

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ЗМЕЕВИКОВОМ ОХЛАДИТЕЛЕ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ ПРОБЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

© 2016

**А. Г. Гимадиев** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [gimadiev\\_ag@mail.ru](mailto:gimadiev_ag@mail.ru)

**А. В. Уткин** инженер-конструктор, ООО Научно-производственное предприятие «Гималаи», г. Самара, [utkin-alexey1@yandex.ru](mailto:utkin-alexey1@yandex.ru)

Мехатронная система подготовки пробы (СПП) требует высокой степени автоматизации процесса. При этом особое внимание должно уделяться охлаждению пробы и поддержанию её температуры и давления. Поэтому важным этапом при разработке СПП является исследование тепловых характеристик входящего в её состав охладителя (теплообменника). Змеевиковый охладитель пробы, обладая высокой эффективностью, компактной и простой конструкцией, является наиболее совершенным теплообменником вида труба в трубе. В статье рассматривается задача по определению эффективности змеевикового противоточного охладителя пробы. Приведено описание экспериментальной установки для испытаний охладителя. На основе обработки методом наименьших квадратов полученных экспериментальных данных выведена полуэмпирическая зависимость для определения коэффициента теплопередачи с погрешностью менее 8%. Приведённая для исследуемого охладителя полуэмпирическая зависимость применима для диапазонов температур и расходов, имеющих место в СПП на тепловых электростанциях. Полученные результаты позволяют произвести не только верификацию CFD расчётов, направленных на совершенствование конструкции охладителя, но и создать качественную математическую модель охладителя в составе мехатронной СПП, разработать алгоритм поддержания заданной температуры и диагностирования количества отложений на поверхности змеевика.

*Охладитель; змеевик; система подготовки пробы; коэффициент теплопередачи; полуэмпирическая зависимость.*

---

**Цитирование:** Гимадиев А.Г., Уткин А.В. Исследование теплопередачи в змеевиковом охладителе мехатронной системы подготовки пробы теплоносителя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 195-203. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-195-203

### Введение

Надёжная и экономичная работа котлотурбинного оборудования требует поддержания химического состава теплоносителя в определённом диапазоне, регламентированном водно-химическим режимом тепловых электростанций. В настоящее время для автоматического мониторинга качества теплоносителя применяется непрерывный отбор пробы и последующий анализ её химического состава. Высокотемпературный теплоноситель в виде котловой воды, пара (до 500 °С) или конденсата отбирается непосредственно из рабочего тракта и, проходя через многоступенчатую систему подготовки проб, поступает на приборы – анализаторы химического состава. Такие приборы работоспособны при температуре пробы на входе менее 40 °С.

СПП обеспечивает предварительную подготовку пробы, снижая температуру и давление теплоносителя. В качестве охладителя применяют змеевиковые охладители (теплообменники), так как они не требовательны к чистоте охлаждающей воды, а ремонт сводится к очистке змеевика от образовавшихся на его поверхности отложений.

При превышении критического значения числа Рейнольдса в змеевике возникает турбулентный поток и образуется вторичная циркуляция жидкости [1; 2]. Это способ-

ствует увеличению коэффициента теплоотдачи со стороны жидкости, протекающей в змеевике. В работах [3-5] подтверждено, что при увеличении шага навивки змеевика снижается коэффициент теплоотдачи змеевикового пространства, т.е. змеевик по характеристике становится подобен прямой трубе. При этом коэффициент теплоотдачи межтрубного пространства не изменяется или изменяется незначительно.

Благодаря CFD расчёту стало возможным получение наглядной картины процесса теплообмена в охладителе. Установлено, что обтекание змеевика охлаждающей водой происходит по спирали [6], следовательно применение эмпирических формул для теплопередачи при поперечном обтекании трубы не является корректным.

В работах [7; 8] проведён CFD расчёт теплообменного аппарата с последующей экспериментальной проверкой результатов. Показано, что результаты расчёта существенно зависят от теплофизических свойств жидкостей, которые могут быть приняты постоянными или зависимыми от температуры.

Работы [9; 10] посвящены исследованию теплопередачи при использовании в теплообменнике оребренных труб и двойной спирали. Для определения коэффициента теплоотдачи производилось непосредственное измерение температуры стенок и температуры жидкостей. Такой подход имеет существенный недостаток – термомпары и их крепления вносят определённое возмущение в поток, что влияет на интенсивность теплообмена. Поэтому целесообразно применение косвенного метода, направленного на определение коэффициентов теплоотдачи графическим путём или путём составления зависимостей, полученных обработкой экспериментальных данных.

В работе [11] показано применение метода Вильсона, основанного на определении коэффициентов теплоотдачи из среднего температурного напора и теплового потока. При этом делают допущение, что температура одной из сред изменяется в небольших пределах и влиянием этого изменения на теплообмен можно пренебречь. Это существенно упрощает расчёт, однако к некоторым системам такое допущение неприменимо. В большинстве же случаев для определения коэффициентов теплоотдачи применяют обработку экспериментальных данных методом наименьших квадратов [12; 13].

Для определения коэффициентов теплоотдачи змеевика существует ряд эмпирических зависимостей, использование которых даёт приемлемый результат. В работе [14] производится сравнение эмпирических формул, полученных различными авторами для нескольких вариантов змеевиков. Из этой работы следует, что при увеличении числа Рейнольдса растёт и расхождение между результатами. Однако понять, какая из формул наиболее адекватно описывает процесс, невозможно.

Использование рассмотренных зависимостей для описания межтрубного пространства привносит дополнительную погрешность. Это обусловлено тем, что геометрия межтрубного пространства бывает различной, поскольку кроме змеевика в нём могут присутствовать направляющие, турбулизаторы и другие элементы.

Целью настоящей работы является создание экспериментальной установки и исследование теплопередачи противоточного змеевикового охладителя СПП, определение зависимости для вычисления коэффициента теплопередачи, вычисление конечных температур пробы при известных входных параметрах пробы и охлаждающей воды.

### **Описание охладителя пробы и экспериментальной установки**

Исследуемый охладитель представляет собой противоточный змеевиковый теплообменник, состоящий из змеевика (рис. 1), помещённого в кольцевую щель между корпусом и внутренней трубой-дефлектором. Проба воды с температурой не более 120 °С поступает в змеевик, который охлаждается технической водой (далее охлаждающая вода), протекающей в межтрубном пространстве. Наличие дефлектора увеличи-

вает скорость охлаждающей воды, за счёт чего происходит интенсификация теплоотдачи. Змеевик имеет  $N=16$  витков со средним диаметром навивки  $D_{cp}$  и шагом  $b$  (табл. 1).

Для экспериментальных исследований тепловых характеристик охладителя автоами создана установка, принципиальная схема которой приведена на рис. 2.

Диапазон изменения входных параметров при проведении экспериментов соответствует требованиям, предъявляемым к СПП на тепловых электростанциях [15; 16] (табл. 2).

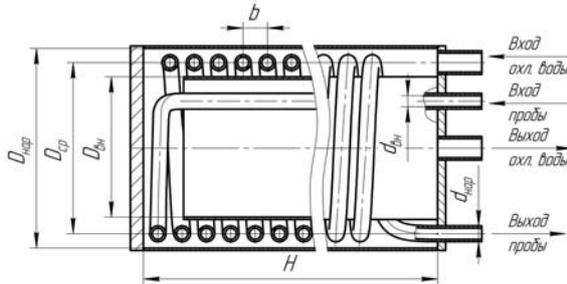


Рис. 1. Конструктивная схема охладителя

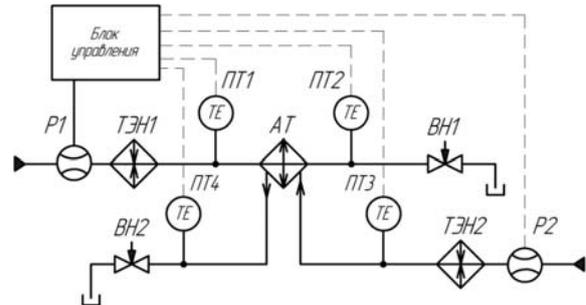


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки:

АТ – охладитель пробы; ВН1, ВН2 – регулирующие вентили; ПТ1...ПТ4 – преобразователи температуры; P1, P2 – расходомеры; ТЭН1, ТЭН2 – трубчатые электронагреватели

Таблица 1. Геометрические параметры охладителя

$D_{нар}$ , мм	$D_{вн}$ , мм	$D_{cp}$ , мм	$d_{нар}$ , мм	$d_{вн}$ , мм	$b$ , мм	$N$
125	89	108	10	7	15	16

Таблица 2. Диапазон входных параметров при проведении экспериментов

Расход пробы, л/мин	0,3-1
Расход охлаждающей воды, л/мин	0,5-9
Температура пробы на входе, °С	30-120
Температура охлаждающей воды на входе, °С	20-35

В качестве пробы и охлаждающей среды используется вода из водопроводной сети. Необходимую температуру жидкостей на входе в охладитель обеспечивают два трубчатых электронагревателя: ТЭН1 – по каналу пробы; ТЭН2 – по каналу охлаждающей воды. Четыре хромель-алюмелевые термопары ПТ1...ПТ4 расположены непосредственно в потоке на входе и выходе пробы и охлаждающей воды. Измерение температуры происходит с погрешностью  $\pm 1$  °С.

Настройка объёмных расходов пробы и охлаждающей воды производится с помощью вентилей ВН1 и ВН2, а их измерение осуществляется турбинными расходомерами P1 и P2 с погрешностью измерения менее 4 %.

Сбор и визуализация данных производится в программном пакете LabVIEW. Запись данных производится на установившемся режиме, среднее время установления процесса равно 10 мин.

### Обработка экспериментальных данных

Коэффициент теплопередачи является расчётной величиной, зависящей от коэффициентов теплоотдачи по пробе и охлаждающей жидкости, термического сопротивления стенки и отложений на поверхности змеевика.

Для расчёта коэффициента теплоотдачи необходимо определить температуры жидкости и стенки. Установка термодатчиков непосредственно на стенке змеевика влечёт за собой усложнение экспериментальной установки и вносит дополнительную погрешность из-за возмущений в потоке. В связи с этим применялся косвенный метод, основанный на приближённом вычислении коэффициента теплоотдачи с помощью начальных и конечных температур теплоносителей и их расходов.

Количество теплоты  $Q_{np}^m$ , отведённое от пробы, определяется выражением:

$$Q_{np}^m = Q_{np} \rho_{np} C_{np} (T_{np.вх} - T_{np.вых}),$$

где  $Q_{np}$ ,  $\rho_{np}$ ,  $C_{np}$  – соответственно объёмный расход, плотность и удельная теплоёмкость пробы;  $T_{np.вх}$ ,  $T_{np.вых}$  – соответственно температура пробы на входе и выходе охладителя.

Полученная охлаждающей водой теплота  $Q_{охл}^m$  определяется по формуле

$$Q_{охл}^m = Q_{охл} \rho_{охл} C_{охл} (T_{охл.вых} - T_{охл.вх}),$$

где  $Q_{охл}$ ,  $\rho_{охл}$ ,  $C_{охл}$  – соответственно объёмный расход, плотность, удельная теплоёмкость охлаждающей воды;  $T_{охл.вых}$ ,  $T_{охл.вх}$  – соответственно температура охлаждающей воды на выходе и входе охладителя.

Среднее количество теплоты рассчитывается по формуле

$$Q_{cp}^m = \frac{Q_{np}^m + Q_{охл}^m}{2}.$$

Экспериментальный коэффициент теплопередачи определяется по данным испытаний охладителя по формуле

$$K_{эксп} = \frac{Q_{cp}^m}{\pi l \Delta \bar{t}}, \quad (1)$$

где  $l$  – длина трубки змеевика;  $\Delta \bar{t} = (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}) / \ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}$  – средний логарифмический температурный напор;  $\Delta t_{\delta}$ ,  $\Delta t_{\mu}$  – соответственно наибольшая и наименьшая разницы температур пробы и охлаждающей воды на входе и выходе.

Теоретический коэффициент теплопередачи определяется тремя составляющими:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{np} d_z} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \right) + \frac{1}{\alpha_{охл} D_z}, \quad (2)$$

где  $\alpha_{np}$ ,  $\alpha_{охл}$  – соответственно коэффициенты теплоотдачи пробы и охлаждающей воды;  $d_z = d_{вн}$  – гидравлический диаметр трубки змеевика;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности трубки змеевика;  $D_z$  – гидравлический диаметр межтрубного пространства.

Величина  $D_z$  рассчитывается по формуле

$$D_z = \frac{4A_f H}{A_p},$$

где  $A_f$  – минимальная площадь проходного сечения межтрубного пространства;  $A_p$  – смоченная площадь межтрубного пространства;  $H$  – длина охладителя.

При расчёте теоретического коэффициента теплопередачи (2) неизвестными являются  $\alpha_{np}$  и  $\alpha_{охл}$ , которые определяются из соотношений:

$$\alpha_{np} = \frac{Nu_{np} \lambda_{np}}{d_2}, \quad (3)$$

$$\alpha_{охл} = \frac{Nu_{охл} \lambda_{охл}}{D_2}, \quad (4)$$

где  $Nu_{np}$ ,  $\lambda_{np}$  – соответственно число Нуссельта и теплопроводность пробы;  $Nu_{охл}$ ,  $\lambda_{охл}$  – соответственно число Нуссельта и теплопроводность охлаждающей воды.

Выражение для определения числа Нуссельта пробы имеет вид:

$$Nu_{np} = Z_{np} Re_{np}^{m_{np}} Pr_{np}^{n_{np}}, \quad (5)$$

где  $Re_{np} = \frac{4Q_{np}}{\pi d_2 v_{np}}$  – число Рейнольдса пробы;  $v_{np}$ ,  $\alpha_{np}$ ,  $\lambda_{np}$  – соответственно кинематическая вязкость, коэффициент теплоотдачи и теплопроводность пробы;  $Pr_{np}$  – число Прандтля пробы;  $Z_{np}$ ,  $m_{np}$ ,  $n_{np}$  – постоянные коэффициенты.

Выражение для определения числа Нуссельта охлаждающей воды имеет вид:

$$Nu_{охл} = Z_{охл} Re_{охл}^{m_{охл}} Pr_{охл}^{n_{охл}}, \quad (6)$$

где  $Re_{охл} = \frac{4Q_{охл}}{\pi D_2 v_{охл}}$  – число Рейнольдса охлаждающей воды,  $v_{охл}$ ,  $\alpha_{охл}$ ,  $\lambda_{охл}$  – соответственно кинематическая вязкость, коэффициент теплоотдачи, теплопроводность охлаждающей воды;  $Pr_{охл}$  – число Прандтля охлаждающей воды;  $Z_{охл}$ ,  $m_{охл}$ ,  $n_{охл}$  – постоянные коэффициенты.

Подставив (3) и (4) в (2) и выразив в них  $Nu_{np}$  и  $Nu_{охл}$  через зависимости (5) и (6), получим:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{Z_{np} Re_{np}^{m_{np}} Pr_{np}^{n_{np}} \lambda_{np}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \right) + \frac{1}{Z_{охл} Re_{охл}^{m_{охл}} Pr_{охл}^{n_{охл}} \lambda_{охл}}. \quad (7)$$

На основе зависимости (7) можно получить полуэмпирический коэффициент теплопередачи  $K_{ПЭ}$ , с использованием которого рассчитываются тепловые характеристики охладителя в широком диапазоне конструктивных и режимных параметров. Для этого в выражении (7) необходимо иметь значения коэффициентов  $Z_{np}$ ,  $m_{np}$ ,  $n_{np}$ ,  $Z_{охл}$ ,  $m_{охл}$ ,  $n_{охл}$ , которые можно определить на основе обработки ряда экспериментальных точек из условия минимума среднеквадратичного отклонения:

$$\sum_{j=1}^N \left( \frac{1}{K_{эксн_j}} - \frac{1}{Z_{np} Re_{np_j}^{m_{np}} Pr_{np_j}^{n_{np}} \lambda_{np_j}} - \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \right) - \frac{1}{Z_{охл} Re_{охл_j}^{m_{охл}} Pr_{охл_j}^{n_{охл}} \lambda_{охл_j}} \right)^2 \rightarrow 0,$$

где  $K_{эксн_j}$  – коэффициент теплопередачи, определённый по формуле (1) для ряда экспериментов  $j=1 \dots N$ ; индекс  $j$  в числах Рейнольдса, Прандтля и теплопроводности указывает на их принадлежность к значениям в соответствующих экспериментах.

Следует обратить внимание на то, что в расчёте используются данные только по тем экспериментам, для которых соблюдаются условия [13-15]:

$$\frac{|Q_{cp}^m| - |Q_{np}^m|}{|Q_{cp}^m|} \cdot 100\% \leq 10\%; \quad \frac{|Q_{cp}^m| - |Q_{охл}^m|}{|Q_{cp}^m|} \cdot 100\% \leq 10\%.$$

В результате обработки методом наименьших квадратов данных 30 экспериментов получено выражение для полуэмпирического коэффициента теплопередачи  $K_{ПЭ}$ :

$$\frac{1}{K_{ПЭ}} = \frac{1}{0,021 Re_{np}^{0,373} Pr_{np}^{2,778} \lambda_{np}} + \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_{нар}}{d_{вн}}\right) + \frac{1}{0,569 Re_{охл}^{0,471} Pr_{охл}^{0,2} \lambda_{охл}}. \quad (8)$$

Коэффициент теплопередачи  $K_{ПЭ}$ , вычисленный, согласно (8), в широком диапазоне изменения режимных параметров охладителя, отличается от экспериментальных значений коэффициента теплопередачи (1) не более чем на 8 %.

В инженерной практике возникает необходимость определения конечных температур теплоносителей для уже существующей конструкции охладителя и входных параметров пробы и охлаждающей воды. Для таких расчётов удобно использовать полуэмпирический коэффициент теплопередачи и формулу [17]:

$$T_{np.вых} = T_{np.вх} - \delta T_{np}. \quad (9)$$

$$\text{Здесь } \delta T_{np} = (T_{np.вх} - T_{охл.вх}) \frac{1 - \exp\left[\frac{\pi L K_{ПЭ}}{Q_{np} \rho_{np} C_{np}} \left(\frac{Q_{np} \rho_{np} C_{np}}{Q_{охл} \rho_{охл} C_{охл}} - 1\right)\right]}{\left(1 - \frac{Q_{np} \rho_{np} C_{np}}{Q_{охл} \rho_{охл} C_{охл}}\right) \exp\left[\frac{\pi L K_{ПЭ}}{Q_{np} \rho_{np} C_{np}} \left(\frac{Q_{np} \rho_{np} C_{np}}{Q_{охл} \rho_{охл} C_{охл}} - 1\right)\right]}.$$

Используя (9) и применяя метод последовательных приближений для вычисления конечных температур пробы и охлаждающей воды, можно определить характеристики охладителя на всех режимах его работы в виде зависимости, показанной на рис. 3.

По приведённой на рис. 3 зависимости можно определить температуру пробы на выходе из охладителя при известных значениях температуры и расхода пробы на входе. Для других значений расхода и температуры охлаждающей воды нужно построить соответствующие им графики. При использовании такого метода наибольшая погрешность вычисления конечных температур пробы составляет  $\pm 2$  °С, что допустимо для СПП.

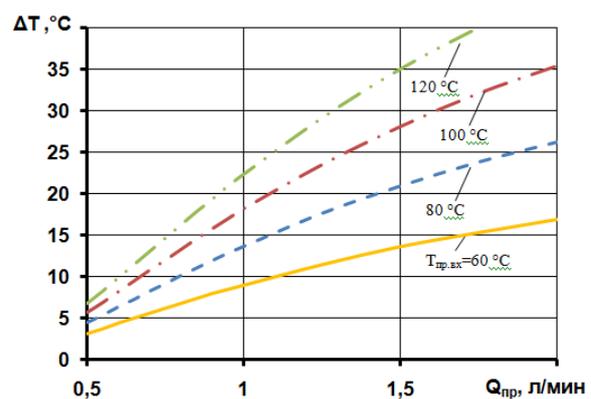


Рис. 3. Зависимость разности температур пробы на выходе  $T_{np.вых}$  и охлаждающей воды на входе  $T_{охл.вх}$  ( $\Delta T = T_{np.вых} - T_{охл.вх}$ ) от расхода пробы  $Q_{пр}$  при различных температурах пробы на входе  $T_{np.вх}$  (расход охлаждающей воды 9 л/мин, температура на входе 25 °С)

## Заключение

Созданная экспериментальная установка, включающая в себя подогреватели пробы и охлаждающей воды, средства измерения температуры и расхода пробы и охлаждающей воды, электронные блоки обработки и визуализации сигналов, позволяет проводить исследования теплопередачи различных типов охладителей и их комбинаций, проверять эффективность мероприятий по совершенствованию охладителей. На экспериментальной установке проведены исследования противоточного змеевикового охладителя мехатронной СПП. В результате обработки методом наименьших квадратов данных 30 экспериментов получено выражение для определения полуэмпирического коэффициента теплопередачи охладителя. Полуэмпирический коэффициент отличается от экспериментальных значений не более чем на  $\pm 8\%$ . С использованием полуэмпирического коэффициента теплопередачи определены конечные температуры пробы для широкого диапазона входных параметров охладителя СПП с погрешностью не более  $\pm 2\text{ }^\circ\text{C}$ .

Полученные результаты могут быть использованы для верификации математических моделей тепловых процессов в охладителе и выборе параметров систем регулирования температуры пробы, диагностики образования отложений на теплопередающей поверхности охладителя мехатронной СПП.

## Библиографический список

1. Jayakumar J.S. Helically Coiled Heat Exchangers // In Book: Heat Exchangers - Basics Design Applications. Chapter 12. Croatia: InTech, 2012. P. 311-342.
2. Habeeb S.J., Hussain A.A. Experimental study of heat transfer coefficients of shell and helically coiled tube heat exchangers // Engineering & Technology Journal. 2013. V. 31, Iss. 1. P. 172-196.
3. Amol A. Thermal analysis of a helical coil heat exchanger // International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering. 2014. V. 1, Iss. 12. P. 135-143.
4. Bandpy M.G., Sajjadi H. An experimental study of the effect of coil step on heat transfer coefficient in shell-side of shell-and-coil heat exchanger // World Academy of Science, Engineering and Technology. 2010. V. 71. P. 364-369.
5. Moawed M. Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters // Energy Conversion and Management. 2011. V. 52, Iss. 2. P. 1150-1156. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.09.009
6. Солодин В.А., Сатин А.А. Моделирование теплообмена в змеевиковом теплообменнике применительно к реакторной установке «УНИТЕРМ» // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 10. С. 398-412. DOI: 10.7463/1014.0727220
7. Jayakumar J.S., Mahajania S.M., Mandala J.C., Vijayan P.K., Bhoi R. Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers // Chemical Engineering Research and Design. 2008. V. 86, Iss. 3. P. 221-232. DOI: 10.1016/j.cherd.2007.10.021
8. Verma R., Kumar H. A comparative analysis of thermal characteristics between experimental value and fem value in helical coil heat exchanger // International Journal of Engineering Research & Technology. 2013. V. 2, Iss. 11. P. 3646-3651.
9. Naphon P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins // International Communications in Heat and Mass Transfer. 2007. V. 34, Iss. 3. P. 321-330. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.11.009

10. Patil A., Dange H.M. Experimental studies of double pipe helical coil heat exchanger with micro fins // *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*. 2014. V. 1, Iss. 5. P. 33-37.

11. Rose J.W. Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2004. V. 28, Iss. 2-3. P. 77-86.  
DOI: 10.1016/s0894-1777(03)00025-6

12. Salimpour M.R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2009. V. 33, Iss. 2. P. 203-207.  
DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2008.07.015

13. Witchayanuwat W., Kheawhom S. Heat transfer coefficients for particulate airflow in shell and coiled tube heat exchangers // *International journal of chemical, molecular, nuclear, materials and metallurgical engineering*. 2009. V. 3, Iss. 5. P. 271-275.

14. Purandarea P.S. Parametric analysis of helical coil heat exchanger // *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2012. V. 1, Iss. 8. P. 1-5.

15. РД 153-34.1-37.532.4-2001. Общие технические требования к системам химико-технологического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций (ОТТ СХТМ ВХР ТЭС). М.: Тексус-инфо, 2001. 40 с.

16. ASME PTC 19.1 1-1997 Steam and Water Sampling, Conditioning. 1997. 58 p.

17. Исаченко В.П., Осипова В.А. Теплопередача. М.: Энергия, 1975. 488 с.

## **ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN A HELICALLY COILED COOLER OF A MECHATRONIC SAMPLE CONDITIONING SYSTEM**

© 2016

**A. G. Gimadiev** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [gimadiev\\_ag@mail.ru](mailto:gimadiev_ag@mail.ru)

**A. V. Utkin** design engineer, Research and Production Association "Gimalai" Ltd, Samara, Russian Federation, [utkin-alexey1@yandex.ru](mailto:utkin-alexey1@yandex.ru)

A mechatronic sample conditioning system requires a high degree of process automation. Special attention is to be paid to the cooling of a sample and maintaining its temperature and pressure. Therefore, the study of thermal performance of the sample cooler (heat exchanger) is an important step in the development of a sample conditioning system. The helically coiled sample cooler, highly efficient, compact and simple in its design, is the most perfect heat exchanger of the double-pipe type. The article discusses the problem of determining the efficiency of a countercurrent sample cooler. The experimental apparatus for testing the cooler is described. On the basis of processing the experimental data obtained by the least-square method a semi-empirical dependence for determining the heat transfer coefficient with an error of less than 8% was obtained. The semi-empirical dependence for the cooler under consideration is applicable for temperature ranges and flow rates that occur in sample conditioning systems for thermal power plants. The results obtained make it possible not only to verify the CFD calculations aimed at improving the cooler design but also to create a high-quality mathematical model of the cooler incorporated in a mechatronic sample conditioning system, to develop an algorithm for maintaining the desired temperature and diagnosing the amount of deposits on coil surface.

*Cooler; coil; sample conditioning system; heat transfer coefficient; semi-empirical dependence.*

---

*Citation:* Gimadiev A.G., Utkin A.V. Analysis of heat transfer in a helically coiled cooler of a mechatronic sample conditioning system. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 195-203.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-195-203

## References

1. Jayakumar J.S. Helically Coiled Heat Exchangers. *In Book: Heat Exchangers – Basics Design Applications*. Chapter 12. Croatia: In Tech, 2012. P. 311-342.
2. Habeeb S.J., Hussain A.A. Experimental study of heat transfer coefficients of shell and helically coiled tube heat exchangers. *Engineering & Technology Journal*. 2013. V. 31, Iss. 1. P. 172-196.
3. Amol A. Thermal analysis of a helical coil heat exchanger. *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering*. 2014. V. 1, Iss. 12. P. 135-143.
4. Bandpy M.G., Sajjadi H. An experimental study of the effect of coil step on heat transfer coefficient in shell-side of shell-and-coil heat exchanger. *World Academy of Science, Engineering and Technology*. 2010. V. 71. P. 364-369.
5. Moawed M. Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters. *Energy Conversion and Management*. 2011. V. 52, Iss. 2. P. 1150-1156. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.09.009
6. Solodin V.A., Satin A.A. Modeling of heat transfer in the helical-coil heat exchanger for the reactor facility «UNITERM». *Science and Education of the Bauman MSTU*. 2014. No. 10. C. 398-412. (In Russ.) DOI: 10.7463/1014.0727220
7. Jayakumar J.S., Mahajania S.M., Mandala J.C., Vijayan P.K., Bhoi R. Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. *Chemical Engineering Research and Design*. 2008. V. 86, Iss. 3. P. 221-232. DOI: 10.1016/j.cherd.2007.10.021
8. Verma R., Kumar H.A comparative analysis of thermal characteristics between experimental value and fem value in helical coil heat exchanger. *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2013. V. 2, Iss. 11. P. 3646-3651.
9. Naphon P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2007. V. 34, Iss. 3. P. 321-330. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.11.009
10. Patil A., Dange H.M. Experimental studies of double pipe helical coil heat exchanger with micro fins. *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*. 2014. V. 1, Iss 5. P. 33-37.
11. Rose J.W. Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2004. V. 28, Iss. 2-3. P. 77-86. DOI: 10.1016/s0894-1777(03)00025-6
12. Salimpour M.R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2009. V. 33, Iss. 2. P. 203-207. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2008.07.015
13. Witchayanuwat W., Kheawhom S. Heat transfer coefficients for particulate airflow in shell and coiled tube heat exchangers. *International journal of chemical, molecular, nuclear, materials and metallurgical engineering*. 2009. V. 3, Iss. 5. P. 271-275.
14. Purandarea P.S. Parametric analysis of helical coil heat exchanger. *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2012. V. 1, Iss. 8. P. 1-5.
15. RD 153-34.1-37.532.4-2001. General technical requirements for chemical and technological monitoring of water chemistry of thermal power plants. Moscow: Teksus-info Publ., 2001. 10 p.
16. ASME PTC 19.1 1-1997 Steam and Water Sampling, Conditioning. 1997. 58 p.
17. Isachenko V.P., Osipova V.A. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow: Energiya Publ., 1975. 488 p.