



УДК 536.24

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

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ЗМЕЕВИКОВОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЯ С КОСВЕННЫМ СПОСОБОМ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

INTENSIFICATION OF HEAT EXCHANGE IN CYLINDRICAL COIL HEAT EXCHANGER OF ELECTRIC HEATER WITH INDIRECT METHOD OF HEAT TRANSFER

Ключевые слова: теплообмен, критерий Рейнольдса, змеевиковый теплообменник, коэффициент теплоотдачи, разность температур, теплопередача.

Косвенный электрический нагрев сопротивлением в сельском хозяйстве широко применяется для нагрева газообразных и жидких сред, например, воды и молока. Указанную систему можно отнести к нагревателям с наличием внутренних источников теплоты, когда тепловая энергия в нагревательном элементе выделяется при протекании электрического тока в соответствии с законом Джоуля-Ленца. Одной из проблем подобных систем является недостаточная интенсивность теплообменных процессов, что связано с увеличением площади поверхности теплопередачи и значительными геометрическими размерами. Ранее был произведен анализ теплообменных характеристик в системах «труба с внутренними источниками теплоты – нагреваемая жидкость» и «труба с внутренним источником теплоты – пленка нагреваемой жидкости». В последней системе интенсификация теплообмена обеспечивается организацией пленочного характера течения нагреваемой жидкости. Кроме того, данная система нагрева обладает более высокими теплообменными характеристиками, меньшей поверхностью нагрева и числом труб по сравнению с первой. В работе произведен дальнейший поиск средств интенсификации процесса теплообмена в электронагревательных устройствах косвенного нагрева. Перспективным средством, обеспечивающим интенсификацию теплообмена, является выполнение теплообменника в виде змеевика. Установлено, что система «цилиндрический змеевик – нагреваемая жид-

кость» при одинаковом турбулентном режиме течения нагреваемой жидкости и одной и той же скорости жидкости в трубе обладает более высокими теплообменными характеристиками (коэффициентами теплоотдачи и теплопередачи, числом Нуссельта, критерием Рейнольдса) по сравнению с системой «труба с внутренними источниками теплоты – нагреваемая жидкость». Это обуславливает большую компактность теплообменника благодаря меньшей поверхности нагрева и длине труб змеевика.

Keywords: heat exchange, Reynold's criterion, coil heat exchanger, heat transfer coefficient, temperature difference, heat transfer.

Indirect electrical resistance heating in agriculture is widely used for heating gaseous and liquid media as water and milk. This system may be attributed to heaters with the presence of internal heat sources when the thermal energy in the heating element is released when an electric current flows in accordance with the Joule-Lenz law. One of the problems of such systems is the insufficient intensity of heat exchange processes which is associated with an increase in the surface area of heat transfer and significant geometric dimensions. Earlier, the heat exchange characteristics were analyzed in the systems "pipe with internal heat sources - heated liquid" and "pipe with internal heat source - heated liquid membrane". In the latter system, the intensification of heat exchange is provided by the organization of the membrane nature of the flow of the heated liquid. Besides, this heating system has higher heat exchange characteristics, a smaller heating surface and a number of pipes compared to the first one. In this paper, a

further search is made for means of intensifying the heat exchange process in electric heating devices of indirect heating. A promising means for intensifying heat exchange is the implementation of a heat exchanger in the form of a coil. It was found that the system "cylindrical coil - heated liquid" with the same turbulent flow regime of the heated

liquid and the same liquid velocity in the pipe has higher heat exchange characteristics (heat exchange coefficients, Nusselt's number, Reynold's criterion) compared to the system "pipe with internal heat sources - heated liquid". This makes the heat exchanger more compact due to the smaller heating surface and the length of the coil pipes.

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.

Bagayev 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

Косвенный электрический нагрев сопротивлением в сельском хозяйстве широко применяется для нагрева газообразных и жидких сред [1, 2]. Описанную систему можно отнести к нагревателям с наличием внутренних источников теплоты [3]. Одной из проблем подобных систем является недостаточная интенсивность теплообменных процессов, что влечет за собой большую поверхность теплопередачи и, как следствие, значительные геометрические размеры.

В работе [4] рассмотрен нагревательный элемент типа «труба с внутренними источниками теплоты в диэлектрической трубе». Указанные трубы образуют 2 канала: центральный цилиндрический, диаметром равным диаметру токопроводящей трубы, и кольцевой, диаметром равном разности диаметров внешней диэлектрической трубы и внутренней токопроводящей трубы. В рассматриваемой системе турбулентный режим течения нагреваемой среды обеспечивается только в центральном канале, в кольцевом – ламинарный. Указанное обстоятельство не способствует интенсификации теплообмена и уменьшению геометрических размеров устройства.

В работе [5] произведено сравнение системы «труба с внутренними источниками теплоты – нагреваемая жидкость» с системой «труба с внутренним источником теплоты – пленка нагреваемой жидкости», интенсификация теплообмена в которой обеспечивается организацией пленочного характера течения нагреваемой жидкости. Установлено, что вторая система нагрева обладает более высокими теплообменными характеристиками (число Нуссельта, коэффициенты теплообмена и теплопередачи), меньшей поверхностью нагрева и числом труб по сравнению с первой.

Вместе с тем «труба с внутренним источником теплоты – пленка нагреваемой жидкости» по-прежнему характеризуется значительными геометрическими размерами, несмотря на интенсификацию теплообменных процессов.

Перспективным средством, обеспечивающим интенсификацию теплообмена, является выплнение теплообменника в виде змеевика.

Целью является сравнительный анализ показателей интенсивности теплообмена в системах «труба – жидкость» и «змеевик – жидкость».

Методы исследования

Используются основные положения гидравлики и теплообмена.

Результаты исследования

Исходные данные: 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 $c = 3,97 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{град.)}$, число Прандтля $Pr = 6$, внутренний диаметр трубы $d = 0,017 \text{ м}$.

Количество передаваемой теплоты:

$$Q = Gc(t'' - t') = 58,95 \text{ кВт.} \quad (1)$$

Для системы «труба – жидкость» [5] получены следующие результаты: скорость жидкости в трубе $\omega = 1,21 \text{ м/с}$, число Рейнольдса $Re = 17900$, число Нуссельта при турбулентном режиме течения $Nu = 114,58$, коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой среде $\alpha_{np} = 3909,48$, коэффициент теплопередачи $k = 3909,48$, плотность теплового потока

$q = 18,48 \cdot 10^{-4}$ Вт/м², площадь поверхности нагрева $F = 0,3$ м², число нагревательных секций при длине $l = 1$ м составляет $n = 6$.

Рассмотрим систему «цилиндрический змеевик – жидкость», общий вид которой представлен на рисунке 1.



Рис. 1. Общий вид цилиндрического змеевикового теплообменного устройства

Змеевиковый теплообменник является элементом электрической цепи, в котором при протекании электрического тока в соответствии с законом Джоуля-Ленца выделяется тепловая энергия и нагревает жидкость за счет теплопроводности и конвекции.

На рисунке 2 показаны геометрические параметры цилиндрического змеевикового теплообменника.

Потерями теплоты через внешнюю поверхность теплообменника пренебрегаем.

Примем следующие геометрические параметры цилиндрического змеевика: диаметр трубы $d = 0,017$ м, диаметр витка змеевика $D_{зм} = 0,04$ м.

Расчет теплообмена в изогнутом канале производится по формулам для прямолинейного канала с учетом поправочного коэффициента ε [6, 7]:

$$\alpha_{из} = \varepsilon \cdot \alpha_{пр}, \quad (2)$$

где $\alpha_{из}$ и $\alpha_{пр}$ – коэффициенты теплоотдачи в изогнутом и прямом канале соответственно, Вт/(м²·град.).

Поправочный коэффициент рассчитывается следующим образом [6, 7]:

$$\varepsilon = 3,54 \frac{d}{D_{зм}}, \quad (3)$$

где d – диаметр трубы;

$D_{зм}$ – диаметр витка змеевика.

В рассматриваемом случае $\varepsilon = 2,5$.

Принимая во внимание, что $\alpha_{пр} = 3909,48$, коэффициент теплоотдачи в изогнутом канале в соответствии с формулой (2) равен $\alpha_{из} = 9772,95$.

Учитывая сделанное допущение об отсутствии потерь теплоты через внешнюю поверхность теплообменника и наличие внутреннего источника тепловой энергии, коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой среде $\alpha_{из}$ равен коэффициенту теплопередачи k : $\alpha_{из} = k = 9772,95$.

На рисунке 3 приведена схема изменения температур стенки трубы t_c и нагреваемой среды $t' - t''$.

Графики на рисунке 3 свидетельствуют, что разность температуры стенки и температуры жидкости на входе в теплообменник составляет $\Delta t_n = t_c - t' = 80^\circ\text{C}$, разность температуры стенки и температуры жидкости на выходе – $\Delta t_k = t_c - t'' = 25^\circ\text{C}$.

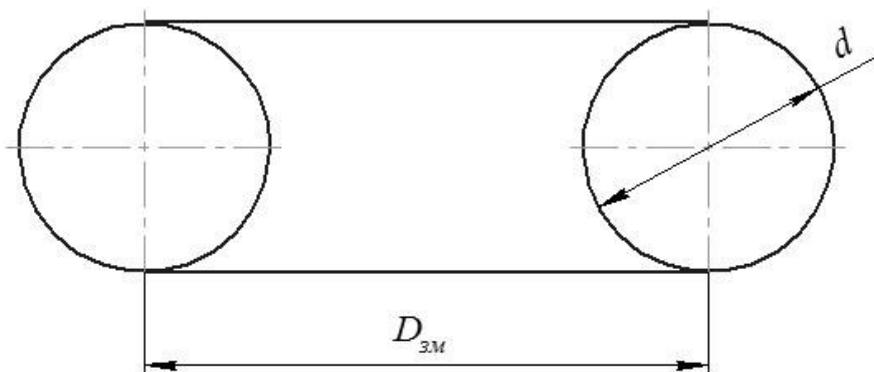


Рис. 2. Геометрические параметры цилиндрического змеевикового теплообменника: d – диаметр трубы, $D_{зм}$ – диаметр витка змеевика

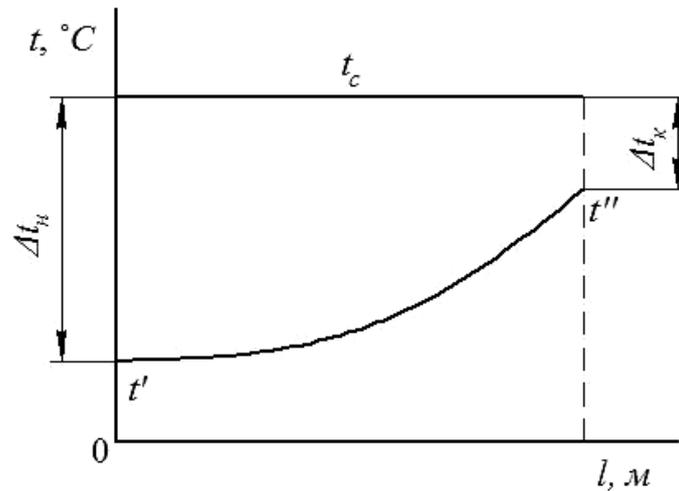


Рис. 3. Схема изменения температур стенки трубы t_c и нагреваемой среды $t' - t''$

Поскольку $\Delta t_n / \Delta t_k = 3,2 > 1,5$, следовательно, в соответствии с рекомендациями [8] среднеарифметическим температурным напором в качестве определяющего параметра не представляется возможным. Следует использовать напор среднелогарифмический.

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2,3 \lg \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} = 47,29, \quad (4)$$

где $\Delta t_n = t_c - t'$ — разность температуры стенки и температуры жидкости на входе;

$\Delta t_k = t_c - t''$ — разность температуры стенки и температуры жидкости на выходе.

Тогда плотность теплового потока:

$$q = k \Delta t_{cp} = 46,21 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2. \quad (5)$$

Площадь поверхности нагрева:

$$F = \frac{Q}{q} = 0,12 \text{ м}^2. \quad (6)$$

Длина трубы теплообменника:

$$l = \frac{F}{\pi d} = 2,24 \text{ м}. \quad (7)$$

Пусть змеевик теплообменника не имеет зазора между витками. Тогда длина одного витка составляет

$$l_s = \sqrt{(\pi D_{зм})^2 + (\pi d)^2} = 0,136 \text{ м}, \quad (8)$$

где πd — шаг винтовой линии [6, 9].

Число витков:

$$n = \frac{l}{l_s} = 16,47 \approx 16. \quad (9)$$

Тогда высота цилиндрического змеевика теплообменника составляет $h = nd = 0,272 \text{ м}$.

Коэффициент теплопроводности нагреваемой среды:

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,316}{17900^{0,25}} = 0,027 \text{ Вт/(м·град.)} \quad (10)$$

Перепад давлений определяется по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P = \varepsilon \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2} = 2,5 \cdot 0,027 \cdot \frac{2,24}{0,017} \cdot \frac{1010,5 \cdot 1,21^2}{2} = 6579,3 \text{ Па}. \quad (11)$$

Выводы

Проведенный анализ теплообменных характеристик систем «цилиндрический змеевик — нагреваемая жидкость» и «труба с внутренними источниками теплоты — нагреваемая жидкость» свидетельствует, что при одинаковом турбулентном режиме течения нагреваемой жидкости и одной и той же скорости жидкости в трубе $\omega = 1,21 \text{ м/с}$, числе Рейнольдса $\text{Re} = 17900$, числе Нуссельта $\text{Nu} = 114,58$, первая система обладает более высокими теплообменными характеристиками (коэффициент теплоотдачи $\alpha_{уз} = 9772,95$ и коэффициент теплопередачи $k = 9772,95$), что обуславливает большую компактность теплообменника благодаря меньшей поверхности нагрева и длине труб змеевика.

Библиографический список

- Багаев, А. А. Электротехнология: учебное пособие / А. А. Багаев, А. И. Багаев, Л. В. Кули-

кова. – 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. – 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. Багоутдинова, А. Г. Змеевиковые теплообменники. Моделирование, расчет: монография / А. Г. Багоутдинова, Я. Д. Золотонос. – Казань: Изд-во Казанского гос. архитектур.-строит. ун-та, 2016. – 245 с. – Текст: непосредственный.

7. Jeschke, H.: Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen. Beiheft “Technische Mechanik” zu Z. VDI. 69 (1925) 24-28.

8. Теплопередача / А. Г. Цубанов [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2007. – 160 с. – Текст: непосредственный.

9. Выгодский, М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. – Москва: АСТ: Астрель, 2006. – 991 с.: ил. – Текст: непосредственный.

References

1. Bagaev, A. A. Elektrotehnologiya: uchebnoye posobie / A. A. Bagaev, A. I. Bagaev, L. V. Kulikova. – Barnaul: Izd-vo AGAU, 2006. – 320 s. – Tekst: neposredstvennyy.

2. Bagaev, A. A. Sravnitelnyy analiz ustanovok dlya termicheskoy obrabotki moloka / A. A. Bagaev, S. O. Bobrovskiy. – Tekst: neposredstvennyy // Agrarnaya nauka – selskomu khozyaystvu: sbornik materialov: v 2 knigakh: XV Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya. – Barnaul: RIO Altayskogo GAU, 2020. – Kn. 2. – S. 8-11.

3. Teoriya teplomassoobmena: uchebnik dlya vuzov / [S. I. Isaev i dr.]; pod redaktsiyey A. I. Leonteva. – 3-e izd., ispr. i dop. – Moskva: Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 2018. – 462 s. – Tekst: neposredstvennyy.

4. Bagaev, A. A. Otsenka vozmozhnosti organizatsii turbulentnogo rezhima techeniya nagrevaemoy sredy v kanalakh sistemy «truba s vnutrennimi istochnikami teploty-truba dielektricheskaya / A. A. Bagaev, S. O. Bobrovskiy – Tekst: neposredstvennyy // Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2021. – No. 2 (196). – S. 127-132.

5. Bagaev, A. A. Plenochnyy rezhim istecheniya zhidkosti v sisteme «truba s vnutrennim istochnikom teploty-zhidkost» kak sredstvo intensivatsii teploobmena / A. A. Bagaev, S. O. Bobrovskiy. – Tekst: neposredstvennyy // Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2021. – No. 4 (198). – S. 124-128.

6. Bagoutdinova, A. G. Zmееvikovyе teploobmenniki. Modelirovanie, raschet: monografiya / A. G. Bagoutdinova, Ya. D. Zolotonosov. – Kazan: Izd-vo Kazanskogo gos. arkhitekt.-stroit. un-ta, 2016. – 245 s. – Tekst: neposredstvennyy.

7. Jeschke, H.: Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen. Beiheft “Technische Mechanik” zu Z. VDI. 69 (1925) 24-28.

8. Teploperedacha / A. G. Tsubanov [i dr.]. – Minsk: BGATU, 2007. – 160 s. – Tekst: neposredstvennyy.

9. Vygodskiy, M. Ya. Spravochnik po vyshey matematike / M. Ya. Vygodskiy. – Moskva: AST: Astrel, 2006. – 991 s.: il. – Tekst: neposredstvennyy.

