

УДК 536.252

**Разработка экспериментального стенда и методики исследования
влияния объемных электрических зарядов на интенсивность
конвективного теплообмена в токопроводящих средах**

***Воронов В.А.**, аспирант
кафедра «Холодильная, криогенная техника.
Системы кондиционирования жизнеобеспечения»*

***Хуциева С.И.**, студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра «Холодильная, криогенная техника.
Системы кондиционирования и жизнеобеспечения»*

*Научный руководитель: **Паркин А.Н.**, преподаватель
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра «Холодильная, криогенная техника.
Системы кондиционирования и жизнеобеспечения»
crio@power.bmstu.ru*

Теплообменный аппарат (ТОА) — устройство, в котором осуществляется процесс обмена энергией в форме тепла между потоками. Тепловая энергия является основной формой энергии в технике, что обуславливает широчайшее распространение ТОА во всех отраслях промышленности, включая нефтегазовую, химическую, атомную, холодильную, пищевую и другие отрасли. Ввиду этого вопрос снижения металлоемкости за счет новых методов интенсификации КТО сохраняет свою актуальность.

Задачей данной работы является исследование влияния ОЭЗ на конвективный теплообмен в модельном ТОА типа «труба в трубе». Экспериментальный стенд представляет собой модельный ТОА, с установленными на нем индуктивными катушками и измерительной частью, позволяющей определять режим работы модельного ТОА по набору непосредственно измеряемых показателей потоков, а также параметры формирования ОЭЗ. ТОА представляет собой две соосно расположенные гладкие медные трубы диаметром 29 и 12 мм, в которые противотоком подается техническая вода, параметры которой измеряются приборной частью стенда (рис. 1). Приборная часть стенда включает в себя термометры, устройства измерения среднего расхода и параметров формирования ОЭЗ.

Проектный расчет модельного ТОА производится на следующие параметры рабочих сред, которые приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры рабочих сред

Наименование величины	Условное обозначение	Размерность	Значение
Давление воды	P	МПа	0,6
Массовый расход по внутренней трубе	G_1	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	0,167
Температура на входе во внутреннюю трубу	$T_{1н}$	°С	70
Температура на выходе из внутренней трубы	$T_{1к}$	°С	60,572
Массовый расход по внешней трубе	G_2	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	0,5
Температура на входе во внешнюю трубу	$T_{2н}$	°С	5
Диаметр внутренний внешней трубы	D	мм	25
Толщина внешней трубы	s_1	мм	2
Диаметр внутренний внутренней трубы	d	мм	10
Толщина внутренней трубы	s_2	мм	1

$T_{1к}$ определена в результате итерационного поиска решения системы уравнений, описывающих процесс теплообмена в рассматриваемом ТОА.

Расчетные величины термодинамических свойств приведены в таблице 2.

Таблица 2

Термодинамические свойства

Труба	$P_{\text{среднее}}, \text{МПа}$	$T_{\text{среднее}}, \text{°С}$	$c_p, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\mu, * 10^{-7} \text{ Па} \cdot \text{с}$	$\lambda, \frac{\text{мВт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Внутренняя	0,6	65,286	4184,2	4316,1	655,9	980,6
Внешняя	0,6	6,565	4199,5	14453	575,7	1000,2

Где c_p - изобарная теплоемкость,

μ - динамическая вязкость,

λ - теплопроводность,

ρ —плотность.

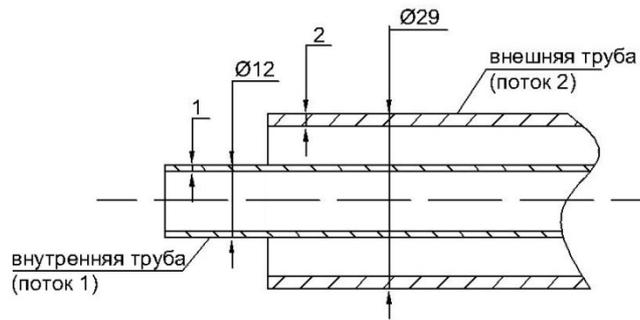


Рис. 1. Теплообменный аппарат

Принятые в расчете допущения:

- свойства технической воды приняты при средней температуре, не зависящими от температуры;

- потери тепла с в модельном ТОА пренебрежимо малы;

Из теплового баланса по потоку 1 находим тепловую нагрузку

$$Q = G_1 * c_{1p} * (T_{1н} - T_{1к}) = 0,167 * 4184,2 * (70 - 60,572) = 6575 \text{ Вт}$$

Из теплового баланса по потоку 2 находим температуру на выходе из внешней трубы

$$T_{2к} = \frac{Q}{G_2 * c_{2p}} + T_{2н} = \frac{6575}{0,5 * 4199,5} + 5 = 8,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определяем среднюю логарифмическую разность температур.

Для этого находим разности температур потоков на концах ТОА соответственно

$$\Delta t_1 = T_{1н} - T_{2к} = 70 - 8,13 = 61,87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_{1к} - T_{2н} = 60 - 5 = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\theta = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{61,87 - 55}{\ln\left(\frac{61,87}{55}\right)} = 58,664 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи при КТО для потока 2:

Площадь фронтального сечения

$$S_2 = \frac{\pi}{4} * (D^2 - (d + 2 * s_2)^2) = \frac{3,14}{4} * (25^2 - 12^2) * 10^{-6} = 3,78 * 10^{-4} \text{ м}^2$$

Скорость потока во внешней трубе

$$W_2 = \frac{G_2}{S_2} = \frac{0,5}{3,78 * 10^{-4}} = 1323,53 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 * \text{с}}$$

Эквивалентный диаметр

$$d_{\text{ЭКВ2}} = D - (d + 2 * s_2) = 13 \text{ мм}$$

Число Рейнольдса

$$Re_2 = W_2 * \frac{(d + 2 * s_2)}{\mu_2} = 1323,53 * \frac{13 * 10^{-3}}{14453 * 10^{-7}} = 1,19 * 10^4$$

Число Прандтля

$$Pr_2 = \frac{c_{2p} * \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4199,5 * 14453 * 10^{-7}}{575,7 * 10^{-3}} = 10,54$$

Число Нуссельта

$$Nu_2 = 0,023 * Re_2^{0.8} * Pr_2^{0.33} = 0,023 * (1,19 * 10^4)^{0.8} * 10,54^{0.33} = 91,18$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = Nu_2 * \frac{\lambda_2}{d_{\text{ЭКВ2}}} = 91,18 * \frac{575,7 * 10^{-3}}{13 * 10^{-3}} = 4037,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи при КТО для потока 1:

Площадь проходного сечения для потока 1

$$S_1 = 0.785 * d^2 = 0,785 * 10^2 * 10^{-6} = 7,85 * 10^{-5} \text{ м}^2$$

Скорость потока во внутренней трубе

$$W_1 = \frac{G_1}{S_1} = \frac{0,167}{7,85 * 10^{-5}} = 2123 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 * \text{с}}$$

Эквивалентный диаметр

$$d_{\text{ЭКВ1}} = d = 10 \text{ мм}$$

Число Рейнольдса

$$Re_1 = W_1 * \frac{d_{\text{ЭКВ}}}{\mu_1} = 2123 * \frac{10 * 10^{-3}}{4316,1 * 10^{-7}} = 4,92 * 10^4$$

Число Прандтля

$$Pr_1 = \frac{c_{1p} * \mu_1}{\lambda_1} = \frac{4184,2 * 4316,1 * 10^{-7}}{655,9 * 10^{-3}} = 2,75$$

Число Нуссельта

$$Nu_1 = 0,023 * Re_1^{0.8} * Pr_1^{0.33} = 0,023 * (4,92 * 10^4)^{0.8} * 2,75^{0.33} = 182,14$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = Nu_1 * \frac{\lambda_1}{d_{\text{ЭКВ}}} = 182,14 * \frac{655,9 * 10^{-3}}{10 * 10^{-3}} = 11946,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи для рассматриваемого ТОА

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{s_2}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{11920} + \frac{1}{4044} + \frac{0,001}{401}} = 2995,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

$\lambda = 401 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$ – коэффициент теплопроводности меди,

Определяется площадь теплообменной поверхности

$$F = \frac{Q}{K * \theta} = \frac{6575}{2995,2 * 58,664} = 0,037 \text{ м}^2$$

И длина активной части ТОА

$$H = \frac{F}{\pi * (d + 2 * s_2)} = \frac{0,037}{3,14 * 12 * 10^{-3}} \approx 1 \text{ м}$$

Потери во внутренней и внешней трубе соответственно составляют

$$\Delta p = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} * \frac{W^2 * H}{2 * \rho * d}$$

$$\Delta p_1 = 4,8 \text{ кПа}, \quad \Delta p_2 = 2,2 \text{ кПа}$$

Далее для фиксированной геометрии ТОА проводим серию поверочных расчетов.

График изменения конечной температуры потока 2 $T_{2к}$ от начальной температуры потока 1 $T_{1н}$ для различных соотношений расходов приведен на рис. 2.

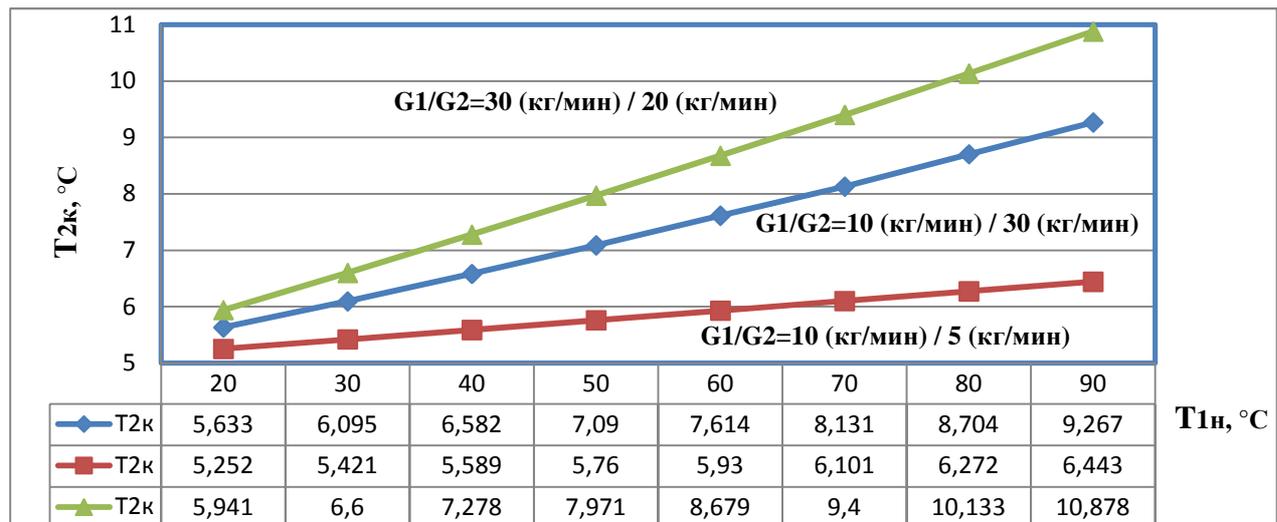


Рис. 2. Влияние $T_{1н}$ на $T_{2к}$

Из графика видно, что в данном диапазоне, $T_{2к}$ линейно увеличивается с ростом $T_{1н}$. При соотношении расходов $G1/G2=10$ (кг/мин) / 5 (кг/мин) во внешней трубе режим течения - ламинарный. В этом случае, коэффициент теплоотдачи α_2 имеет маленькое значение (рис. 3), это объясняет незначительное изменение $T_{2к}$ (рис. 2).

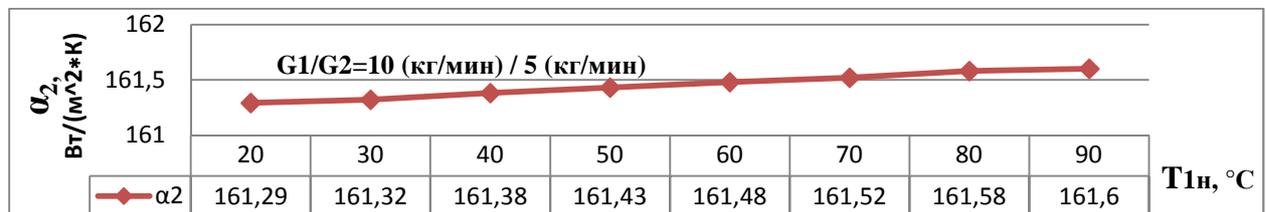


Рис. 3. Влияние $T_{1н}$ на $T_{2к}$

Графики изменения коэффициента теплоотдачи во внешней α_2 и внутренней α_1 трубе от начальной температуры потока 1 приведены на рис. 3, рис. 4 и рис. 5 соответственно.

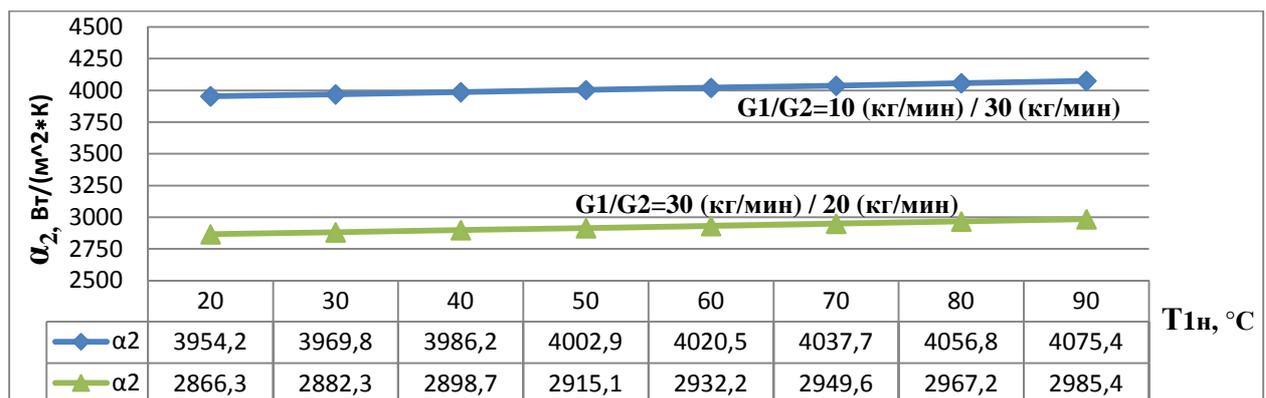


Рис. 4. График изменения α_2 от $T_{1н}$

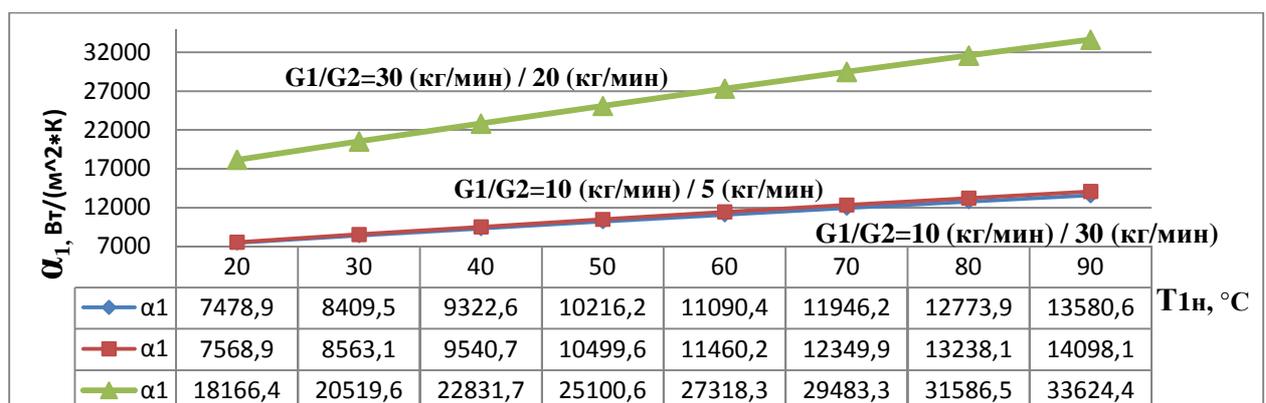


Рис. 5. График изменения α_1 от $T_{1н}$

Из графиков видно, что диапазон изменения α_1 значительно больше диапазона изменения α_2 , это объясняется тем, что коэффициент теплоотдачи является функцией,

существенно зависящей динамической вязкости (μ), которые сильно отличаются для потоков 1 и 2 $\alpha = f(\mu(T))$.

На основании результатов проведенного расчета был спроектирован и изготовлен модельный ТОА, общий вид которого представлен на фотографии (рис. 6).



Рис. 6. Модельный теплообменный аппарат типа «труба в трубе»

Схема привязки модельного ТОА к стенду представлена рис. 7.

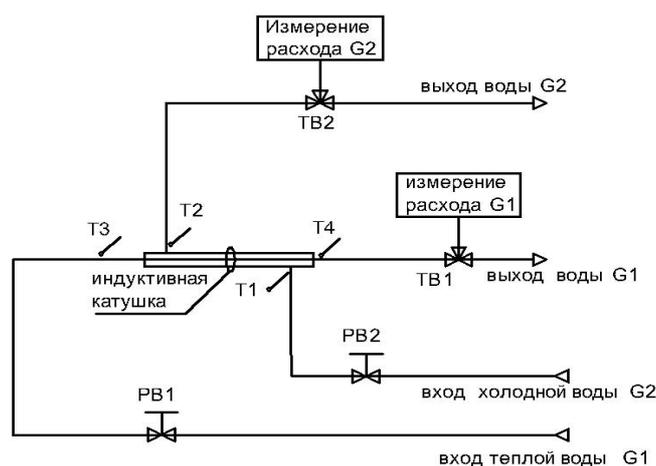


Рис 7. Схема установки

Вода в модельный ТОА поступает из водопровода. Тёплая вода подается по трубе диаметром 12 мм, холодная по трубе диаметром 29 мм. Термометры T_1 , T_3 и T_2 , T_4 размещены на входе и выходе потоков. На входе установлены регулирующие вентили PB_1 и PB_2 , на выходе трёхходовые вентили TB_1 и TB_2 . Вода после ТОА поступает в сосуд фиксированного объёма. Средний расход определяется вручную по времени наполнения заданного визуально, а температура – по термометрам лабораторным.

Прогнозируемое из общих соображений увеличение коэффициента теплоотдачи составляет 10%, что приводит к изменению расчетных характеристик ТОА, которые отражены в таблице 3.

Предположенное изменение характеристик ТОА при влиянии ОЭЗ для соотношения расходов $G1/G2=10$ (кг/мин) / 30 (кг/мин), при $T_{1н} = 70K$

Параметр	Нормальный конвективный теплообмен	Конвективный теплообмен с объемным движущимся зарядом (ОЭЗ)
$\alpha_2, \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	4037,7	4441,5
$K, \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	2995,2	3213,7
$Q, \text{Вт}$	6575	7051

ОЭЗ может способствовать увеличению интенсивности конвективного теплообмена (рис. 8)

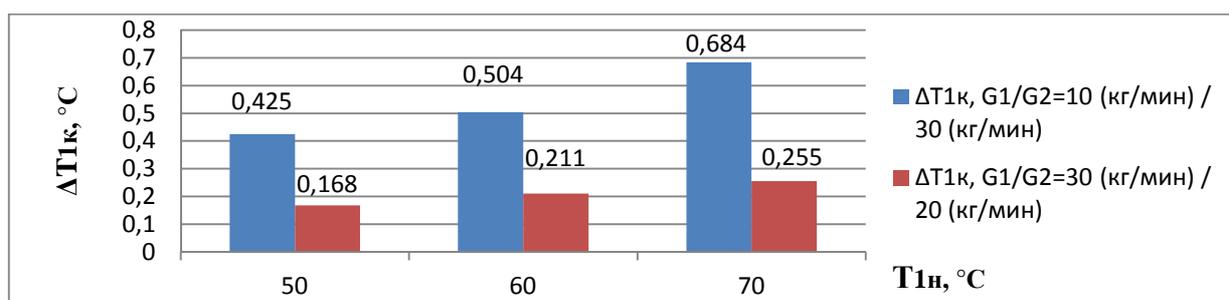


Рис. 8. Сравнение результатов

Следует отметить, что для получения более достоверных данных следует предпочесть режим с соотношением расходов $G1/G2=10$ (кг/мин) / 30 (кг/мин), поскольку они обеспечивают более выраженную разницу температур.

Проведенные расчеты подтверждают возможность проведения экспериментального исследования влияния ОЭЗ на интенсивность КТО и определения основных характеристик теплообмена в рассматриваемых условиях. В продолжении настоящей работы планируется завершение создания экспериментального стенда в лаборатории кафедры Э4 и проведение серии экспериментов, в результате которых будут получены фактические данные по влиянию ОЭЗ на интенсивность КТО.

Коллектив авторов выражает признательность Дорохову Сергею Владимировичу за энтузиазм в продвижении идей использования слаботочных электротехнических устройств в различных задачах повышения эффективности теплотехнических устройств, без которого данная работа была бы невозможна.

Список литературы

1. Архаров А.М., Архаров И.А., Шевич Ю.А. Теплотехника. М.: МГТУ им Н.Э. Баумана, 2004. 711 с.
2. Архаров А.М. Основы криологии. М.: МГТУ им Н.Э. Баумана, 2014. 507 с.
3. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 366 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 320 с.