

УДК 536.24

DOI: 10.53083/1996-4277-2021-204-10-117-122

А.А. Багаев, С.О. Бобровский
A.A. Bagaev, S.O. Bobrovskiy

РЕЗУЛЬТАТЫ УПРОЩЕННОГО МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ЖИДКОСТИ В ТЕПЛООБМЕННОМ КАНАЛЕ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЯ С ВНУТРЕННИМ ИСТОЧНИКОМ ТЕПЛОТЫ

RESULTS OF SIMPLIFIED MATHEMATICAL MODELING OF LIQUID TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE HEAT EXCHANGE CHANNEL OF AN ELECTRIC HEATER WITH AN INTERNAL HEAT SOURCE

Ключевые слова: теплообменные системы, распределение температуры, теплопередача, температура жидкости, змеевиковый теплообменник, длина канала теплообменника.

Системы косвенного электрического нагрева сопротивлением относятся к нагревателям с наличием внутренних источников теплоты и широко применяются в сельском хозяйстве для нагрева газообразных и жидких сред. Подобные системы характеризуются недостаточной интенсивностью теплообменных процессов. Это подразумевает большую площадь поверхности теплопередачи и значительные геометрические размеры. Ранее была предпринята попытка решения проблемы повышения эффективности процессов теплопередачи и минимизации геометрических размеров теплообменника. Для этого произведено моделирование теплообменных характеристик и определены геометрические размеры трех теплообменных систем: «труба с внутренними источниками теплоты в диэлектрической трубе», «труба с внутренним источником теплоты – пленка нагреваемой жидкости» и «цилиндрический змеевик – нагреваемая жидкость». Анализ указанных теплообменных систем показал, что наиболее перспективным является теплообменник змеевикового типа. Данная система обладает лучшими теплообменными характеристиками и наиболее компактными размерами. Для подтверждения корректности примененной методики расчета теплообменных и геометрических параметров теплообменника в данной работе реализовано моделирование распределения температуры нагреваемой жидкости в канале змеевикового теплообменника. Проверочные расчеты, проведенные при сформулированных допущениях на примере змее-

викового теплообменника, показывают, что методика определения теплообменных и геометрических параметров теплообменников является корректной. В результате моделирования установлено, что погрешность определения требуемой длины канала змеевикового теплообменника, числа витков и высоты змеевика для достижения температуры жидкости на выходе 75°C не превышает 4%. Аналогичный вывод можно сделать и в отношении теплообменников типов «труба с внутренними источниками теплоты – нагреваемая жидкость» и «труба с внутренним источником теплоты – пленка нагреваемой жидкости».

Keywords: heat exchange systems, temperature distribution, heat transfer, liquid temperature, coil heat exchanger, heat exchanger channel length.

Indirect electrical resistance heating systems are heaters with internal heat sources and are widely used in agriculture for heating gaseous and liquid media. Such systems are characterized by insufficient intensity of heat exchange processes. This implies a large heat transfer surface area and significant geometric size. Earlier, an attempt was made to solve the problem of increasing the efficiency of heat transfer processes and minimizing the geometric size of the heat exchanger. For this purpose, the heat exchange characteristics were simulated and the geometric dimensions of three heat exchange systems were determined: "pipe with internal heat sources in a dielectric pipe", "pipe with an internal heat source - a membrane of heated liquid" and "cylindrical coil - heated liquid". The analysis of these heat exchange systems has shown that the most promising is a coil-type heat exchanger. This system has the best heat transfer characteristics and the most compact

size. To confirm the correctness of the applied method of calculating the heat exchange and geometric parameters of the heat exchanger, the simulation of the temperature distribution of the heated liquid in the channel of the coil heat exchanger is implemented in this work. The verification calculations carried out under the formulated assumptions, using the example of a coil heat exchanger, show that the method for determining the heat exchange and geometric parameters of heat exchangers is correct. As a result of the

simulation, it has been found that the error in determining the required channel length of the coil heat exchanger, the number of turns and the height of the coil to reach the liquid temperature at the outlet of 75°C does not exceed 4%. A similar conclusion can be made regarding the heat exchangers of the types "pipe with internal heat sources - heated liquid" and "pipe with an internal heat source - a membrane of heated liquid".

Багаев Андрей Алексеевич, д.т.н., профессор, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: Bagaev710@mail.ru.

Бобровский Сергей Олегович, ассистент, аспирант, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: sergej.bobrovskij.95@mail.ru.

Bagaev Andrey Alekseyevich, Dr. Tech. Sci., Prof., Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: Bagaev710@mail.ru.

Bobrovskiy Sergey Olegovich, Asst., post-graduate, Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: sergej.bobrovskij.95@mail.ru.

Введение

Одной из проблем систем косвенного электрического нагрева сопротивлением [1, 2], относящихся к нагревателям с наличием внутренних источников теплоты [3] и широко применяемых в сельском хозяйстве для нагрева газообразных и жидких сред, является недостаточная интенсивность теплообменных процессов, что подразумевает большую площадь поверхности теплопередачи и, как следствие, значительные геометрические размеры.

В работах [4-6] предпринята попытка решения проблемы повышения эффективности процессов теплопередачи и минимализации геометрических размеров теплообменника. С этой целью произведено моделирование теплообменных характеристик и определены геометрические размеры трех теплообменных систем: «труба с внутренними источниками теплоты в диэлектрической трубе» [4], «труба с внутренним источником теплоты – пленка нагреваемой жидкости» [5] и «цилиндрический змеевик – нагреваемая жидкость» [6].

Исходными данными во всех перечисленных случаях являлись:

производительность $G = 1000 \text{ кг/ч} = 0,27 \text{ кг/с}$;
температура стенки нагревательной трубы $t_c = 100^\circ\text{C}$;
температура жидкости на входе $t' = 20^\circ\text{C}$;
температура жидкости на выходе $t'' = 75^\circ\text{C}$;
среднеарифметическая температура жидкости $t_{ж} = 47,5^\circ\text{C}$, при которой плотность жидкости $\rho_{ж} = 1010,5 \text{ кг/м}^3$;

кинематический коэффициент вязкости жидкости $\nu = 1,145 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,58 \text{ Вт/(м} \cdot \text{град.)}$;

удельная теплоемкость $c = 3,97 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град.)} = 1,1 \text{ (Вт} \cdot \text{ч)/(кг} \cdot \text{град.)}$;

число Прандтля $Pr = 6$;

внутренний диаметр трубы теплообменника $d = 0,017 \text{ м}$.

Количество передаваемой теплоты:

$$Q = Gc(t'' - t') = 58,95 \text{ кВт.}$$

В таблице 1 обобщены результаты работ [4-6], связанные с моделированием теплообменных характеристик и геометрических размеров теплообменных систем трех вышеуказанных типов, где ω – скорость движения жидкости в трубе, м/с; Re – число Рейнольдса; Nu – число Нуссельта; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·град); k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·град); δ – толщина пленки нагреваемой жидкости, м; F – площадь поверхности нагрева, м²; l – длина трубы теплообменника, м; n – число труб теплообменника; n' – число витков змеевика; h' – высота цилиндрического змеевика теплообменника, м.

Анализ данных таблицы 1 показывает, что наиболее перспективным является теплообменник змеевикового типа, который обладает лучшими теплообменными характеристиками и наиболее компактными размерами.

Таблица 1

**Результаты моделирования теплообменных характеристик
и геометрических размеров теплообменных систем**

Параметры Система	ω , м/с	Re	Nu	$\alpha=k$, Вт/(м ² ·град.)	δ , м	F , м ²	l , м	n	n'	h' , м
Труба с внутренними источниками теплоты – нагреваемая жидкость [4, 5]	1,21	17900	114,8	3909,48	-	0,3	1	5,6	-	-
Труба с внутренними источниками теплоты – пленка жидкости [5]	1.21	17467,2	134,02	9123,4	0,0023	0,136	1	2,54	-	-
Цилиндрический змеевик – нагреваемая жидкость [6]	1,21	17900	114,8	9772,95	-	0,12	2,24	-	16	0,272

Для подтверждения корректности примененного в работах [4-6] подхода к расчету теплообменных и геометрических параметров теплообменника целесообразно реализовать моделирование распределения температуры жидкости в канале наиболее эффективного змеевикового теплообменника [6] с учетом принятых исходных данных, включая начальную температуру жидкости на входе $t' = 20^\circ\text{C}$ и ее температуру на выходе $t'' = 75^\circ\text{C}$ из канала.

Целью исследования является подтверждение справедливости (адекватности) методики определения геометрических параметров теплообменных каналов электронагревателей с внутренним источником теплоты, обеспечивающих заданные технологические характеристики термического процесса.

Методы исследования

Используются основные положения гидравлики и теплообмена. Расчеты проведены с использованием упрощенной модели с сосредоточенными параметрами [7], позволяющей рассчитывать интегральные характеристики процессов теплообмена описываемых системами алгебраических и обыкновенных дифференциальных уравнений.

Результаты исследования

Исходные данные для моделирования представлены выше.

В канале длиной l с площадью сечения стенки S_{CT} и смоченным периметром f протекает жидкость с удельной теплоемкостью c и массовым расходом G (рис. 1).

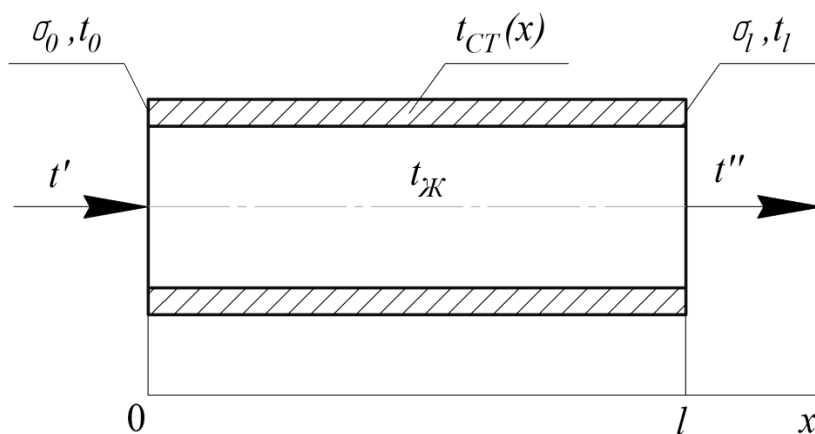


Рис. 1. Схема исследуемого теплообменного канала с внутренним источником теплоты:
 l – длина канала, м; t' – температура жидкости на входе, $^\circ\text{C}$; t'' – температура жидкости на выходе, $^\circ\text{C}$;
 $t_{ж}$ – текущее значение температуры жидкости в зависимости от длины канала l и переменной x ;
 $t_{CT}(x)$ – температура стенки, $^\circ\text{C}$; σ_0, σ_l – тепловые проводимости торцов стенки;
 t_0, t_l – температуры торцов стенки канала при $x = 0$ и $x = l$ соответственно [7]

Математическая модель распределения температур представляет собой следующую систему уравнений.

Распределение температуры стенки $t_{CT}(x)$ описывается уравнением для стержня с боковым теплообменом [8]:

$$\frac{d}{dx} \left[\lambda_{CT} S_{CT} \frac{dt_{CT}}{dx} \right] + q_l(x) - \alpha f (t_{CT} - t_{ж}) = 0, \quad (1)$$

где $\lambda_{ж}$ – теплопроводность материала стенки (может зависеть от температуры стенки);

$q_l(x)$ – мощность источника теплоты на единицу длины (может зависеть от координаты x и температуры стенки t_{CT});

α – локальный коэффициент теплоотдачи (может зависеть от координаты x , расхода G , температуры стенки $t_{CT}(x)$ и температуры жидкости $t_{ж}$).

Распределение температурного поля жидкости $t(x)$ описывается одномерным уравнением вида:

$$cG \frac{dt_{ж}}{dx} = \alpha f (t_{CT} - t_{ж}). \quad (2)$$

Граничные условия задаются тепловыми потоками на торцах канала

$$\left[\mp \lambda_{CT} S_{CT} \frac{dt_{CT}}{dx} + \sigma_{0,l} (t_{CT} - t_{0,l}) \right]_{x=0,l} = 0 \quad (3)$$

и температурой жидкости на входе в канал

$$t_x \Big|_{x=0} = t'. \quad (4)$$

Задача конвективного теплообмена, описываемая системой уравнений (1)-(4), может быть решена конечно-разностными методами путем построения разностной схемы [7].

Вместе с тем на предварительном этапе целесообразно ввести ряд упрощающих допущений, достаточных для достижения поставленной цели.

Принятые допущения:

1) температура стенки канала предполагается постоянной $t_{CT} = \text{const}$ с учетом особенностей нагрева электрическим сопротивлением. В этом случае материал канала является элементом электрической цепи, в котором действует источник тепловой энергии $q_l(x)$;

2) тепловые потоки на торцах канала не учитываются;

3) температура жидкости на входе в канал $t' = 20^\circ\text{C}$.

Они позволяют записать уравнения (1) и (2) следующим образом:

$$cG \frac{dt_{ж}}{dx} = q_l(x) = \alpha f (t_{CT} - t_{ж}). \quad (5)$$

Решение (5) имеет следующий вид:

$$t_{ж} = t_{CT} + (t' - t_{CT}) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha f}{cG}\right) \cdot x}, \quad (6)$$

где t_{CT} – температура стенки, $t_{CT} = 100^\circ\text{C}$;

t' – температура жидкости на входе в канал, $t' = 20^\circ\text{C}$;

α – коэффициент теплоотдачи, $\alpha = 9772,95 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;

f – смоченный периметр теплообменного канала, при диаметре канала змеевикового теплообменника $d = 0,017 \text{ м}$ $f = \pi d = 0,053 \text{ м}$;

$c = 1,1 \text{ (Вт} \cdot \text{ч)} / (\text{кг} \cdot \text{град})$; G – массовый расход жидкости, $G = 1000 \text{ кг/ч}$; x – длина теплообменного канала, м.

Результаты расчета сведены в таблицу 2.

На рисунке 2 представлены зависимости составляющих температуры жидкости в теплообменном канале $t_{ж}$ в зависимости от длины канала x .

Таблица 2

Результаты расчета температуры жидкости в теплообменном канале $t_{ж}$ в зависимости от длины канала x

$x, \text{ м}$	0	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,24
$t_{CT}, ^\circ\text{C}$	100	100	100	100	100	100	100	100	100
$(t' - t_{CT}) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha f}{cG}\right) \cdot x}, ^\circ\text{C}$	-80	-63,24	-56,23	-50	-44,45	-39,52	-35,1	-31,2	-27,9
$t_{ж}, ^\circ\text{C}$	20	36,75	43,76	50	55,54	60,47	64,8	68,74	72,08

Продолжение табл. 2

$x, \text{ м}$	2,39	2,5	3,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
$t_{CT}, ^\circ\text{C}$	100	100	100	100	100	100	100	100	100
$(t' - t_{CT}) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha f}{cG}\right) \cdot x}, ^\circ\text{C}$	-26	-24,7	-19,53	-7,62	-4,768	-2,98	-1,86	-1,164	-0,72
$t_{ж}, ^\circ\text{C}$	73,9	75,29	80,46	92,3	95,23	97	98,13	98,83	98,83

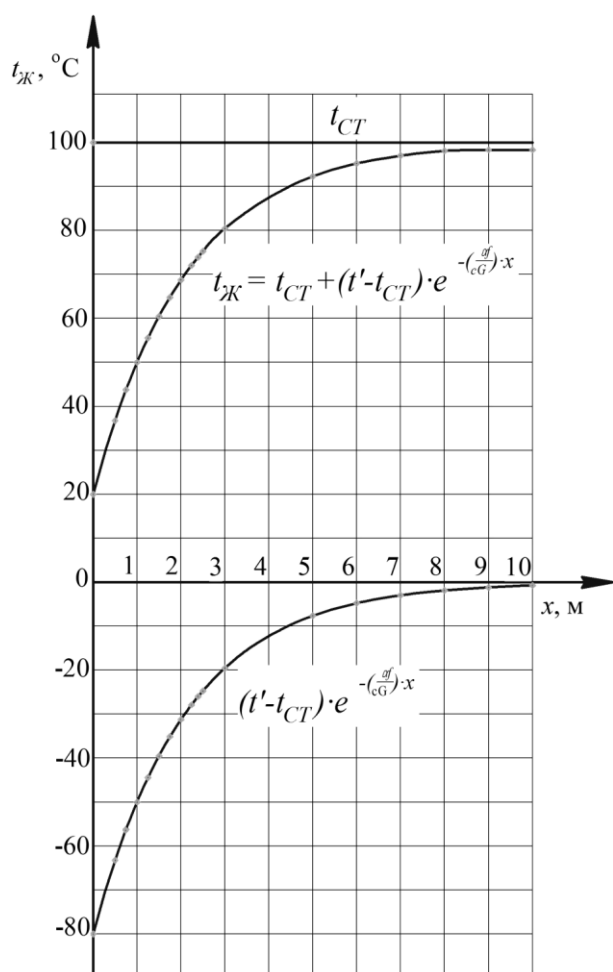


Рис. 2. Зависимости температуры стенки t_{CT} , экспоненциальной ее составляющей

$(t' - t_{CT}) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha f}{cG}\right) \cdot x}$ и температуры жидкости в теплообменном канале $t_{ж}$ в зависимости от длины канала x

В соответствии с результатами расчета по формуле (6), данными таблицы 2 и рисунка 2 при длине теплообменника 2,24 м температура жидкости на выходе составляет 72°C . Вместе с тем в работе [6] установлено, что при длине теплообменника, составляющей 2,24 м, температура на выходе змеевикового теплообменника достигает 75°C , т.е. погрешность составляет 4%.

Выводы

Проверочные расчеты, проведенные при сформулированных выше допущениях на примере змеевикового теплообменника, показали, что методика определения теплообменных и геометрических параметров теплообменников [6] является корректной. В результате расчетов установлено, что погрешность определения требуемой длины канала змеевикового теплообменника, числа витков и высоты змеевика для достижения температуры жидкости на выходе 75°C не превышает 4%.

Подобные рассуждения справедливы и для теплообменников типа «труба с внутренними источниками теплоты – нагреваемая жидкость» и «труба с внутренним источником теплоты – пленка нагреваемой жидкости».

Библиографический список

1. Багаев, А. А. Электротехнология: учебное пособие / А. А. Багаев, А. И. Багаев, Л. В. Куликова. – Барнаул: Изд-во АГАУ, 2006. – 320 с. – Текст: непосредственный.

2. Багаев, А. А. Сравнительный анализ установок для термической обработки молока / А. А. Багаев, С. О. Бобровский. – Текст: непосредственный // Аграрная наука – сельскому хозяйству: сборник материалов: в 2 книгах / XV Международная научно-практическая конференция (12-13 марта 2020 г.). – Барнаул: РИО Алтайского ГАУ, 2020. – Кн. 2. – С. 8-11.

3. Теория тепломассообмена: учебник для вузов / С. И. Исаев [и др.]; под редакцией А. И. Леонтьева. – 3-е изд., испр. и доп. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. – 462 с. – Текст: непосредственный.

4. Багаев, А. А. Оценка возможности организации турбулентного режима течения нагреваемой среды в каналах системы «труба с внутренними источниками теплоты-труба диэлектрическая» / А. А. Багаев, С. О. Бобровский. – Текст: непосредственный // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2021. – № 2 (196). – С. 127-132.

5. Багаев, А. А. Пленочный режим истечения жидкости в системе «труба с внутренним источником теплоты – жидкость» как средство интенсификации теплообмена / А. А. Багаев, С. О. Бобровский. – Текст: непосредственный // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2021. – № 4 (198). – С. 124-128.

6. Багаев, А. А. Интенсификация теплообмена в цилиндрическом змеевиковом теплообменнике электронагревателя с косвенным способом теплопередачи / А. А. Багаев, С. О. Бобровский. – Текст: непосредственный // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2021. – № 5 (199). – С. 127-131.

7. Дульнев, Г. Н. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена: учебное пособие для теплофизических и теплоэнергетических специальных вузов / Г. Н. Дульнев, В. Г. Парфенов, А. В. Сигалов. – Москва: Высшая школа, 1990. – 207 с. – Текст: непосредственный.

8. Дульнев, Г. Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре: учебник для вузов по специальности «Конструирование и произ-

водство радиоаппаратуры». – Москва: Высшая школа, 1984. – 247 с. – Текст: непосредственный.

References

1. Bagaev A.A. Elektrotekhnologiya: uchebnoe posobie / A.A. Bagaev, A.I. Bagaev, L.V. Kulikova. – Barnaul: Izd-vo AGAU, 2006. – 320 s.

2. Bagaev A.A., Bobrovskii S.O. Sravnitelnyi analiz ustanovok dlia termicheskoi obrabotki molo-ka // Agrarnaia nauka – selskomu khoziaistvu: sbornik materialov: v 2 kn. / XV Mezhdunarodnaia nauchno-prakticheskaiia konferentsiia (12-13 marta 2020 g.). – Barnaul: RIO Altaiskogo GAU, 2020. – Kn. 2. – S. 8-11.

3. Teoriia teplomassoobmena: uchebnik dlia vuzov / [S.I. Isaev i dr.]; pod red. A.I. Leonteva. – 3-e izd., ispr. i dop. – Moskva: Izdatelstvo MGTU im. N.E. Bauman, 2018. – 462 s.

4. Bagaev A.A., Bobrovskii S.O. Otsenka vozmozhnosti organizatsii turbulentnogo rezhima techeniia nagrevaemoi sredy v kanalah sistemy «truba s vnutrennimi istochnikami teploty – truba dielektricheskaiia» // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2021. – No. 2 (196). – S. 127-132.

5. Bagaev A.A., Bobrovskii S.O. Plenochnyi rezhim istecheniia zhidkosti v sisteme «truba s vnutrennim istochnikom teploty – zhidkost» kak sredstvo intensivatsii teploobmena // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2021. – No. 4 (198). – S. 124-128.

6. Bagaev A.A., Bobrovskii S.O. Intensifikatsiia teploobmena v tsilindricheskom zmeevikovom teploobmennike elektronagrevatel'ia s kosvennym sposobom teploperedachi // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2021. – No. 5 (199). – S. 127-131.

7. Dulnev G.N. Primenenie EVM dlia resheniia zadach teploobmena: ucheb. posobie dlia teplofizich. i teploenergetich. spets. vuzov / G.N. Dulnev, V.G. Parfenov, A.V. Sigalov. – Moskva: Vyssh. shk., 1990. – 207 s.

8. Dulnev G.N. Teplo- i massoobmen v radioelektronnoi apparature: uchebnik dlia vuzov po spetsialnosti «Konstruirovaniie i proizvodstvo radioapparatury». – Moskva: Vyssh. shkola, 1984. – 247 s.

