того, стенд оборудован

контрольно-измерительным комплексом, позволяющим фиксировать основные рабочие параметры каждого из теплоносителей. Целью исследования является оценка интенсивности теплообмена в испарителях при использовании в конструкции вставок из пористого алюминия. Проведено экспериментальное исследование на лабораторном оборудовании.

В теоретическом исследовании были использованы методы дифференциального исчисления, теории тепломассообмена, а также элементов численного исчисления. Модель теплообмена в пористой среде была уточнена и получено дифференциальное уравнение теплообмена для рассматриваемого типа испарителей. Математическая модель в виде дифференциального уравнения второго порядка описывает теплообмен в рассматриваемых испарителях с пористыми вставками. Получено частное решение корректно составленной краевой задачи. По полученной модели теплообмена были произведены теоретические расчеты теплового потока, а также температуры теплоносителей на выходе из испарителя.

Результаты теоретических расчетов температур теплоносителей на выходе из испарителей были сопоставлены с данными, полученными при лабораторных испытаниях. Полученные результаты проанализированы. Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности использования вставок из пористого алюминия в испарителях рассматриваемого типа. Составленную теоретическую модель можно использовать для организации теплового расчета испарителей рассматриваемого типа. Что может позволить создавать более компактные и эффективные испарители, которые можно будет использовать в системах теплогазоснабжения и кондиционирования воздуха производственных и жилых зданий.

Ключевые слова: испарители; пористый алюминий; лабораторное оборудование; фреон; дифференциальное уравнение; эффективность охлаждения; математическая модель

Введение

В настоящее время для организации центрального кондиционирования помещений находят применение системы кондиционирования воздуха, основанные на принципе работы холодильных машин. В частности, применяются парокompрессионные установки. В парокompрессионной установке одним из конструктивных элементов является испаритель. Следует отметить, что широко применяются рекуперативные кожухотрубные испарители.

Использование пористых элементов, изготовленных из порошковых металлов, в конструкциях теплообменных аппаратов позволяют уменьшить габариты теплообменников и увеличить эффективность передачи тепла, за счет развитой поверхности пористых структур. При этом увеличивается теплоотдача со стороны теплоносителя, протекающего по порам. Конструкции с различными пористыми элементами имеют различное назначение и широкое применение. Применяются такие интенсификаторы теплообмена как в системах кондиционирования воздуха, а также в теплообменниках систем теплоснабжения, в холодильных установках, в тепловых насосах, в конденсаторах паровых турбин.

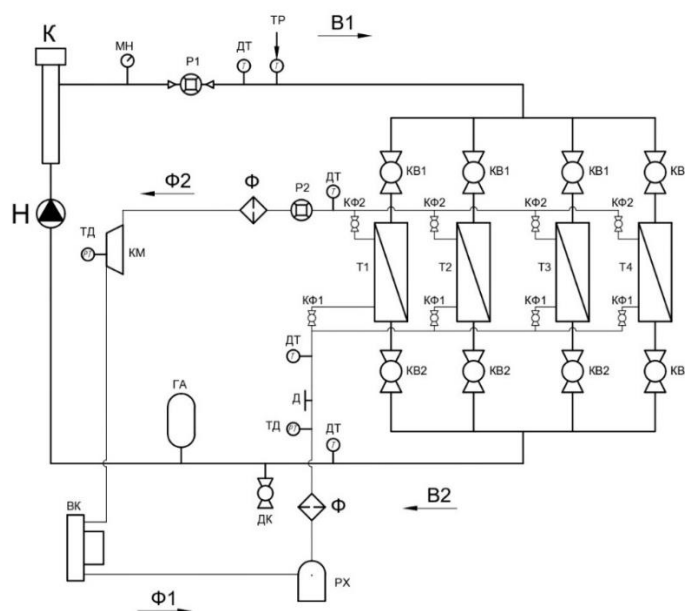
Для увеличения площади поверхности теплообмена при сохранении габаритов установки предлагается использовать пористые вставки, изготовленные из алюминиевой стружки. Алюминий характеризуется высоким коэффициентом теплопроводности, что позволяет интенсифицировать передачу теплоты в теплообменных аппаратах — испарителях. Энергетическая эффективность работы систем кондиционирования зависит от количества теплоты, отбираемой от охлаждаемой среды. При этом количество отбираемой теплоты напрямую зависит от коэффициента теплопередачи установки. Одним из направлений увеличения энергетической эффективности работы систем кондиционирования воздуха является применение в испарителях пористых вставок.

Конструктивные решения при создании теплообменников с пористыми металлами весьма разнообразны. Пористые металлы используют для заполнения каналов, по которым движется теплоноситель. В конструкциях таких теплообменников каналы заполняют вставками из пористых металлов с малыми значениями эквивалентных диаметров каналов для движения теплоносителей, что обеспечивает высокую удельную площадь теплообмена. Такой способ значительно увеличивает теплопередачу в таких конструкциях [1–3].

Используется для повышения эффективности теплообмена пористо-компактные теплообменники. Принцип действия таких теплообменников также основан на использовании в каналах пористых металлов, но с использованием материалов с высокой теплопроводностью. Форма корпуса пористо-компактных теплообменников в зависимости от назначения может быть круглой, цилиндрической, а также овальной в сечении [4–8].

Для охлаждения в некоторых конструкциях испарителей используются теплопередающие пористые поверхности. Такие поверхности являются комбинацией слоев из пористых металлов, имеющих различные коэффициенты пористости. Такие поверхности используют для увеличения интенсивности охлаждения [9–18].

В испарителях систем кондиционирования используются теплообменники типа «жидкость-газ» с фазовым переходом и без фазового перехода. Конструкции таких испарителей разнообразны. В испарителях типа «жидкость газ» горячий теплоноситель с фазовым переходом пропускают через пористый металл с целью увеличения поверхности теплообмена и вместе с тем увеличения теплового потока. В таких теплообменниках эффективно использование примыкающей трехслойной теплопередающей поверхности пористого металла. Используются в конструкциях пористые ребра с различными углами наклона. Недостатком является проблема загрязнения таких теплообменных аппаратов в процессе эксплуатации, поэтому требуются специальные методы очистки [12–19].



К — котёл; *МН* — манометр; *Р1* — расходомер воды; *Р2* — расходомер фреона; *ДТ* — датчик температуры; *ТР* — терморегулятор; *KB1* — кран воды на входе в теплообменник; *KB2* — кран воды на выходе из теплообменника; *T1, T2, T3* — теплообменные аппараты с пористыми вставками; *T4* — теплообменный аппарат без пористых вставок; *ДК* — дренажный кран; *ГА* — гидроаккумулятор; *Н* — насос; *ВК* — воздушный конденсатор; *РХ* — ресивер хладагента; *Ф* — влагоотделитель-фильтр; *ТД* — термоманометр; *Д* — дроссель; *КФ1* — кран фреона на входе в теплообменник; *КФ2* — кран фреона на выходе из теплообменника; *КМ* — компрессор

Рисунок 1. Принципиальная схема лабораторного стенда: (разработано авторами)

Таким образом, в настоящее время тема применения пористых металлов в конструкциях теплообменников интересует многих исследователей и конструкторов, поэтому тема работы является актуальной.

В Тюменском индустриальном университете на базе института сервиса и отраслевого управления на кафедре промышленной теплоэнергетики существует экспериментальная установка, созданная для исследования эффективности применения пористых материалов. Схема установки приведена на рисунке 1.

На лабораторном стенде закреплены три теплообменника с применением пористых вставок и один теплообменник без использования вставок. Направление движения теплоносителей — противоток: по внутренним медным трубкам течет вода, а в обратном направлении через поры вставок, находящихся в кожухе, движется фреон. Движение воды осуществляется под действием насоса [20]. Котел, установленный на контуре с водой, позволяет изменять ее температуру. Фреон движется по холодильному контуру, в котором имеются компрессор, испаритель и конденсатор. Таким образом, на лабораторном стенда два контура — для воды и фреона, который движется через пористые вставки.

Цель работы — исследование теплообмена в кожухотрубных испарителях для установок кондиционирования воздуха парокомпрессионного типа «вода-газ» с фазовым переходом теплоносителя. В исследуемых испарителях содержатся пористые вставки с различными коэффициентами пористости.

Методы исследований

Схема лабораторного стенда для проведения экспериментального исследования интенсивности теплообмена при использовании пористых вставок представлена на рисунке 1.

В конструкции кожухотрубных теплообменников имеются 19 трубок, по которым течет вода. На трубки нанизаны вставки из пористого алюминия, в каждом теплообменнике пористость вставок отличается друг от друга. В первом теплообменнике коэффициент пористости вставок 0,4901, во втором теплообменнике — 0,6169 и в третьем теплообменнике — 0,4739, в четвертом пористая вставка отсутствует. Образцы пористых вставок представлены на рисунке 2.



Рисунок 2. Образцы пористых вставок из алюминия (фото авторов)

Вставки имеют цилиндрическую форму. Диаметр вставки 49 мм, а высота цилиндра 50 мм. В каждой вставке имеется 19 отверстий диаметром по 6 мм, для трубок по которым движется вода (рис. 2). По пористым вставкам с внешней стороны трубок движется фреон.

Контуры на лабораторном стенде оборудованы шаровыми кранами и задвижками, позволяющими работать отдельно с каждым теплообменником. Кроме того, возможно изучать работу и нескольких теплообменников одновременно. Циркуляция воды в контуре установки регулируется при помощи шарового крана. При этом перекрывается подача воды в теплообменнике, не участвующем в эксперименте. Фреоновый контур также снабжен шаровыми вентилями, аналогично водяному контуру и позволяет перекрывать поступление фреона в теплообменники, не участвующие в эксперименте.

На лабораторном оборудовании были поставлены и проведены ряд экспериментов. Первая серия экспериментов была проведена следующим образом: (1) устанавливался расход воды при помощи шарового крана; (2) запускался холодильный контур и производился замер изменения температуры на входе и выходе из теплообменного аппарата; (3) производилась фиксация расходов каждого теплоносителя. Для исключения случайных погрешностей опыт повторялся порядка 10–15 раз при каждом значении расхода воды. После чего находили среднее значение показателей в эксперименте. Далее определяли количество передаваемой теплоты от воды фреону. Находились средние значения серии экспериментов. По полученным величинам определялся массовый расход фреона и количество теплоты Q , передаваемое от воды фреону [21]. Величина случайной ошибки косвенных измерений составила 0,005 кВт или 0,31 %. Что является адекватным результатом.

Полученные результаты в ходе лабораторных исследований и результаты вычисления теплового потока приводятся на рисунке 3.

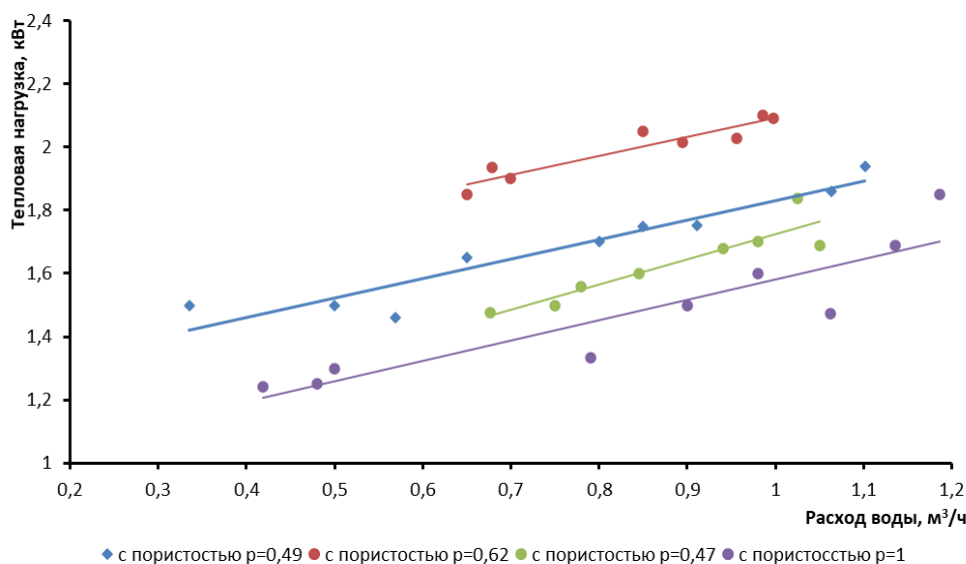


Рисунок 3. Тепловая нагрузка в теплообменниках (составлено авторами)

Анализ результатов, приведенных на рисунке 3 позволяет сделать вывод: испаритель с пористыми вставками, имеющими больший коэффициент пористости, является более эффективным. Также можно отметить. Что тепловой поток у теплообменника без пористых вставок меньше, чем у теплообменников с пористыми вставками. Следовательно, испарители с пористыми металлами эффективнее, чем обычный противоточный.

Следующая серия экспериментов была проведена при неизменном расходе охлаждающегося теплоносителя — воды. Для этого воду с температурой порядка 20⁰С охлаждали в контуре до температуры порядка 3–5⁰С. При этом через каждые 2 минуты фиксировались параметры теплоносителей: температура на входе и выходе теплообменника, расход, давление по имеющимся приборам. Опыты повторяли на каждом теплообменнике,

измерения повторялись до 10–15 раз. В результате полученных и сгруппированных данных получены следующие данные, представленные на рисунке 4.

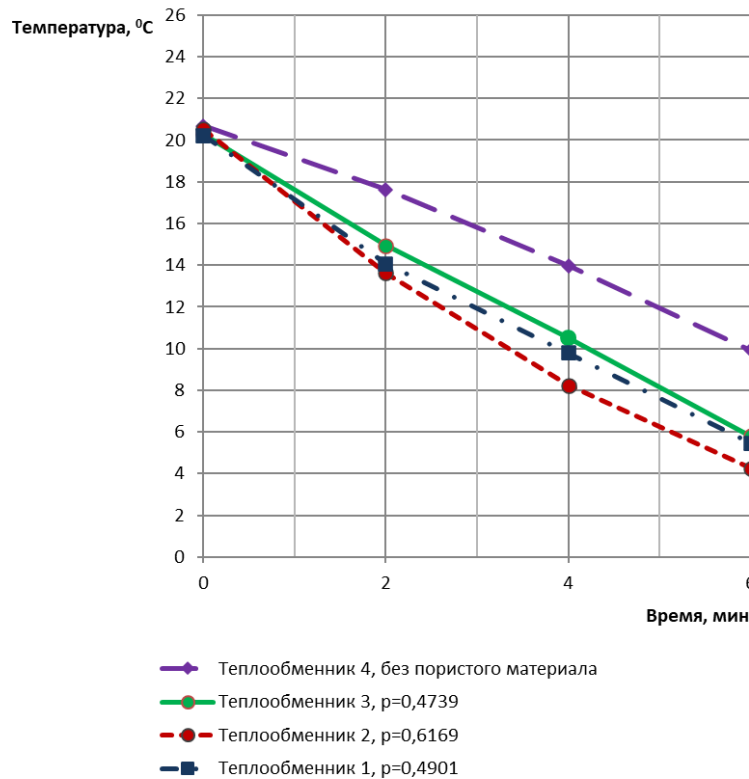


Рисунок 4. Охлаждение воды фреоном (составлено авторами)

Из рисунка видно, что наибольший темп охлаждения воды соответствует испарителю с наибольшей пористостью. Следовательно, можно отметить наиболее эффективный теплообмен в испарителях со вставками из пористого алюминия.

Следует отметить отсутствие математических моделей теплообмена для данного случая, соответствующего процессу теплообмена в цилиндрическом испарителе с наличием внутренних стоков теплоты. В связи с этим была предложена следующая математическая модель (1). В качестве научной основы модели рассмотрено дифференциальное уравнение теплообмена для пористой среды. Для того, чтобы учесть влияние внутреннего стока теплоты было предложено ввести дополнительное слагаемое в уравнение, которое с некоторой погрешностью учитывает количество передаваемой теплоты от пористого материала через стенки медных трубок к воде.

$$\frac{d^2t}{dx^2} - \xi_c \frac{dt}{dx} + A = 0 \tag{1}$$

$$\frac{G_c \cdot c_{pc}}{\lambda_c(1 - p)} = \xi_c \tag{2}$$

$$\frac{\alpha \cdot (t_B - t) \cdot S}{\lambda_c \cdot V_B} = A \tag{3}$$

где p — коэффициент пористости; G_c — массовый расход охлаждающего теплоносителя (фреона); c_{pc} — теплоемкость охлаждающего теплоносителя (фреона); V_B — объем вставок из пористого алюминия; α — коэффициент теплоотдачи от медной стенки к воде;

t_b — температура воды, соответствующая сечению x ; S — площадь внутренней поверхности трубок; λ_c — коэффициент теплопроводности пористой вставки.

Решение получено в предположении $t_b - t = \text{const}$, что упрощает решение и допустимо при противоточной схеме движения теплоносителей, а также небольшой высоте вставки. При выводе уравнения пренебрегли тепловым сопротивлением медных стенок.

Дифференциальное уравнение (1) с принятыми обозначениями (2) и (3), было решено в предположении равенства температуры стенки и температуры теплоносителя. Граничные условия в рассматриваемом случае будут следующими:

$$0 \leq x \leq h, t(0) = t_{c1}, t(h) = t_{c2}. \quad (4)$$

Составленная краевая задача (1–4) решается стандартными методами дифференциального исчисления. С учетом граничных условий (4) решение принимает вид:

$$t = t_{c1} + \frac{A}{\xi_c} x + \left(e^{\xi_c x} - 1 \right) \cdot \frac{t_{c2} - t_{c1} - \frac{A}{\xi_c} h}{e^{\xi_c h} - 1}. \quad (5)$$

Таким образом, получено уравнение, позволяющее находить температуру теплоносителя, движущегося сквозь пористую вставку, в любом сечении теплообменного аппарата.

Продифференцировав полученную функцию (6), получается уравнение для расчета плотности теплового потока:

$$q = -\lambda_c \cdot (1 - p) \cdot \left(\frac{A}{\xi_c} + \frac{(t_{c2} - t_{c1}) \cdot \xi_c - A \cdot h}{e^{\xi_c h} - 1} e^{\xi_c x} \right). \quad (6)$$

Получено решение дифференциального уравнения с учетом температуры стенки теплообменного аппарата.

Для учета температуры стенки для области $-\infty \leq x \leq 0$ было решено дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - \xi_{ж} \frac{dt}{dx} = 0, \quad (7)$$

$$\frac{G_c \cdot c_{pc}}{\lambda_{ж}} = \xi_{ж}. \quad (8)$$

Полученное уравнение должно удовлетворять граничным условиям для потока жидкости:

$$\text{при } x \rightarrow -\infty, t_{ж} = t_{ж0}, \quad (9)$$

$$\text{при } x = 0, \lambda_{ж} \frac{dt_{ж}}{dx} = \lambda_c (1 - p) \frac{dt}{dx}. \quad (10)$$

Общее решение уравнения (8) примет вид:

$$t_{ж} = C_3 e^{\xi_{ж} x} + C_4. \quad (11)$$

Из граничных условий, а также равенства (6) получается следующее уточненное уравнение для нахождения температуры:

$$t = t_{ж0} + \frac{A}{\xi_c^2} - \left(t_{ж0} + \frac{A}{\xi_c^2} - t_{c2} + A \cdot \frac{h}{\xi_c} \right) \cdot e^{-\xi_c h} + \frac{A}{\xi_c} x + \left(e^{\xi_c x} - 1 \right) \cdot \frac{t_{c2} - t_{c1} - \frac{A}{\xi_c} h}{e^{\xi_c h} - 1}. \quad (12)$$

Результаты и обсуждение

Используя формулу (12), были получены температуры на выходе из теплообменного аппарата для фреона. Расчеты произведены для каждого из теплообменных аппаратов с пористыми вставками. Для подтверждения правильности построенной модели была проведена серия экспериментов, позволяющая дать оценку точности и правильности составленной модели. Лабораторные исследования и теоретические расчеты проводились при следующих значениях основных параметров: диаметр пористого образца — $d = 0,049$ м; общая длина пористой вставки — $h = 0,2$ м; число трубок — $n = 19$; внутренний диаметр трубок — $d = 0,004$ м; теплоемкость воды — $c_p = 4187$ Дж/кг·К; коэффициент теплопроводности алюминия — $\lambda_s = 209,3$ Вт/м·К.

В результате сопоставления теоретических расчетов и результатов экспериментальных измерений получили по каждому из теплообменных аппаратов результаты, которые наглядно представлены на графиках (рис. 5, 6).

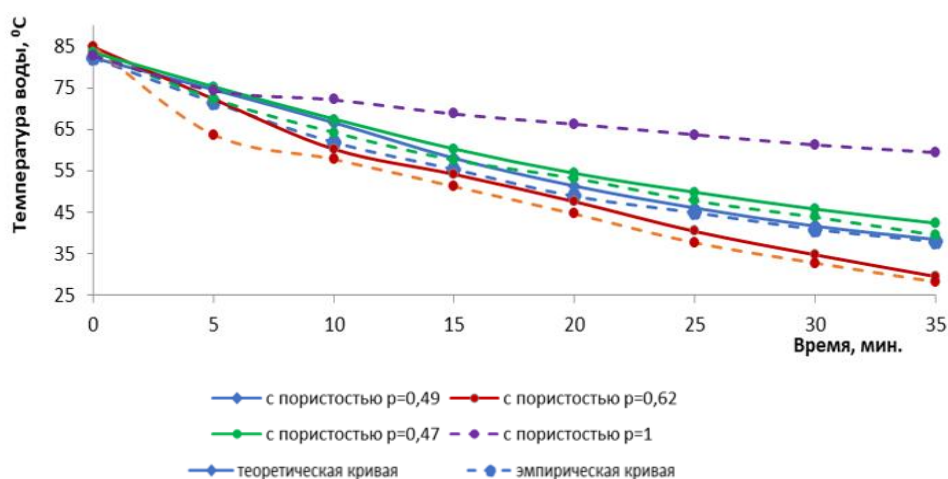


Рисунок 5. Темп охлаждения воды на выходе из теплообменного аппарата (составлено авторами)

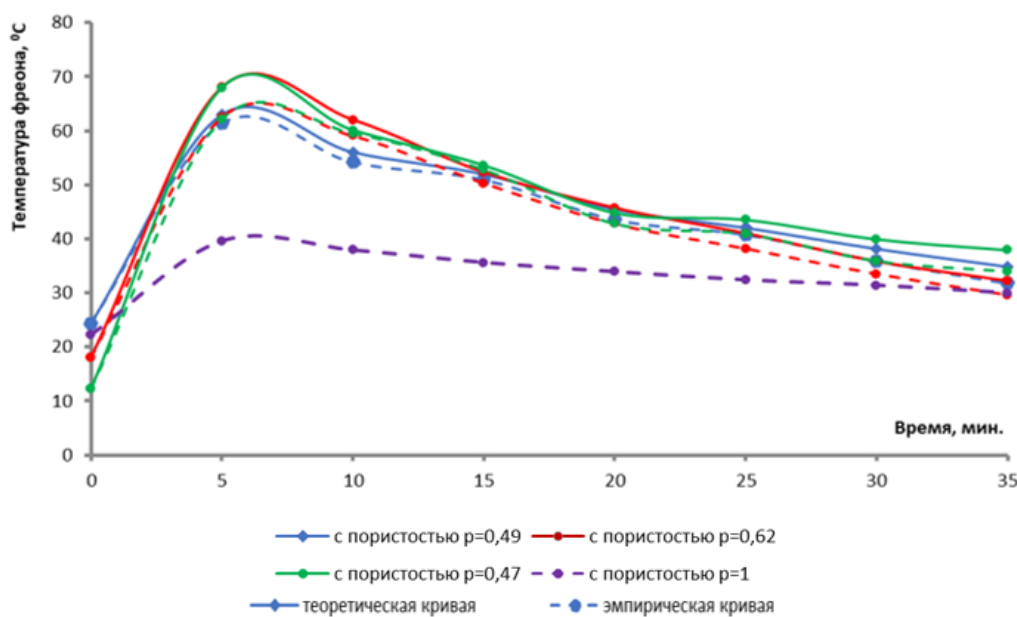


Рисунок 6. Темп изменения температуры фреона на выходе из теплообменного аппарата (составлено авторами)

Следует отметить, что для теплообменного аппарата без пористых вставок расчеты проводятся по классической методике расчета и на графиках представлены только эмпирические кривые.

Полученные графики показывают, что эмпирические и теоретические кривые для теплообменников с пористыми вставками практически совпадают. Произведена оценка относительных и абсолютных отклонений. Относительные отклонения находятся в пределах 3,9–7,1 % и являются приемлемыми в теплотехнике, что в абсолютных величинах составило не более 1,5⁰С. Таким образом, полученные уравнения (5), (6) и (12) можно применять для инженерных расчетов.

Произведена оценка дополнительных гидравлических сопротивлений, возникающих при движении фреона в теплообменниках с пористыми вставками. Гидравлические потери при использовании пористых вставок увеличиваются на 8–10 % по сравнению с обычным кожухотрубным теплообменным аппаратом

Был проведен конструкторский расчет позволяющий оценить размеры испарителей при использовании в их конструкции пористых вставок. В результате подтверждено уменьшение габаритов теплообменников при сохранении тепловой мощности. Кроме того, осуществлен экономический расчет замены обычных теплообменников на теплообменники с пористыми вставками. В результате был получен положительный экономический эффект, несмотря на повышение стоимости их изготовления и увеличение гидравлических потерь. Можно отметить, что рассмотренный тип теплообменных аппаратов можно использовать как в системах кондиционирования, так и в системах теплоснабжения, от котельных и теплоэлектроцентралей и до тепловых пунктов и потребителей.

Выводы

1. В теплообменных аппаратах, в конструкции которых использовались пористые вставки из алюминия, выше интенсивность теплообмена по сравнению с обычным теплообменным аппаратом той же конструкции.
2. В испарителе, где вставки имели наибольшую пористость $p = 0,6169$ интенсивность теплообмена выше, чем в других испарителях с пористыми вставками.
3. Корректно составлена краевая задача, описывающая процесс теплообмена для испарителей рассматриваемой конструкции, в которых использованы пористые вставки из алюминия.
4. Составленная краевая задача была решена, в результате получены расчетные уравнения, которые позволяют определить температуру теплоносителя протекающего по порам в любом сечении теплообменника, а также определить температуру горячего теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата.
5. Проведенное исследование дает возможность использовать пористые вставки из алюминия в конструкциях рассматриваемого типа, что актуально для систем кондиционирования и теплоснабжения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. — Москва: Машиностроение, 1990. — 208 с.
2. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников / В.К. Мигай. — Ленинград: Энергия, 1980. — 143 с.
3. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Потенциал энергосбережения различных способов закрутки потока и дискретно шероховатых каналов / А.И. Леонтьев, В.В. Олимпиев // Известия РАН. Энергетика. — 2010. — № 1. — С. 13–49.
4. Фарахов Т.М. Моделирование температурных профилей и эффективности теплообменных аппаратов с интенсификаторами / Т.М. Фарахов, А.Г. Лаптев // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. — 2020. — Т. 22. — № 2. — С. 12–18.
5. Бобылев В.Н. Тепловой расчет подогревателя с учетом структуры потоков теплоносителя / В.Н. Бобылев // Химическая промышленность сегодня. — 2009. — № 7. — С. 45–50.
6. Афанасьева И.В. Перспективные методы оребрения аппаратов / И.В. Афанасьева // Современные наукоемкие технологии. — 2019. — № 7. — С. 114–121.
7. Лобанов И.Е. Теория интенсифицированного теплообмена и эффективности его применения для перспективных компактных теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве / И.Е. Лобанов, Л.М. Штейн // Альманах современной науки и образования. — 2010. — № 3(34). — С. 24–42.
8. Robone A. A macroscopic particle modelling approach for non-isothermal solid-gas and solid-liquid flows through porous media. / A. Robone, A. Kuruneru, M. Islam, S. Saha // Applied Thermal Engineering. — 2019. — Vol. 162. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114232.
9. Soto C. Characterization and thermomechanical assessment of a SiC-sandwich material for Flow Channel Inserts in DCLL blankets. / C. Soto, C. García-Rosales, J. Echeberria, E. Platacis, A. Shisko, F. Muktepavela, M. Malo // Fusion Engineering and Design. — 2019. — Vol. 146. — Pp. 1983–1987. DOI: 10.1016/j.fusengdes.2019.03.082.
10. Soto C. Numerical study on latent thermal energy storage systems with aluminum foam in local thermal equilibrium. / C. Soto, C. García-Rosales, J. Echeberria, E. Platacis, A. Shisko, F. Muktepavela, M. Malo, T. Hernández // Applied Thermal Engineering. — 2019. — Vol. 159. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113980.
11. Sarkar, M., Velusamy, K., Munshi, P., Singh, O. Analysis of flow and heat transfer through a partially blocked fuel subassembly of fast breeder reactor / M. Sarkar, K. Velusamy, P. Munshi, O. Singh // Progress in Nuclear Energy. — 2020. — Vol. 118. DOI: 10.1134/S0040601519040049.
12. Lu X. Effect of flow regime on convective heat transfer in porous copper manufactured by lost carbonate sintering / X. Lu, Y. Zhao // International Journal of Heat and Fluid Flow. — 2019. — Vol. 80. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2019.108482.

13. Kouidri A. Experimental hydrodynamic study of flow through metallic foams: Flow regime transitions and surface roughness influence / A. Kouidri, B. Madani // *Mechanics of Materials*. — 2016. — Vol. 99. — Pp. 79–87. DOI: 10.1016/j.mechmat.2016.05.007.
14. Hamadouche A. Experimental investigation of convective heat transfer in an open-cell aluminum foams. / A. Hamadouche, R. Nebbali, H. Benahmed, A. Kouidri, A. Bousri // *Experimental Thermal and Fluid Science*. — 2016. — Vol. 71. — Pp. 86–94. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2015.10.009.
15. Buonomo B. Numerical investigation on a Heat Exchanger in Aluminum Foam. / B. Buonomo, A. Pasqua, D. Ercole, O. Manca // *Energy Procedia*. — 2018. — Vol. 148. — Pp. 782–789. DOI: 10.1016/j.egypro.2018.08.132.
16. Аксенов Б.Г. Экспериментальное исследование и математическая модель теплообменного аппарата со вставками из пористого металла / Б.Г. Аксенов, О.А. Степанов, Н.В. Рыдалина // *Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика*. — 2020. — Том 6. — № 2(22). — С. 22–40. DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-2-22-40.
17. Qu J. Performance characteristics of flat-plate oscillating heat pipe with porous metal-foam wicks. / J. Qu, Q. Sun, H. Wang, D. Zhang, J. Yuan // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2019. — Vol. 137. — Pp. 20–30. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.03.107.
18. Davletbaev V. Experimental investigation of the heat exchange intensity. / V. Davletbaev, N. Rydalina, E. Antonova. // *MATEC Web of Conferences*. — 2018. — Vol. 245. DOI: 10.1051/mateconf/201824507002.
19. Aksenov B. Porous Materials in Heat Exchangers Used in Heating. / B. Aksenov, N. Rydalina, E. Antonova // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. — 2020. — Vol. 459. DOI: 10.1088/1755-1315/459/6/062079.
20. Рыдалина, Н.В. Анализ эффективности применения теплообменных аппаратов с пористыми вставками в системах теплогазоснабжения / Н.В. Рыдалина, О.А. Степанов // *Вестник евразийской науки*. — 2021. — Т. 13. — № 6. — URL: <https://esj.today/PDF/51SAVN621.pdf>.
21. Stepanov, O., Aksenov, B., Rydalina, N, Antonova, E. Heat-exchange units with porous inserts. / O. Stepanov, B. Aksenov, N. Rydalina, E. Antonova // *E3S Web of Conferences*. — 2019. — Vol. 140. DOI: 10.1051/e3sconf/201914005006.

Rydalina Natalia Vladimirovna

Tyumen Industrial University, Tyumen, Russia

E-mail: rydalinanv@tyuiu.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5628-188X>

RSCI: https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=874209

SCOPUS: <https://www.scopus.com/authid/detail.url?authorId=57205080294>

Stepanov Oleg Andreevich

Tyumen Industrial University, Tyumen, Russia

E-mail: stepanovoa@tyuiu.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3406-4371>

RSCI: https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=650951

SCOPUS: <https://www.scopus.com/authid/detail.url?authorId=57192041872>

Antonova Elena Olegovna

Tyumen Industrial University, Tyumen, Russia

E-mail: antonovaeo@tyuiu.ru

RSCI: https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=261146

SCOPUS: <https://www.scopus.com/authid/detail.url?authorId=57205073323>

Application of porous metals in the designs of heat exchangers

Abstract. Maintaining indoor air parameters is the key to ensuring comfortable living and working conditions for people. The main task in the organization of ventilation and air conditioning systems of industrial and residential buildings is the use of efficient, compact heat exchangers. Centralized air conditioning systems are used to maintain a comfortable climate in industrial premises. In particular, steam compression units are used. To increase the efficiency of evaporators as part of steam compression plants, the authors suggest using inserts made of porous metals obtained by sintering aluminum chips.

An experimental stand has been created to study the operation of such evaporators. The stand consists of two coolant circuits, as well as evaporators, inside of which there are porous inserts and one evaporator without inserts. In addition, the stand is equipped with a control and measuring complex that allows you to record the main operating parameters of each of the heat carriers. The aim of the study is to evaluate the intensity of heat transfer in evaporators when using inserts made of porous aluminum in the design. An experimental study was carried out on laboratory equipment.

In the theoretical study, methods of differential calculus, the theory of heat and mass transfer, as well as elements of numerical calculus were used. The model of heat transfer in a porous medium has been refined and a differential equation of heat transfer for the type of evaporators under consideration has been obtained. A mathematical model in the form of a second-order differential equation describes heat transfer in the vaporizers under consideration with porous inserts. A partial solution of a correctly formulated boundary value problem is obtained. According to the obtained heat exchange model, theoretical calculations of the heat flow, as well as the temperature of the heat carriers at the outlet of the evaporator, were made.

The results of theoretical calculations of coolant temperatures at the outlet of the evaporators were compared with the data obtained during laboratory tests. The obtained results are analyzed. The results obtained indicate the expediency of using inserts made of porous aluminum in evaporators of this type. The compiled theoretical model can be used to organize the thermal calculation of evaporators of the type in question. This may allow creating more compact and efficient evaporators that can be used in heat and gas supply and air conditioning systems of industrial and residential buildings.

Keywords: evaporators; porous aluminum; laboratory equipment; freon; differential equation; cooling efficiency; mathematical model