

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

2021, №6, Том 13 / 2021, No 6, Vol 13 <https://esj.today/issue-6-2021.html>

URL статьи: <https://esj.today/PDF/51SAVN621.pdf>

**Ссылка для цитирования этой статьи:**

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>

**For citation:**

Rydalina N.V., Stepanov O.A. Analysis of the efficiency of the use of heat exchangers with porous inserts in heat and gas supply systems. *The Eurasian Scientific Journal*, 13(6): 51SAVN621. Available at: <https://esj.today/PDF/51SAVN621.pdf>. (In Russ., abstract in Eng.).

**Рыдалина Наталья Владимировна**

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Тюмень, Россия

Старший преподаватель

E-mail: [rydalinanv@tyuiu.ru](mailto:rydalinanv@tyuiu.ru)

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

РИНЦ: [https://elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=874209](https://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](mailto:stepanovoa@tyuiu.ru)

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

РИНЦ: [https://elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=650951](https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=650951)

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

## Анализ эффективности применения теплообменных аппаратов с пористыми вставками в системах теплогазоснабжения

**Аннотация.** Создание эффективных и компактных теплообменных аппаратов является одной из приоритетных задач теплогазоснабжения производственных и жилых зданий. Как правило, для повышения эффективности теплообмена в теплообменных аппаратах используются оребренные поверхности, а также турбулизация потоков теплоносителей. Авторы предлагают использование в конструкции теплообменных аппаратов современных материалов, а именно пористых металлов.

Для исследования возможности создания таких теплообменных аппаратов создан универсальный экспериментальный стенд. Стенд содержит теплообменные аппараты содержащие пористые вставки, а также теплообменные аппараты без пористого материала. Кроме того, стенд оборудован комплексом измерительных приборов. Целью исследования является оценка интенсивности теплообмена в теплообменных аппаратах с использованием пористого металла. В рамках экспериментального исследования проведены лабораторные испытания.

При теоретическом исследовании использовалось классическое уравнение изменения плотности теплового потока при прохождении теплоносителя сквозь пористую вставку. В результате получена математическая модель в виде дифференциального уравнения второго порядка. Заданы граничные условия и получено частное решение. Для проверки правильности

использования полученной модели при расчете теплообменных аппаратов с использованием пористых металлов были проведены теоретические расчеты.

Полученные результаты соотнесены с экспериментальными данными. Произведен анализ полученных результатов. В результате проведенного исследования экспериментально подтверждена эффективность использования пористых вставок из металла в конструкции кожухотрубных теплообменных аппаратов. Составленная математическая модель позволяет производить инженерные расчеты теплообменных аппаратов рассматриваемого типа с использованием пористых вставок. Таким образом появляется возможность создания более эффективных теплообменных аппаратов, которые могут быть использованы в системах теплогазоснабжения производственных и жилых зданий.

**Ключевые слова:** теплообменные аппараты; пористые металлы; универсальный экспериментальный стенд; фреон; дифференциальное уравнение; интенсивность охлаждения; математическая модель

### Введение

Теплообменные аппараты являются одним из основных узлов теплогазоснабжения промышленных и жилых зданий. Поэтому вопрос повышения эффективности работы теплообменных аппаратов является актуальным.

Основным направлением повышения эффективности работы теплообменного оборудования является увеличение интенсивности теплообмена. Наиболее широко изученными и часто применяемыми методами повышения эффективности теплообмена в теплообменных аппаратах являются использование турбулизации потоков теплоносителей, а также использование оребренных поверхностей.

Для турбулизации потоков теплоносителей используют турбулизирующие решетки, создают искусственные шероховатости, создают пульсации. Такие способы целесообразно использовать при небольших значениях числа Рейнольдса, при переходном режиме движения потока теплоносителя. При применении таких методов рано или поздно наступает момент, когда дальнейшая турбулизация потока является экономически нецелесообразной, так как при увеличении критерия Рейнольдса наступает постепенное снижение роста коэффициента теплоотдачи.

Использование оребренных поверхностей теплообмена эффективно и для повышения теплопередачи, и для снижения металлоемкости теплообменного оборудования. Оребренная поверхность теплообмена значительно превышает поверхность несущих трубок, а также не подвергается давлению, с одной стороны, поэтому ребра возможно выполнять в более тонкостенном исполнении, чем стенки несущих труб. Все это позволяет значительно снизить расход металла необходимый для изготовления теплообменного оборудования. Однако значительного увеличения коэффициента теплоотдачи при этом сложно получить.

Одним из перспективных способов повышения интенсивности теплообмена является использование в конструкции теплообменных аппаратов современных материалов [1; 2], к которым относятся и пористые металлы [3; 4],

В конструкциях теплообменных аппаратов пористые металлы используются, в зависимости от сферы применения [5; 6]. Например, пористые металлы используют в системах охлаждения ракетных двигателей, а также в химической и нефтехимической промышленности [7–9]. Созданы конструкции аппаратов, в которых пористые металлы используют как турбулизаторы потоков теплоносителей. В этом случае пористый материал используется как покрытие теплопередающих поверхностей [10; 11]. Существуют также конструкции, в которых

межканальные пространства для движения теплоносителя заполняются пористым металлом, что служит средством интенсификации теплообмена [12]. Кроме того, созданы трехслойные пористые испарительные поверхности, в которых используют пористые металлокерамические материалы разной пористости одновременно [13].

Известны конструкции пластинчатых теплообменников, в которых межпластинчатые каналы для движения теплоносителей заполнены пористыми металлическими вставками с высокой удельной площадью внутренней поверхности каркаса и малыми значениями эквивалентных диаметров внутренних каналов, обеспечивающих высокую интенсивность теплообмена рабочих сред. Предложенная конструкция значительно увеличивает теплопередачу [14; 15].

Используются пористокомпактные теплообменные аппараты, принцип действия которых основан на интенсификации процессов теплообмена путем введения в каналы трактов пористого наполнителя из материалов с высокой теплопроводностью. В одной из наиболее эффективных конструкций таких теплообменников для заполнения используется высокопористый материал с изменяемой относительной толщиной пористого материала. Корпус выполнен цилиндрическим, круглым или овальным в сечении [16; 17].

Теплоносители в таких теплообменных аппаратах могут быть различными: «жидкость-газ» и «газ-газ» [18]. В теплообменниках типа «жидкость-газ» может быть использован и двухфазный теплоноситель. Конструкции таких теплообменных аппаратов так же могут содержать пористые металлы для течения одного из теплоносителей [19]. Такие аппараты чаще всего используют с целью стабилизации температуры одного из теплоносителей.

Таким образом, задача повышения интенсивности теплообмена с использованием пористых металлов является актуальной. Использование типовых методик расчета теплообменных аппаратов в рассматриваемом случае не представляется возможным, ввиду отсутствия стандартных методик определения площади внутренней поверхности с порами. Уникальность и новизна исследования заключается в том, что получена математическая модель рассматриваемого теплообменного аппарата, которая может быть использована в инженерных расчетах.

Целью данного исследования является оценка интенсивности теплообмена в теплообменных аппаратах с использованием пористого металла различной пористости.

Для достижения поставленной цели необходимо последовательно решить следующие задачи:

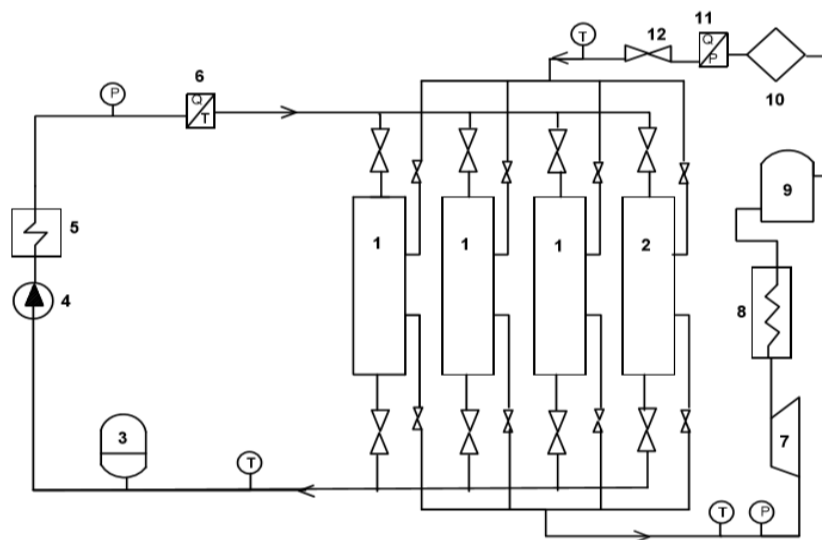
- провести ряд экспериментов и обработать полученные данные, с целью подтверждения предположения об увеличении интенсивности теплообмена в случае использования пористых металлов в конструкции теплообменных аппаратов;
- составить математическую модель, позволяющую проводить расчеты теплообменных аппаратов, в которых используются пористые металлы;
- подтвердить экспериментально правильность составленной модели и произвести анализ полученных результатов.

### Методы исследований

Данная работа подразделялась на теоретическую и экспериментальную части.

Для решения поставленных задач первоначально были произведены лабораторные эксперименты, подтверждающие факт увеличения явлений переноса тепла при использовании в конструкции теплообменных аппаратов пористых металлов. На базе кафедры промышленной теплоэнергетики Тюменского индустриального университета разработан и создан универсальный экспериментальный стенд, который позволяет оценить и исследовать металлы различной пористости в конструкции кожухотрубных теплообменных аппаратов с целью повышения интенсивности теплообмена [20; 21]. Принципиальная схема экспериментального стенда представлена на рисунке 1.

На экспериментальном стенде закреплены три теплообменника с пористыми вставками и один теплообменник без пористых материалов. Теплообменники являются противоточными: по центральным медным трубкам течет вода, а в обратном направлении через поры вставок движется фреон. Движение воды осуществляется под действием насоса. Температуру воды можно изменять, так как после насоса установлен котел 5. Для движения фреона создан холодильный контур. Таким образом, на установке созданы два контура: один — для циркуляции воды, второй — для циркуляции фреона. Первый контур с водой, оборудован насосом 4, котлом 5 для подогрева воды, а также измерительно-вычислительным комплексом 6, позволяющим отслеживать изменение температуры воды во времени и следить за массовым расходом. Фреоновый контур создан по принципу холодильной установки и оборудован компрессором 7, конденсатором 8, ресивером 9, влагоотделительным фильтром 10 и дросселем 12. Кроме того, фреоновый контур (рис. 1) оборудован средствами измерения температуры, а также измерения давления фреона на входе и выходе в компрессор и расходомером 11. В установке использован фреон марки R404а, так как он является одним из наиболее безопасных для проведения подобного рода работ. Данный стенд является уникальным в своем роде.



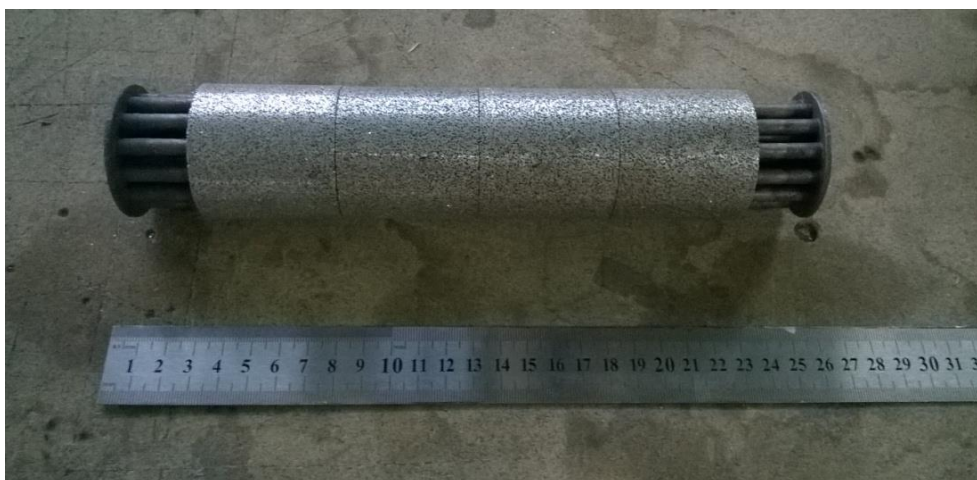
1 — теплообменники с пористыми металлами; 2 — теплообменник без пористых металлов; 3 — бак расширительный; 4 — насос; 5 — водогрейный котел; 6 — контрольно-измерительное устройство; 7 — компрессор; 8 — конденсатор; 9 — ресивер; 10 — фильтр влагоотделитель; 11 — контрольно-измерительное устройство; 12 — дроссель; P — давление; T — температура; G — расход теплоносителя

**Рисунок 1.** Экспериментальный стенд (разработано авторами)

Экспериментальный стенд оборудован вентилями и задвижками как на водяном контуре, так и на фреоновом контуре. Наличие задвижек позволяет включить в цепь четыре теплообменных аппарата с различными свойствами и отдельно смотреть характеристики каждого из получаемых контуров.

Вентили, которыми оборудованы системы подачи воды и фреона, позволяют не только менять рабочие участки, но и регулировать расход теплоносителей. Контрольно-измерительные устройства фиксируют изменение расхода и температуры. Насос, который установлен в системе подачи воды, обеспечивает работу системы в двух режимах скоростей воды в соответствии с техническим паспортом насоса. Первый режим позволяет работать с производительностью до 22 л/мин, а второй режим до 48 л/мин.

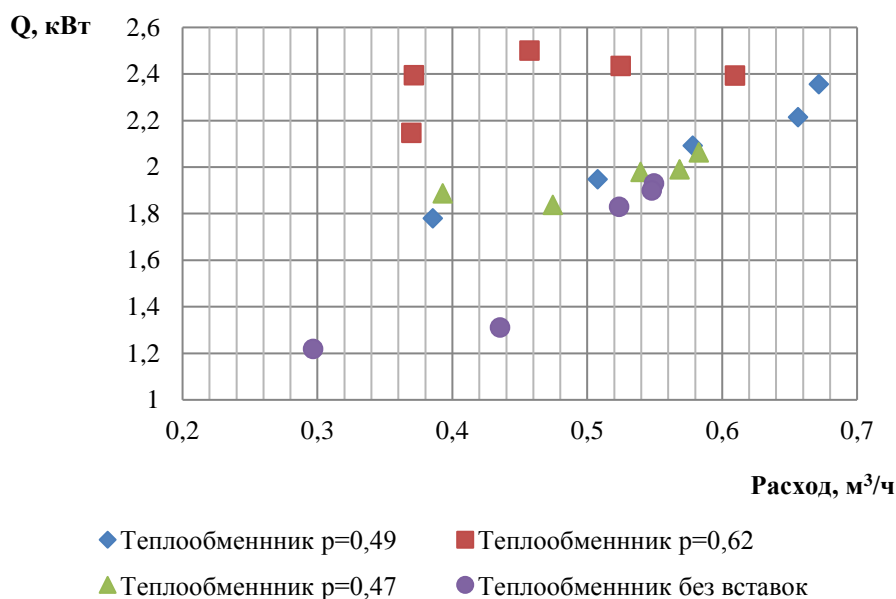
В данной работе исследовались 4 типа теплообменных аппаратов. Три теплообменных аппарата изготовленные с использованием в их конструкции алюминия пористостью 0,49, 0,62 и 0,47 соответственно. Пористость вставок рассматривается как отношение объема пор ко всему объему материала. В четвертом теплообменнике пористое наполнение отсутствует. Пористые части теплообменников представляют собой цилиндры из пористого алюминия диаметром 49 мм, высотой 50 мм. Для вставки трубок, по которым протекает охлаждаемый теплоноситель, в каждом цилиндре имеется 19 отверстий по 6 мм (рис. 2).



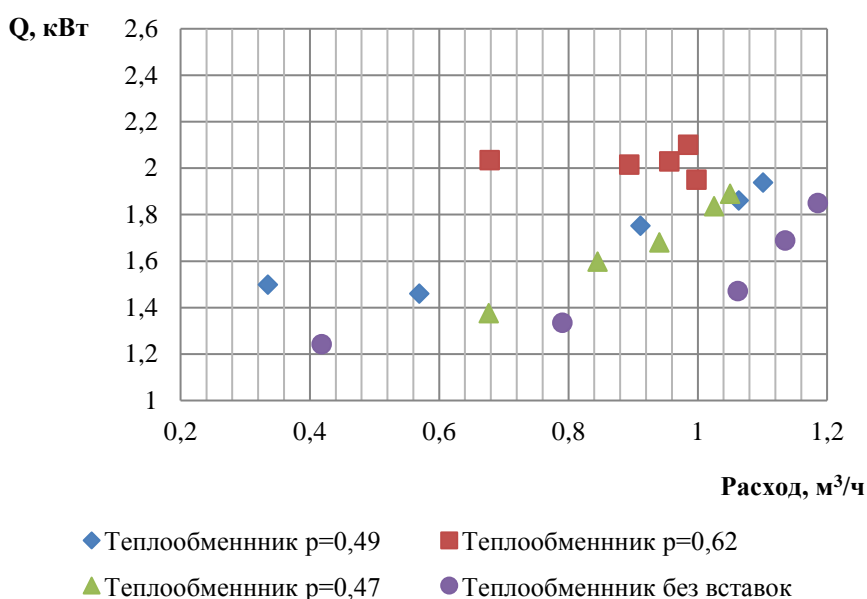
*Рисунок 2. Внутренняя часть теплообменного аппарата из алюминия с пористым наполнением (разработано авторами)*

В каждом из двух режимов работы изменялся расход, путем поворота задвижки, при этом фиксировалось изменение температуры воды. Замеры проводились для каждого из четырех теплообменных аппаратов отдельно. Брали пять значений расхода воды. Одновременно составлялся протокол испытаний. Численные данные протокола использовались для проведения расчетов. Показатели расхода фиксировались. Значения изменения температуры для каждого расхода записывались 10–12 раз. Эксперименты проводились при температуре воды 50 °С при первом режиме работы и 35 °С при втором режиме работы. Различные температуры воды при проведении экспериментов были взяты с целью удостовериться в эффективности работы созданного экспериментального стенда и подтверждения гипотезы об эффективном охлаждении теплоносителя в теплообменных аппаратах содержащих пористые металлы. Поворотом крана регулировался расход теплоносителя при четырех положениях вентиля, что соответствовало значениям расхода в интервале от 0,3 до 0,65 м<sup>3</sup>/ч при первом режиме работы насоса, а для второго режима работы в интервале от 0,3 до 1,2 м<sup>3</sup>/ч.

Результаты обработки полученных данных представлены на графиках рисунках 3, 4. Измерение данных при двух режимах работы насоса позволяют визуально определить интенсивность теплообмена во вставках. В теплотехнике количество теплоты Q определяется в основном по разности температур.



**Рисунок 3.** Тепловая мощность теплообменников при первом режиме работы насоса (разработано авторами)

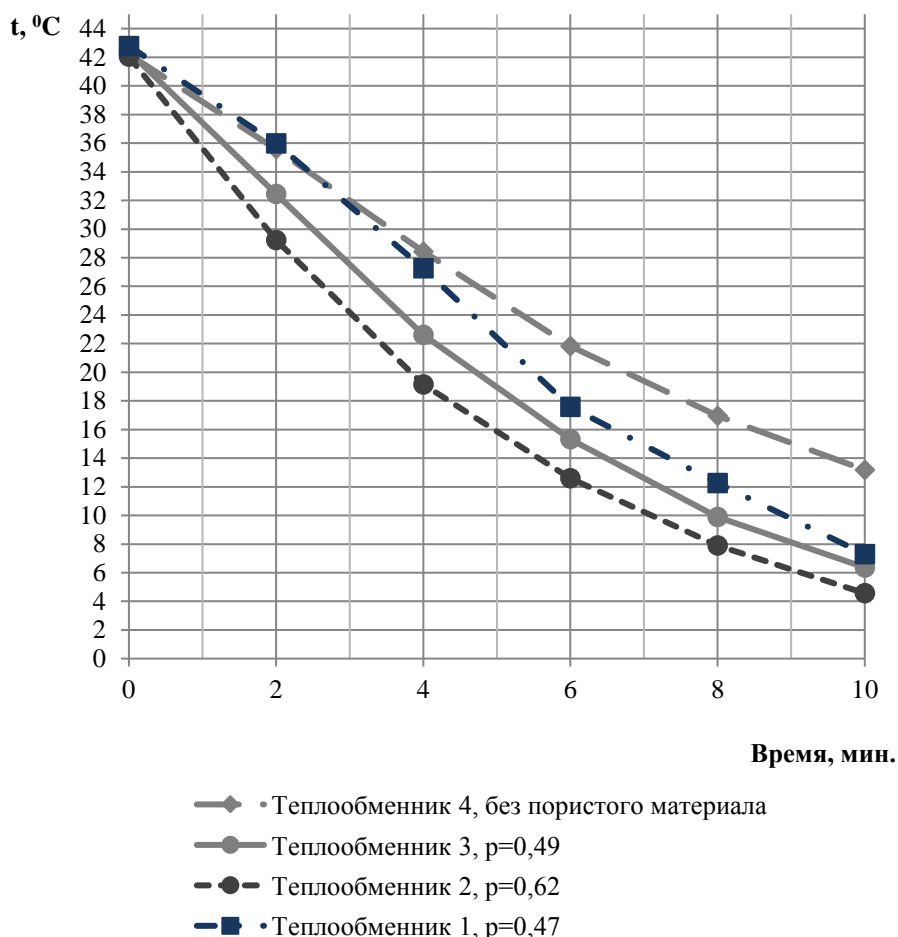


**Рисунок 4.** Тепловая мощность теплообменников при втором режиме работы насоса (разработано авторами)

По построенным графикам видно, что наибольшее количество теплоты соответствует вставке с наибольшей пористостью. Также очевидно, что обычный кожухотрубный теплообменник (без пористых вставок) характеризуется наименьшим количеством теплоты.

Далее были произведены лабораторные эксперименты, позволяющие оценить интенсивность теплообмена каждого теплообменного аппарата при охлаждении воды от температуры 40–45 °С за 10 минут работы экспериментального стенда. Котел в установке позволяет нагревать воду до 75 °С. В то же время при работе теплообменных аппаратов системы теплогазоснабжения интервал температур воды находится в пределах 35–50 °С, поэтому была выбрана температура 40–45 °С для проведения эксперимента. Ранее экспериментально было установлено, что в течение 10 минут происходит значительное

охлаждение воды вплоть до замерзания в трубках. Показания приборов при этом фиксировались каждые 2 мин. Интервал для фиксации параметров выбран исходя из предварительных экспериментов, в соответствии с которыми именно через установленный промежуток времени наиболее показательно изменение температуры. Эксперименты повторялись многократно. По полученным данным построены графики изменения температуры во времени при одновременной работе двух контуров (рис. 5).



**Рисунок 5.** График изменения температуры воды по времени при охлаждении фреоном (разработано авторами)

Проведенные лабораторные исследования показали, что тепловая мощность теплообменных аппаратов с пористым наполнением больше по сравнению с теплообменным аппаратом без пористого наполнения. Соответственно, степень охлаждения воды выше в теплообменных аппаратах с пористым наполнением. Температурный интервал изменения температуры воды от исходной 40–45 °C зависит от коэффициента пористости вставок. При этом линия изменения температуры воды теплообменника 4 (без пористого материала) проходит выше.

В рамках теоретического исследования процесса теплообмена в пористой среде была составлена модель рассматриваемого пористого теплообменного аппарата. Классические методы расчета для таких теплообменных аппаратов неприменимы, так как неизвестна площадь теплообмена внутри пористого тела.

В элементарном объеме изменение теплового потока  $q$  вследствие теплообмена между твердым телом и протекающей сквозь поры теплоносителем можно записать уравнением [21]:

$$dq_x - dq_{x+dx} = G_T \cdot c_{pж} dt \quad (1)$$

где  $G_T$  — удельный массовый расход холодного теплоносителя;  $c_{pж}$  — теплоемкость холодного теплоносителя.

Приняв тот факт, что температура теплоносителя и твердого пористого тела почти не отличаются, то уравнение (1) описывает процесс теплообмена в пористой среде без трубок с водой. Если учитывать наличие трубок с водой в теплообменнике, то уравнение (1) не работает, так как температурное поле становится двумерным.

Предлагается дополнить уравнение (1) слагаемым, учитывающим количество тепла, выделяющееся за счет распределенных по объему источников тепла  $q_v$ , тепловым сопротивлением материала стенок пренебрегли.

$$dq_x - dq_{x+dx} + q_v dx = G_T \cdot c_{pж} dt. \quad (2)$$

Плотность теплового потока в сечениях  $x$  и  $x+dx$ , учитывая пористость материала, записывается уравнениями:

$$q_x = -\lambda_c \frac{dt}{dx} (1 - p), \quad (3)$$

$$q_{x+dx} = -\lambda_c \frac{d}{dx} \left( t + \frac{dt}{dx} dx \right) (1 - p). \quad (4)$$

где  $\lambda_c$  — коэффициент теплопроводности пористого материала (алюминия);  $p$  — пористость заполнения, отношение объема пор ко всему объему материала.

Плотность теплового потока за счет распределенного по объему источника теплоты:

$$q_v = \frac{\alpha \cdot (t_b - t) \cdot S_m}{V_a}, \quad (5)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от воды к медной стенке;  $t_b$  — температура воды в рассматриваемом сечении  $x$ ;  $S_m$  — общая площадь поверхности трубок;  $V_a$  — объем пористого заполнения.

Подставив (3), (4), (5) в уравнение (2) и проведя ряд эквивалентных алгебраических преобразований, получено дифференциальное уравнение второго порядка, описывающее процесс охлаждения пористого тела с распределенными в нем источниками теплоты:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - \frac{G_T \cdot c_{pж}}{\lambda_c (1-p)} \cdot \frac{dt}{dx} + \frac{\alpha \cdot (t_b - t) \cdot S_m}{V_a \lambda_c (1-p)} = 0. \quad (6)$$

Для упрощения решения полученного дифференциального уравнения введены следующие условные обозначения, имеющие размерности:

$$\xi_c = \frac{G_T \cdot c_{pж}}{\lambda_c (1-p)}, \frac{1}{m}; \quad A = \frac{\alpha \cdot (t_b - t) \cdot S_m}{V_a \lambda_c (1-p)}, \frac{K}{m^2}. \quad (7)$$

Разница  $(t_b - t)$  принята как разница средних значений температур теплоносителей. При рассмотрении схемы противотока и малых значениях высоты пористого заполнения, допущение вполне оправдано. Ввиду незначительного изменения температуры теплоносителей по длине пористого заполнения.

В качестве граничных условий приняты следующие ограничения:

$$0 \leq x \leq h, \quad t(0) = t_{c1}, \quad t(h) = t_{c2}, \quad (8)$$

где  $h$  — длина пористой вставки;  $t_{c1}$ ,  $t_{c2}$  — температура теплоносителя, проходящего через пористую вставку на входе и выходе соответственно.

В результате решения дифференциального уравнения (6), с заданными граничными условиями (8) получено уравнение:

$$t = t_{c1} + \frac{A}{\xi_c} x + (e^{\xi_c x} - 1) \cdot \frac{t_{c2} - t_{c1} - \frac{A}{\xi_c} h}{e^{\xi_c h} - 1}. \quad (9)$$

Уравнение (9) позволяет найти температуру теплоносителя, движущегося сквозь пористое наполнение в любой точке  $x$  при известной температуре теплоносителя на входе.

Продифференцируем полученную функцию температуры (9) по переменной  $x$ :

$$\frac{dt}{dx} = \frac{A}{\xi_c} + \frac{(t_{c2} - t_{c1}) \cdot \xi_c - A \cdot h}{e^{\xi_c h} - 1} \cdot e^{\xi_c x}. \quad (10)$$

Подставив выражение (10) в формулу плотности теплового потока (3), получается формула для теплового потока, в рассматриваемом случае:

$$q = -\lambda_c \cdot (1 - p) \cdot \left( \frac{A}{\xi_c} + \frac{(t_{c2} - t_{c1}) \cdot \xi_c - A \cdot h}{e^{\xi_c h} - 1} e^{\xi_c x} \right). \quad (11)$$

Используя равенство (11) можно найти тепловую мощность теплообменного аппарата:

$$\Delta Q = (q_{x=h} - q_{x=0}) \cdot S_m. \quad (12)$$

По известной тепловой мощности определяется температура теплоносителя, двигающегося по трубкам, на выходе из теплообменного аппарата. Аналогично можно определить температуру теплоносителя в любой точке по длине трубок. Для этого определяем изменение температуры:

$$\Delta t = \frac{\Delta Q}{G_b \cdot c_{pb}}, \quad (13)$$

где  $G_b$  — массовый расход воды;  $c_{pb}$  — теплоемкость воды.

Тогда при известной начальной температуре:

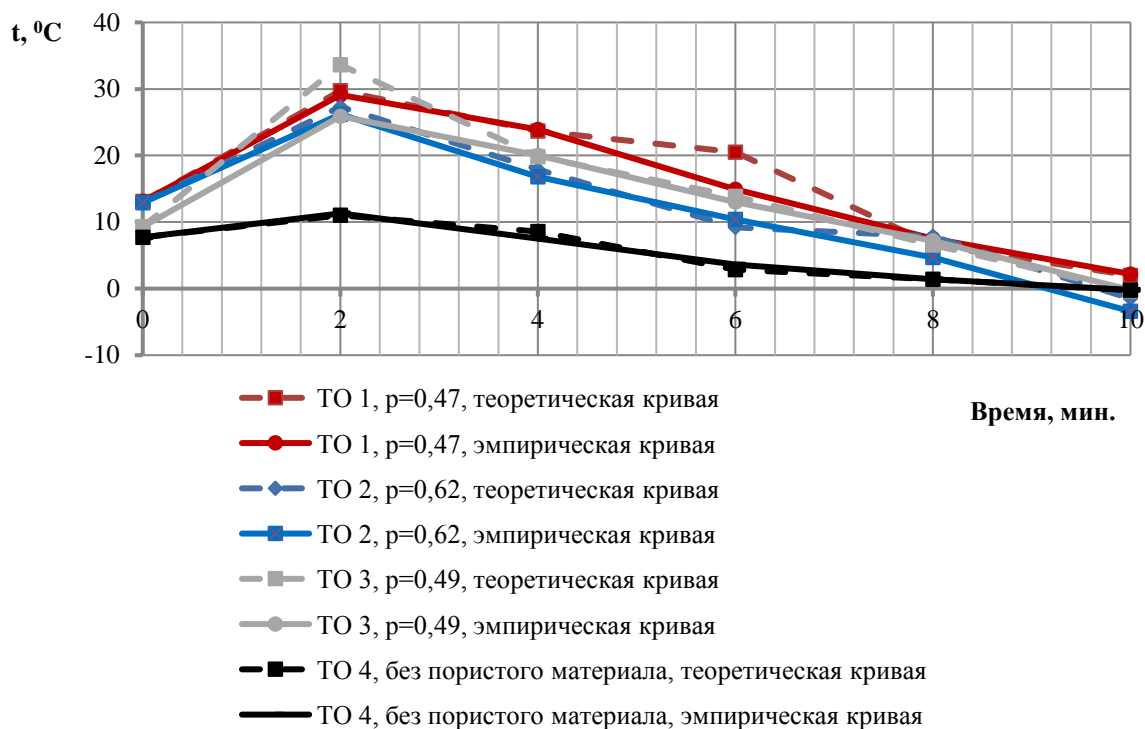
$$t_2 = t_1 - \Delta t. \quad (14)$$

Таким образом, решив составленное дифференциальное уравнение, получена формула для нахождения температуры теплоносителя в любой точке пористого тела. Кроме того, получен способ нахождения температуры теплоносителя, который охлаждается в теплообменном аппарате с пористым наполнителем.

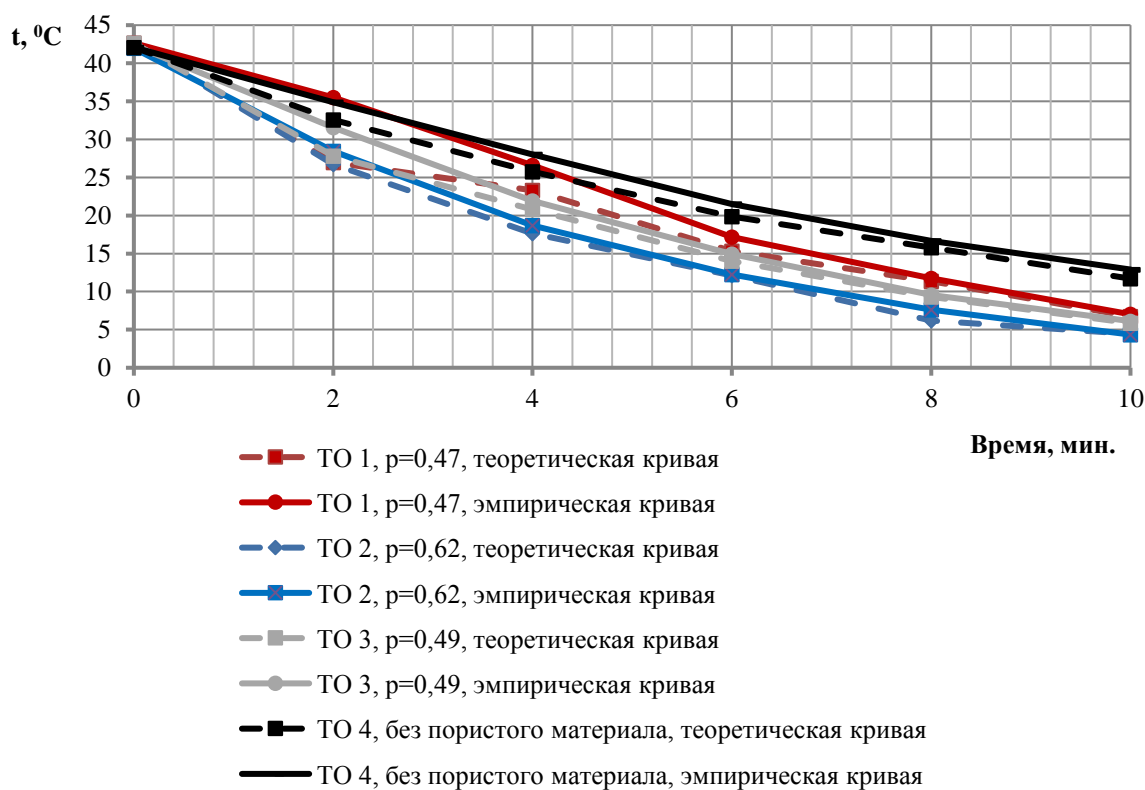
### Результаты и обсуждение

По полученной формуле (9) были рассчитаны температуры фреона на выходе из рассматриваемых пористых теплообменных аппаратов с различными значениями  $p$ . В качестве проверки точности вычислений температуры теплоносителя, проходящего сквозь пористый материал, использовали значения температуры фреона на выходе из теплообменного аппарата. Длина пористой вставки  $h = 0,2$  м.

Полученные зависимости представлены на рисунках 6 и 7. В качестве эмпирических данных взяты результаты проведенных лабораторных исследований на экспериментальном стенде изучения интенсивности охлаждения в теплообменных аппаратах использованием пористых материалов.



*Рисунок 6. Результаты расчета температуры фреона на выходе из теплообменного аппарата и сравнение с эмпирическими данными (разработано авторами)*



*Рисунок 7. Результаты расчета температуры воды на выходе из теплообменного аппарата и сравнение с эмпирическими данными (разработано авторами)*

Линии теоретических кривых на рисунке 6, изображающих изменение температуры фреона на выходе из теплообменного аппарата, для теплообменников с пористыми вставками были получены в результате расчетов по формуле (9). Теоретическая кривая для теплообменного аппарата без пористых вставок была получена по традиционной методике теплового расчета для кожухотрубных теплообменных аппаратов. Полученные в результате проведенных расчетов отклонения температуры фреона на выходе из теплообменного аппарата представлены в таблице 1.

**Таблица1**

**Средние относительные и абсолютные отклонения температуры фреона на выходе по теоретическим расчетам от эмпирических значений**

Номер теплообменного аппарата	Среднее относительное отклонение, %	Среднее абсолютное отклонение, °С
1	12,4	1,3
2	6,1	0,4
3	17,3	1,5
4	11,6	0,9

*Разработано авторами*

В литературе по теплотехнике относительные отклонения пределах 17–18 % являются приемлемыми и удовлетворительными. Абсолютные отклонения в пределах 1,5 °С являются также допустимыми.

Используя зависимость, представленную уравнением (11), для вычисления плотности теплового потока и далее вычисления температуры воды на выходе из теплообменного аппарата по формулам (12–14) были получены теоретические значения температуры на выходе из теплообменных аппаратов с пористыми вставками и сопоставлены с эмпирическими данными, полученными в результате лабораторных исследований (рис. 7). Кроме того, на рисунке 7 представлена теоретическая линия изменения температуры воды на выходе из теплообменного аппарата без пористых вставок, полученная по традиционной методике для кожухотрубного теплообменного аппарата и сопоставлена с результатами проведенных экспериментов. Полученные отклонения представлены в таблице 2.

**Таблица2**

**Средние относительные и абсолютные отклонения температуры воды на выходе по теоретическим расчетам от эмпирических значений**

Номер теплообменного аппарата	Среднее относительное отклонение, %	Среднее абсолютное отклонение, °С
1	10,8	1,2
2	5,6	0,7
3	6,1	0,9
4	7,3	1,1

*Разработано авторами*

Согласно приемлемым отклонениям, приводимым в литературе по теплотехнике, полученные результаты являются хорошими. Для дальнейшего повышения точности модели возможно нужно будет учесть степень прилегания материала к стенкам теплообменного аппарата.

Результаты проведенных расчетов и их анализа в целом позволяют говорить о том, что полученная модель (9) и как производная от нее модель (11), позволяют при известных начальных данных температуры на входе в теплообменный аппарат, в конструкции которого имеется пористый материал, определять температуру теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата. Кроме того, полученные формулы можно трансформировать и для проведения расчетов теплообменных аппаратов рассматриваемого типа, но имеющих отличную от приведенных аппаратов геометрические параметры. А также при помощи

рассматриваемых уравнений возможно найти температуры теплоносителей в любом сечении теплообменного аппарата.

Подробные экономические расчеты пока не проводились, но простота конструкции и эффективность работы теплообменных аппаратов с пористыми вставками по сравнению с аппаратами, использующими турбулизацию потока и аппаратов с оребренными поверхностями, позволяют получить большее количество теплоты и более высокий коэффициент теплопередачи. Кроме того, подобные теплообменные аппараты можно применять в реально существующих системах теплоснабжения предприятий и в городских системах теплоснабжения, от котельных и ТЭЦ до тепловых пунктов потребителей. В современных системах теплоснабжения работают водо-водяные теплообменные аппараты, которые вполне можно заменить на теплообменные аппараты с пористыми вставками. Для таких теплообменных аппаратов предварительный экономический расчет был осуществлен и получен положительный экономический эффект при замене аппаратов типа вода-вода на теплообменные аппараты с пористыми вставками, несмотря на увеличение стоимости изготовления и наличие дополнительных гидравлических сопротивлений.

### Выводы

1. В результате проведенного исследования экспериментально подтверждена эффективность использования пористых металлов в теплообменных аппаратах.
2. Составлена математическая модель, позволяющая находить температуры теплоносителей на выходе из кожухотрубного теплообменного аппарата, в конструкции которого имеются вставки из пористого металла.
3. Полученная модель также позволяет определять температуру теплоносителей в любом сечении теплообменного аппарата. Правильность составленной модели подтверждена экспериментально.
4. Следовательно, проведенные экспериментально-теоретические исследования позволяют создавать более эффективные теплообменные аппараты, которые могут быть использованы в системах теплогазоснабжения производственных и жилых зданий.

### ЛИТЕРАТУРА

1. 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.
2. Бобылев В.Н. Тепловой расчет подогревателя с учетом структуры потоков теплоносителя / В.Н. Бобылев // Химическая промышленность сегодня. — 2009. — № 7. — С. 45–50.
3. Афанасьева И.В. Перспективные методы оребрения аппаратов / И.В. Афанасьева // Современные наукоемкие технологии. — 2019. — № 7. — С. 114–121.

4. 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.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. Vikulin A. Investigation into Transpiration Cooling of Blades in High-Temperature Gas Turbines. / A. Vikulin, N. Yaroslavtsev, V. Zemlyanaya // Thermal Engineering. — 2019. — Vol. 66. — Pp. 397–401. DOI: 10.1134/S0040601519060090.
9. Yang X. Role of porous metal foam on the heat transfer enhancement for a thermal energy storage tube. / X. Yang, J. Yu, Z. Guo, L. Jin, Y.-L. L., He // Applied Energy. — 2019. — Vol. 239. — Pp. 142–156. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.01.075.
10. Akinshilo, A. Mixed convective heat transfer analysis of MHD fluid flowing through an electrically conducting and non-conducting walls of a vertical micro-channel considering radiation effect. / A. Akinshilo. Applied Thermal Engineering. — 2019. — Vol. 156. — Pp. 506–513. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.04.100.
11. Терех А.М. Среднеповерхностный теплообмен в поперечно-омываемых коридорных пучках труб с разрезным спиральноленточным оребрением / А.М. Терех, О.Е. Шаповал, Е.Н. Письменный // Промышленная теплотехника. — 2001. — № 1–2. С. 35–41.
12. 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.
13. 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.
14. 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.

15. 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.
16. 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.
17. 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.
18. 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.
19. 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/mateccconf/201824507002.
20. 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.
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://elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=874209](https://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://elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=650951](https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=650951)

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

## **Analysis of the efficiency of the use of heat exchangers with porous inserts in heat and gas supply systems**

**Abstract.** The creation of efficient and compact heat exchangers is one of the priority tasks of heat and gas supply of industrial and residential buildings. As a rule, finned surfaces are used in heat exchangers to increase the efficiency of heat exchange, as well as turbulence of coolant flows. The authors propose the use of modern materials, namely porous metals, in the design of heat exchangers.

A universal experimental stand has been created to investigate the possibility of creating such heat exchangers. The aim of the study is to assess the intensity of heat exchange in heat exchangers using porous metal. Laboratory tests were carried out as part of the experimental study.

In the theoretical study, the classical equation of the change in the density of the heat flux during the passage of the coolant through the porous insert was used. As a result, a mathematical model in the form of a second-order differential equation is obtained. Boundary conditions are set and a particular solution is obtained. To verify the correctness of the use of the obtained model in the calculation of heat exchangers using porous metals, theoretical calculations were carried out.

The obtained results are correlated with experimental data. The analysis of the obtained results is carried out. As a result of the conducted research, the effectiveness of the use of porous metal inserts in the construction of shell-and-tube heat exchangers has been experimentally confirmed. The compiled mathematical model allows engineering calculations of heat exchangers of the type under consideration using porous inserts.

**Keywords:** heat exchangers; porous metals; universal experimental stand; freon; differential equation; cooling intensity; mathematical model