

электроэнергии возобновляемыми источниками. Сформулированы принципы интеллектуального управления комбинированным электрообеспечением локальных объектов на основе условного динамического тарифа, что позволило пользователю согласовывать график электропотребления в режиме реального времени по одному параметру. Также предложены алгоритм и структурно-логическая схема интеллектуального управления микроэнергетическими системами локальных объектов с традиционными и возобновляемыми источниками.

Ключевые слова: локальный объект, микроэнергетическая система, возобновляемые источники, нейросетевое моделирование, условный динамический тариф, интеллектуальное управление.

Надійшла 01.05.2019

Received 01.05.2019

УДК 536.24:533.6.011

А. М. Терех, к.т.н., с. н. с., **ORCID** 0000-0002-1320-8594

А. В. Баранюк, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0001-6008-6465

В. А. Кондратюк, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0001-5035-311X

В. А. Рогачев, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0001-5489-874X

А. И. Руденко, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0002-8541-9710

**Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»**

ТЕПЛООБМЕН ПОПЕРЕЧНО-ОМЫВАЕМЫХ ПАКЕТОВ ПЛОСКООВАЛЬНЫХ ТРУБ

Выполнены экспериментальные исследования конвективного теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб при поперечном их обтекании воздушным потоком в диапазоне изменения чисел Рейнольдса $2000 < Re_{d1} < 30000$ при варьировании относительного удлинения профиля плоскоовальной трубы d_2/d_1 от 2 до 5, а отношение поперечного шага труб к продольному S_1/S_2 варьировалось от 0,4 до 1,45. Установлено влияние геометрических и режимных параметров на теплообмен пакетов. Интенсивность теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб при варьировании удлинения профиля труб d_2/d_1 в пределах от 2 до 5 изменяется на (10-25)%, а при варьировании шаговых характеристик труб при $d_2/d_1 = \text{const}$ на (8-12)%. Предложены расчетные соотношения для определения коэффициентов теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб, учитывающие влияние на теплообмен режимных параметров, геометрических характеристик плоскоовальных труб и пакетов и могут быть использованы при расчете теплообмена воздухоподогревателей котельных агрегатов, регенераторов газотурбинных установок.

Ключевые слова: теплообмен, исследование, плоскоовальная труба, шахматный пакет, расчет, обобщенные соотношения.

Введение. Важным направлением решения задач ресурсо- и энергосбережения в теплоэнергетике является разработка и внедрение новых видов конвективных трубчатых поверхностей теплообмена, которые отличаются высокой теплоаэродинамической эффективностью, в отличие от поверхностей из труб круглой формы, которые с точки зрения улучшения их тепловых и аэродинамических характеристик, на сегодняшний день себя практически исчерпали, а также технологичностью и невысокой стоимостью производства. Такими поверхностями теплообменных устройств могут быть пакеты из труб удобообтекаемой формы: овальной, плоскоовальной, двугульной, каплеобразной, которые обладают рядом существенных преимуществ перед трубами круглого профиля и прежде всего в 2-3 раза меньшим аэродинамическим сопротивлением при практически одинаковых теплоотдающих характеристиках. Однако, до настоящего времени не существует надежных расчетных зависимостей для определения коэффициентов теплообмена пакетов из таких труб в широком диапазоне изменения их режимных и геометрических характеристик, что затрудняет их использование в качестве теплообменных поверхностей.
© А. М. Терех, А. В. Баранюк, В. А. Кондратюк, В. А. Рогачев, А. И. Руденко, 2019

С учетом вышесказанного в „КПИ им. Игоря Сикорского” проведены экспериментальные исследования теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб в широком диапазоне изменения режимных параметров потока, геометрических характеристик труб и пакетов, выполнено обобщение экспериментальных данных и предложены расчетные соотношения для определения коэффициентов теплообмена при поперечном их омывании воздушным потоком.

Цель работы. Цель данной работы состояла в создании обобщенных соотношений для расчета конвективных коэффициентов теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб на основе полученных экспериментальных данных для рекуперативных теплообменных аппаратов типа „газ-газ” в широком диапазоне изменения геометрических характеристик труб, пакетов и режимных параметров потока.

Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

– определено влияние на теплообмен геометрических параметров: относительного удлинения профиля трубы d_2/d_1 (отношения продольного к поперечному размеру трубы) и шаговых характеристик труб пакетов (поперечного шага S_1 и продольного S_2 ;

– получены обобщенные расчетные соотношения для определения коэффициентов теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб при поперечном их обтекании в широком диапазоне изменения геометрических характеристик труб и пакетов.

Анализ литературных источников. Трубы удобообтекаемого профиля известны давно. Упоминание об исследованиях теплообмена и аэродинамического сопротивления пакетов из таких труб можно встретить в работах [1-3]. Поверхности таких труб имеют в 1,5-2 раза меньшее аэродинамическое сопротивление при незначительно меньшей (на 15-25%) интенсивности теплообмена по сравнению с трубами круглого поперечного сечения [4-5]. Поэтому теплоаэродинамическая эффективность поверхностей из профилированных труб

существенно выше, чем у поверхностей из труб круглого профиля, которые с точки зрения увеличения теплоаэродинамической эффективности, себя исчерпали. Она характеризуется взаимосвязью между отведенным количеством теплоты и энергией, затраченной теплоносителем на преодоление сопротивления. Сравнение поверхностей между собой (или с эталонной) и выявления из них более эффективной, осуществляется путем установления взаимосвязи между теплообменом и аэродинамическим сопротивлением при равенстве чисел Рейнольдса с возможным привлечением сведений о массо-габаритных характеристиках сравниваемых объектов.

В последнее время появилось несколько публикаций из Ирака, Индии, Малайзии, в которых приводятся результаты экспериментальных и численных исследований теплообмена шахматных и коридорных пакетов плоскоовальных труб [6-9].

В публикации [6] при помощи численного моделирования проведены исследования теплообмена шахматных и коридорных пакетов плоскоовальных труб при низких числах Рейнольдса ($Re_e = 25...400$). Авторы констатируют, что интенсивность теплообмена коридорных пакетов выше, чем шахматных при любых сравниваемых относительных шагах между трубами, что на наш взгляд сомнительно. В работе найдены оптимальные значения относительных шагов между трубами для обоих типов компоновок труб. В публикации не приведены абсолютные значения геометрических характеристик труб и пакетов, что затрудняет использование полученных результатов при сравнении с результатами других авторов.

В работе [7], как и в [6] представлены исследования теплообмена шахматных и коридорных пакетов плоскоовальных труб с помощью численного моделирования в более широком интервале изменения чисел Рейнольдса ($Re_e = 100...8000$) при варьировании относительных поперечных шагов между трубами ($\sigma_1 = 2; 3; 4$) и продольных ($\sigma_2 = 5; 6; 7$). Проанализировано влияние на теплообмен шаговых характеристик труб при неизменной геометрии самих труб ($d_2/d_1 = 2$). Показано, что для двух типов компоновок имеет место слабое влияние на интенсивность теплообмена шаговых характеристик труб пакета. Результаты численного моделирования экспериментально не подтверждены.

В публикации [8] приведены результаты экспериментальных исследований теплообмена при ламинарном режиме течения для четырехрядного шахматного пакета плоскоовальных труб при поперечном обтекании воздухом в очень узком диапазоне варьирования скорости потока, которая изменялась от 0,6 м/с до 1,0 м/с ($Re_e = 350-650$). Исследования проведены в аэродинамической трубе разомкнутого типа в условиях полного теплового моделирования (обогревались все трубы пакета). Трубы изготовлены из алюминия размерами $d_1 = 10$ мм, $d_2 = 18,5$ мм ($d_2/d_1 = 1,85$). В работе не указаны значения шагов между трубами, что не дает возможности сравнения полученных результатов с результатами других авторов. Авторами [8] предложено расчетное соотношение для определения чисел Нуссельта в виде степенной функции

$$Nu = C_1 \cdot Re_e^{C_2} . \quad (1)$$

Там же приведены величины коэффициента C_1 и показателя степени C_2 для различных значений суммарной плотности теплового потока для всего пакета труб, которые после оптимизации полученных данных приняли следующие значения: $C_1 = 0,44$; $C_2 = 0,61$. Величина показателя степени C_2 при числе Рейнольдса в ламинарной области течения должна быть близкой к 0,5, а не 0,61, что подтверждается работами Жукаускаса А. А. [9] по исследованию теплообмена одиночных круглых труб, шахматных и коридорных пакетов в ламинарной области течения.

В [10] представлены результаты экспериментального исследования теплообмена четырехрядного коридорного пакета плоскоовальных труб в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 500 до 900 (режим ламинарного течения) в условиях полного электрообогрева всех труб пакета. Трубы имели те же размеры, что и в работе [8]. Как и в статье [8], не приведены значения поперечного и продольного шагов между трубами. В публикации представлена расчетная зависимость для определения среднего коэффициента теплообмена коридорного пакета труб в виде степенной функции

$$\text{Nu}_e = 0,242 \cdot \text{Re}_e^{0,702}. \quad (2)$$

На наш взгляд значение показателя степени 0,702 при числе Рейнольдса вызывает сомнение, так как при ламинарном режиме течения показатель степени при числе Рейнольдса должен быть близким к 0,5 [9].

Из вышесказанного следует, что системных исследований влияния геометрических и шаговых характеристик труб на теплообмен и аэродинамическое сопротивление пакетов плоскоовальных труб при поперечном их омывании в широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса, не проводилось. Результаты численного моделирования экспериментально не подтверждены. В опубликованных работах содержатся отрывочные данные, которые носят, как правило, частный характер.

Методика исследований. Исследования конвективного теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб (рис. 1, 2) при поперечном их обтекании воздушным потоком осуществлялись на экспериментальной установке, которая представляет собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа прямоугольного сечения, работающая на всасывание высотой и шириной, соответственно 140 мм и 210 мм, (рис. 3, рис. 4). Проточная часть установки состояла из рабочего и двух успокоительных участков. Через переходной диффузор проточная часть соединялась с входным соплом диаметром 75 мм, спрофилированным по лемнискате. Другим концом проточная часть через переходной конфузор присоединялась к всасывающему отверстию высоконапорного вентилятора производительностью 0,42 м³/с и напором до 4,0 кПа. Расход воздуха через вентилятор плавно регулировался шибером с винтовым приводом. Рабочий участок установки представлял собой канал длиной 700 мм.



Рисунок 1 – Плоскоовальные трубы различного удлинения профиля

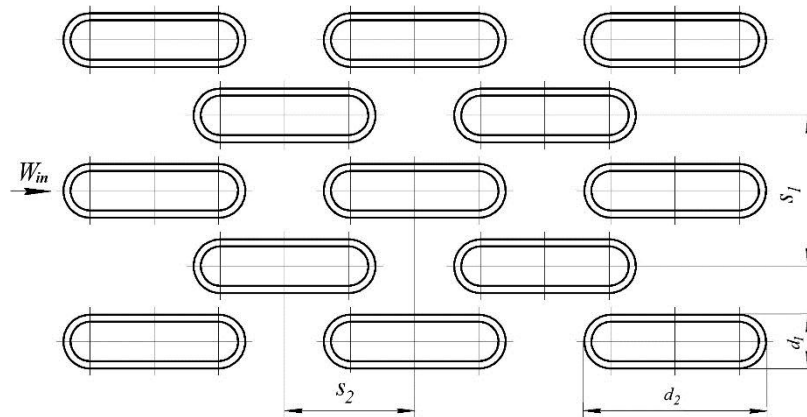


Рисунок 2 – Фрагмент шахматного пакета плоскоовальных труб



Рисунок 3 – Экспериментальная установка

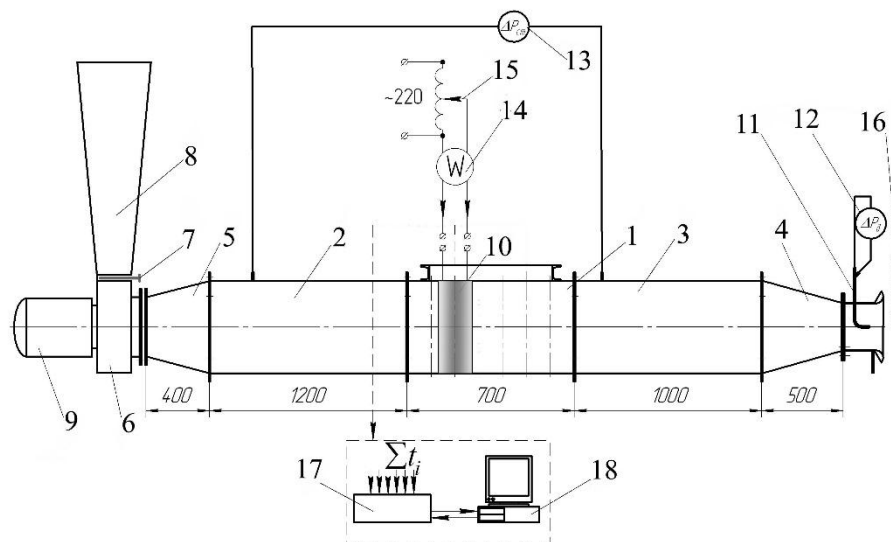


Рисунок 4 – Схема экспериментальной установки:

1 – рабочий участок; 2, 3 – успокоительный участок; 4 – диффузор; 5 – конфузор; 6 – вентилятор; 7 – шибер; 8 – раструб; 9 – электродвигатель; 10 – пакет из плоскоовальных труб; 11 – трубка Пито-Прандтля; 12, 13 – микроманометр; 14 – ваттметр; 15 – автотрансформатор; 16 – ртутный термометр; 17 – аналогово-цифровой преобразователь; 18 – компьютер

Геометрические характеристики шахматных пакетов задавались размерами полей отверстий в верхней и нижней трубных досках, изготовленных из древесно-волоконистых плит толщиной 3 мм. Для имитации бесконечности исследуемых пакетов в поперечном направлении на боковых стенках рабочего участка устанавливались полутрубки. В зависимости от величины поперечного шага между трубами S_1 количество их в одном поперечном ряду z_1 изменялось от $z_1 = 4$ ($S_1 = 42$ мм) до $z_1 = 7$ ($S_1 = 30$ мм). Количество поперечных рядов труб составляло 7 ($z_2 = 7$) для всех исследованных пакетов. Экспериментальные трубки длиной $l = 140$ мм имели одинаковые поперечные размеры труб $d_1 = 15$ мм. Продольный размер труб d_2 для труб типа 1 составлял 30 мм ($d_2/d_1 = 2$), труб типа 2 – $d_2 = 37,5$ мм ($d_2/d_1 = 2,5$), труб типа 3 – $d_2 = 51$ мм ($d_2/d_1 = 3,4$), труб типа 4 – $d_2 = 75$ мм ($d_2/d_1 = 5$) [11].

Исследования теплообмена проводились методом локального теплового моделирования, который осуществлялся электрообогревом только одной трубы пакета, называемой трубой-калориметром (рис. 5). Труба-калориметр устанавливалась в пятом поперечном ряду семирядного пакета и изготовлена из дюралюминия марки Д 16. Для измерения температурного поля стенки плоскоовальной трубы вокруг ее периметра в среднем по высоте сечения, в трубе-калориметре выфрезерованы продольные канавки, в которые запаковывались от 7 до 15 (в зависимости от продольного размера труб) медь-константановых термопар толщиной проводов 0,1 мм. Провода термопар выводились к верхнему торцу трубы и подсоединялись к штекерному разъему.

Нагревание труб-калориметров для четырех типов труб осуществлялось с помощью электронагревателей. Нагреватели представляли собой плоскоовальный керамический стержень, на который с очень малым шагом наматывался нихромовый провод диаметром 0,35 мм. Кольцевой зазор между стержнем нагревателя и стенкой трубы засыпался мелкодисперсным порошком окиси алюминия, имеющего довольно высокую для диэлектрика теплопроводность.

В процессе проведения экспериментов определялись средние конвективные коэффициенты теплообмена по формуле (3) непосредственно по результатам измерения температурного поля стенки трубы

$$\alpha_k = Q / H_k (\bar{T}_w - \bar{T}_f), \quad (3)$$

где H_k – внешняя площадь поверхности калориметра, которая рассчитывалась по формуле

$$H_k = [\pi \cdot d_1 + 2 \cdot (d_2 - d_1)] \cdot l_k, \quad (4)$$

где \bar{T}_w – средняя температура стенки трубы-калориметра определялась из соотношения

$$\bar{T}_w = \sum T_{w_i} / n, \quad (5)$$

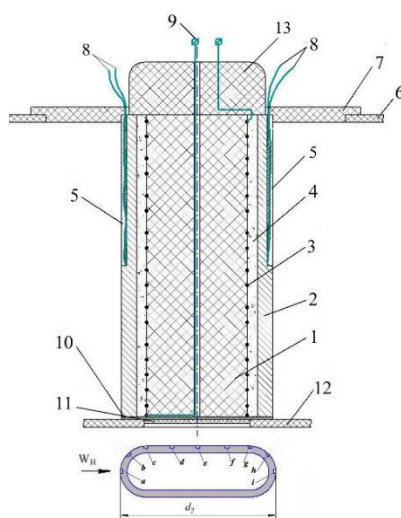


Рисунок 5 – Труба-калориметр:

1 – стержень нагревателя; 2 – плоскоовальная труба; 3 – нихромовый провод; 4 – порошок окиси алюминия; 5 – канавки для термопар; 6 – верхняя трубная доска; 7 – крышка калориметра; 8 – провода

термопар; 9 – разъем нагревателя; 10 – теплоизолирующая прокладка; 11 – дистанционирующая шайба; 12 – нижняя трубная доска; 13 – теплоизолирующий ящик
(a, b, c, d, e, f, g, h, i - места установки термопар)

где \overline{T}_f – средняя температура потока воздуха определялась балансовым методом по выражению

$$\overline{T}_f = T_{in} + Q / (2G \cdot c_p), \quad (6)$$

в котором T_{in} – температура воздуха на входе в аэродинамическую трубу; Q – тепловыделение трубы-калориметра; G – расход воздуха; c_p – удельная теплоемкость воздуха ($c_p = 1005$ кДж/(кг·К)).

Физические константы: коэффициент теплопроводности и коэффициент кинематической вязкости воздуха, входящие в выражение для чисел Nu и Re, относились к среднебалансовой температуре воздуха. В качестве определяющей скорости принималась скорость потока в самом узком сечении пакета [12].

В целом экспериментами охвачено 49 шахматных пакетов труб, геометрические характеристики которых приведены в публикации [11]. Исследования проводились при варьировании как поперечного шага между трубами S_1 так и продольного S_2 и выполнены в области изменения чисел Рейнольдса Re_{d1} от $2 \cdot 10^3$ до $30 \cdot 10^3$.

Результаты исследований свидетельствуют о том, что зависимость чисел Нуссельта Nu от чисел Рейнольдса Re_{d1} описывается степенной функцией вида (7) и в полном объеме представлены в графическом и табличном виде в публикации [11].

$$Nu_{d1} = C_q \cdot Re_{d1}^m. \quad (7)$$

Анализ экспериментальных данных и их обобщение. При обработке и анализе экспериментальных данных и зависимостей чисел Нуссельта от чисел Рейнольдса большое внимание уделялось геометрическим факторам, влияющим на интенсивность теплообмена. В работах [11, 12] показано, что такими факторами являются шаговые характеристики пакетов, относительное удлинение профиля труб d_2/d_1 и параметр размещения труб в пакете (отношение поперечного шага между трубами к продольному S_1/S_2).

На рис. 6 представлены данные зависимостей чисел Нуссельта от параметра размещения S_1/S_2 . При увеличении параметра S_1/S_2 от 0,4 до 1,4 прослеживается возрастание интенсивности теплообмена на (10-25)%. Значения чисел Нуссельта группируются по параметру относительного удлинения профиля d_2/d_1 . То есть, теплообмен шахматных пакетов плоскоовальных труб зависит, как от геометрии исследуемых труб d_2/d_1 , так и от параметров их размещения S_1/S_2 . В пределах одного типа труб ($d_2/d_1 = \text{const}$) увеличение интенсивности теплообмена составляет (8-12) %.

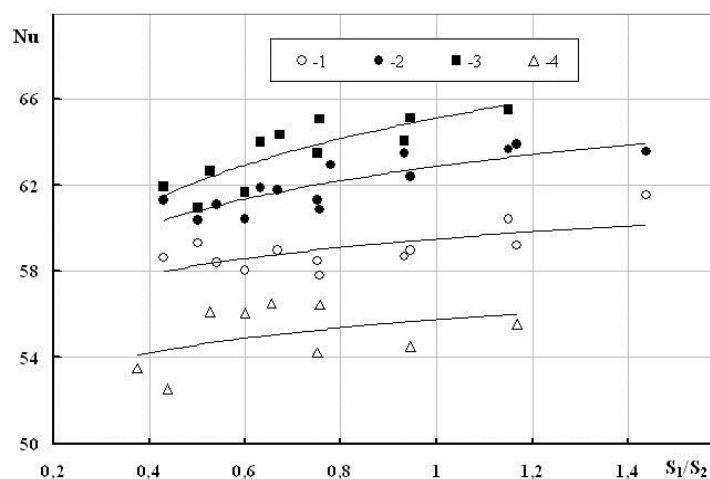


Рисунок 6 – Зависимость $Nu = f(S_1/S_2)$ при $Re_{d1} = 10^4$:
1 – $d_2/d_1 = 2,0$; 2 – $d_2/d_1 = 2,5$; 3 – $d_2/d_1 = 3,4$; 4 – $d_2/d_1 = 5,0$

На рис. 7 представлены экспериментальные данные зависимости чисел Нуссельта для пакетов плоскоовальных труб с разным отношением удлинения профиля d_2/d_1 при различных значениях параметра

S_1/S_2 , отнесенные к расчетным данным соответствующих по шагам пакетов круглых труб, имеющих одинаковое с плоскоовальными трубами миделевое сечение труб [13].

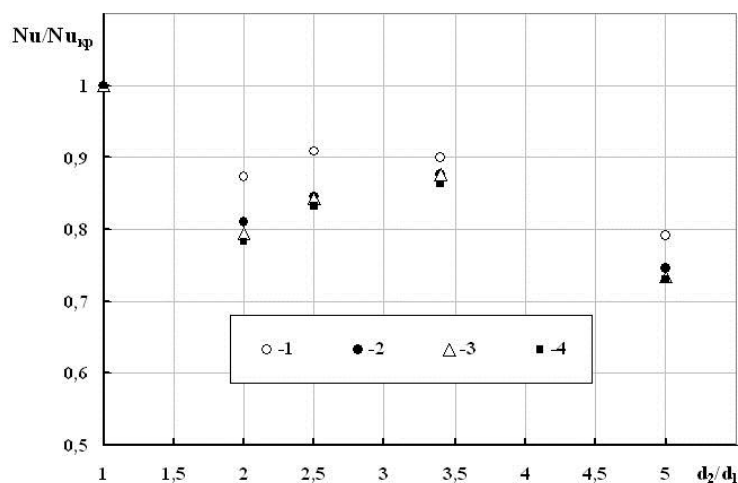


Рисунок 7 – Зависимость $Nu/Nu_{кр} = f(d_2/d_1)$ при $Re_{d1} = 10^4$:
 1 – $S_1/S_2 = 0,43$; 2 – $S_1/S_2 = 0,75$; 3 – $S_1/S_2 = 0,95$; 4 – $S_1/S_2 = 1,16$.

Анализ представленных данных свидетельствует о том, что зависимости $Nu/Nu_{кр} = f(d_2/d_1)$ являются неоднозначными: на интервале $1,0 < d_2/d_1 < 2,0$ относительная интенсивность теплообмена уменьшается, на интервале $2,0 < d_2/d_1 < 3,0$ – возрастает, а на интервале $d_2/d_1 > 3,0$ – снова уменьшается. Снижение значения $Nu/Nu_{кр}$ на первом интервале объясняется увеличением, по мере возрастания отношения d_2/d_1 , части поверхности цилиндра, которая находится в области обратных течений, образовавшихся в результате отрыва потока от передней части цилиндра, характеризующиеся относительно низкими локальными скоростями [11]. Переход к возрастанию интенсивности теплообмена на следующем интервале d_2/d_1 связан с тем, что при увеличении степени вытянутости профиля происходит присоединение потока, оторвавшегося от передней части профиля, к плоским боковым поверхностям цилиндра и ростом в пределах $d_2/d_1 = 2,0-3,0$ зоны этого присоединения [11]. Таким образом, для профилей, которые характеризуются значениями $d_2/d_1 > 2,0$, в отличие от картины обтекания круглого ($d_2/d_1 = 1,0$) и близких к нему ($d_2/d_1 < 2,0$) плоскоовальных цилиндров, имеет место два вида отрыва потока – в лобовой и кормовой их частях. При $d_2/d_1 > 3,0$ характер изменения интенсивности теплоотдачи в значительной степени обусловлен развитием течения на боковых плоских частях профиля: с увеличением их размеров, соответственно растет толщина пограничного слоя на них при фиксированных размерах зоны присоединения за первым отрывом, что в итоге диктует тенденцию падения величины $Nu/Nu_{кр}$ при увеличении степени вытянутости профиля d_2/d_1 .

Анализ экспериментальных данных показал изменение значений показателя степени m при числе Рейнольдса в уравнении (7), как в пределах отдельного типа пакетов с постоянной геометрией труб $d_2/d_1 = \text{const}$ (рис. 8), так и для пакетов с одинаковыми параметрами размещения S_1/S_2 при $d_2/d_1 = \text{var}$ (рис. 9).

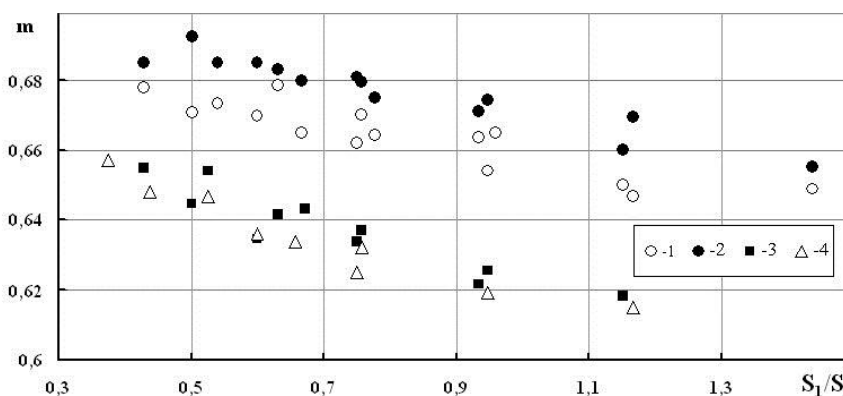


Рисунок 8 – Зависимость показателя степени m от параметра размещения S_1/S_2 :
 1 – $d_2/d_1 = 2,0$; 2 – $d_2/d_1 = 2,5$; 3 – $d_2/d_1 = 3,4$; 4 – $d_2/d_1 = 5,0$

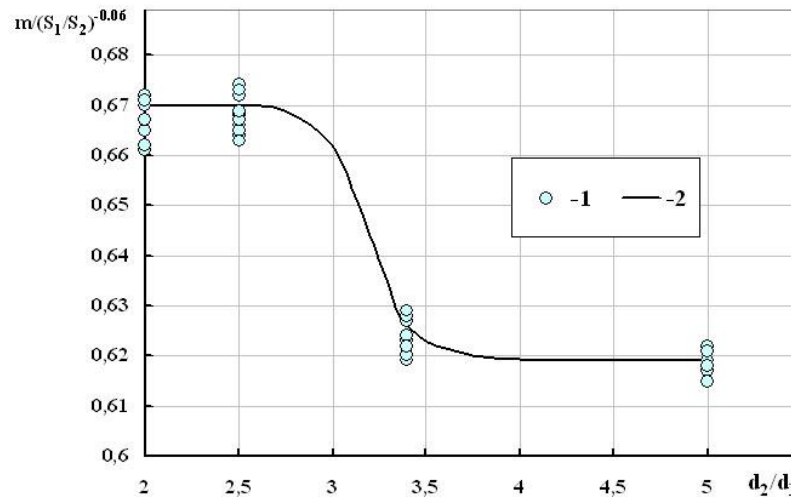


Рисунок 9 – Зависимость комплекса $m / (S_1 / S_2)^{-0,06}$ от d_2/d_1 :
1 – экспериментальные данные; 2 – расчетная кривая

Варьирование геометрических характеристик пакетов в широком диапазоне позволило определить, что зависимость $m = f(S_1/S_2, d_2/d_1)$ при $d_2/d_1 = \text{const}$ для шахматных пакетов плоскоовальных труб может быть описана степенной функцией с постоянным значением показателя степени равным (-0,06) (рис. 8), а зависимость показателя степени m от относительного удлинения профиля d_2/d_1 представляет собой гиперболический тангенс (рис. 9). Увеличение значения параметров размещения S_1/S_2 и относительного удлинения профиля d_2/d_1 при прочих равных условиях сопровождается уменьшением значений показателя степени m , который в охваченных измерениями диапазонах геометрических и режимных характеристик изменялся от $m = 0,615$ до $m = 0,692$. Этот факт объясняется тем, что увеличение геометрических параметров d_2/d_1 и S_1/S_2 происходит, как за счет увеличения длины профиля труб, так и уменьшения продольных и увеличения поперечных размеров между трубами. В итоге, при $d_2/d_1 \rightarrow \infty$ и $S_1/S_2 \rightarrow \infty$ пакет труб вырождается в систему невзаимодействующих между собой продольных сплошных пластин. При этом, роль турбулентности, которая генерируется при отрывах потока в передней и задней частях плоскоовальных труб [14], постепенно нивелируется в результате вырождения этих явлений и приводит к уменьшению показателя степени m .

Учитывая сказанное выше, кривые $m = f(S_1/S_2, d_2/d_1)$ можно описать следующей функцией

$$m = \{a_1 \cdot \text{th}[k_1 \cdot (b_1 - d_2 / d_1)] + m_0\} \cdot (S_1 / S_2)^C, \quad (8)$$

где $a_1 = 0,026$, а $b_1 = 3,2$ и $m_0 = 0,645$ – координата точки перегиба кривой (рис. 9) для пакетов труб всех типов. Значения показателя степени C при параметре размещения S_1/S_2 составляет величину (-0,06).

С учетом величин всех коэффициентов, зависимость для расчета значений показателя степени m приобретает вид

$$m = [0,026 \cdot \text{th}[k_1 (3,2 - d_2/d_1)] + 0,645] \cdot (S_1 / S_2)^{-0,06}. \quad (9)$$

Аналогичный анализ для опытных значений коэффициента C_q соотношения (7) в зависимости от S_1/S_2 и d_2/d_1 показал, что экспериментальные значения C_q аппроксимируются качественно схожей с (8) функцией, но с противоположным перед гиперболическим тангенсом знаком (10). Коэффициент корреляции между гиперболическими функциями зависимостей (9) и (10) составляет (-1):

$$C_q = [-0,036 \cdot \text{th}[k_1 (3,2 - d_2/d_1)] + 0,164] \cdot (S_1 / S_2)^{0,4}. \quad (10)$$

В соотношениях (9) и (10) k_1 и k_2 – эмпирические коэффициенты.

Таким образом, для расчета конвективного теплообмена глубинных рядов шахматных пакетов плоскоовальных труб при значениях относительной длины профиля $d_2/d_1 = (2,0 \dots 5,0)$ и параметра размещения $S_1/S_2 = (0,375 \dots 1,44)$ в области чисел Рейнольдса $Re_{d1} = (2 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3)$ предлагаются зависимости (7), (9) и (10).

Оценка точности обобщающих формул (7), (9), (10) осуществлялась сопоставлением опытных Nu_o и расчетных Nu_{up} значений чисел Нуссельта при граничных значениях чисел Рейнольдса $Re_{d1} = 2 \cdot 10^3$ и $Re_{d1} = 30 \cdot 10^3$ по формуле (11)

$$\Delta = \left[(Nu_o / Nu_p) - 1 \right] \cdot 100\% \quad (11)$$

Результаты этой оценки, выполненной на основе массива экспериментальных данных для 49 исследованных пакетов показали, что расхождение Δ между опытными и расчетными значениями чисел Нуссельта не превышает $\pm 10\%$. В этой области находится 96 % точек.

Выводы

По результатам анализа и обобщения опытных данных по теплообмену шахматных пакетов плоскоовальных труб в диапазоне изменения чисел Рейнольдса Re_{d1} от $2 \cdot 10^3$ до $30 \cdot 10^3$, относительного удлинения профиля труб d_2/d_1 от 2 до 5,0, параметра размещения труб S_1/S_2 от 0,4 до 1,45 можно сделать следующие выводы:

- интенсивность теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб зависит от геометрии труб и при варьировании удлинения профиля в пределах d_2/d_1 от 2 до 5 изменяется на (10-25) %, а при варьировании шаговых характеристик труб при $d_2/d_1 = \text{const}$ - на (8-12) %;
- показатель степени m и коэффициент C_q в формуле (7) зависят, как от геометрических характеристик труб, так и шаговых характеристик пакетов;
- предложены новые соотношения для расчетов коэффициентов теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб, учитывающие влияние на теплообмен геометрических характеристик плоскоовальных труб и пакетов, и могут быть использованы при расчете теплообмена воздухоподогревателей котельных агрегатов, регенераторов газотурбинных установок.

Список использованной литературы

1. Антуфьев В.М., Белецкий Г.С. Теплопередача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоке. М.-Л.: Машгиз, 1948. 119 с.
2. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 224 с.
3. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.-Л.: Энергия, 1966. 184 с.
4. Ala Ali Hasan. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air. Heat and Mass Transfer, accepted for publication. THP 2004 by author and THP 2004 Springer-Verlag. By permission. P. 1-32.
5. Руденко О.И., Терех О.М., Туз В.О., Рогачов В.А., Кондратюк В.А. Оцінка теплоаеродинамічної ефективності поодиноких труб різного поперечного перерізу. Науковий журнал „ScienceRise”. 2015. № 2/2 (7). С. 7-11.
6. Benarji N., Balaji C., Venkateshan S.P. Unsteady fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes. Heat Mass Transfer. 2008. No 44. P. 445-461.
7. Amer Jameel Shareef, Abdulmajeed A. Ramadhan Heat Transfer and Fluid Flow Characteristic in banks Flat Tubes. Tikrit Journal of Engineering. Sciences. 2011. Vol.18. No.4. P. 88-103.
8. Ishak M., Tahseen A. Tahseen, Md. Mustafizur Rahman. Experimental investigation on heat transfer and pressure drop characteristics of air flow over a staggered flat tube bank in crossflow. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2013. V. 7. P. 900-911.
9. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука. 1982. 472 с.
10. Tahseen Tahseen Ahmad, Rahman M.M., Ishak M. An experimental study of air flow and heat transfer over in-line flat tube bank. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2014. V. 9. P. 1487-1500.
11. Кондратюк В.А., Терех О.М., Баранюк О.В., Письменный С.М. Теплообмін шахових пакетів плоскоовальних труб в поперечному потоці. Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2015. №1/8 (73). С. 43-48.
12. Письменный Е.Н., Кондратюк В.А., Жукова Ю.В., Терех А.М. Конвективный теплообмен поперечно-омываемых шахматных пакетов плоскоовальных труб. Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. №2/8 (50). С. 4-8.
13. Тепловой расчет котельных агрегатов: нормативный метод / под ред. Н. В. Кузнецова. М.: Энергия, 1973. 296 с.
14. Терех О.М., Семеняко О.В., Туз В.О., Кондратюк В.А. Обтікання поодиноких циліндрів в поперечному потоці. Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2013. №2/8 (62). С. 23-26.

A. Terekh, Ph.D., senior Researcher, ORCID 0000-0002-1320-8594

A. Baranyuk, Ph.D., associate professor, ORCID 0000-0001-6008-6465

V. Kondratiuk, Ph.D., associate professor, ORCID 0000-0001-5035-311X

V. Rogachov, Ph.D., associate professor, ORCID 0000-0001-5489-874X

A. Rudenko, Ph.D., associate professor, ORCID 0000-0002-8541-9710

National technical university of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

HEAT TRANSFER OF FLAT-OVAL TUBE BUNDLES IN CROSS FLOW

The goal of this work was to create generalized relationships for calculating the convective heat transfer coefficients of staggered bundles of flat oval tubes based on the obtained experimental data for recuperative heat exchangers of the “gas-gas” type in a wide range of changes in the geometric characteristics of tubes, bundles and flow regime parameters. An analysis of the known literature data by the authors shows that no systematic studies of the influence of geometric and step characteristics of tubes on heat transfer and aerodynamic drag of flat-oval tube bundles during transverse air flow in a wide range of Reynolds numbers were carried out. The results of numerical modeling are not experimentally confirmed. The published works contain fragmentary data, which are usually of a private character. Presented experimental studies of convective heat transfer of staggered bundles of flat oval tubes with transverse air flow around them were carried out in the range of Reynolds numbers $2000 < Re_{d1} < 30000$ with a variation in the relative elongation of the profile of the flat oval tube d_2 / d_1 from 2 to 5, and the ratio of the transverse tube pitch to the longitudinal S_1 / S_2 ranged from 0,4 to 1,45. The influence of geometric and operational parameters on the heat transfer of bundles is established. The heat transfer rate of staggered bundles of flat-oval tubes when varying the elongation of the tubes profile d_2 / d_1 in the range from 2 to 5 changes by (10-25) %, and when varying the step characteristics of the tubes at $d_2 / d_1 = \text{const}$ by (8-12) %. Evaluation of the accuracy of the generalizing formulas, which was carried out on the basis of an array of experimental data for the 49 studied bundles, indicates that the difference between the experimental and calculated values of the Nusselt numbers does not exceed $\pm 10\%$. Design relationships are proposed for determining the heat transfer coefficients of staggered bundles of flat-oval tubes, taking into account the influence of the operating parameters on the heat transfer, the geometric characteristics of flat-oval tubes and bundles and can be used in calculating the heat transfer of air heaters of boiler units, gas turbine plant regenerators.

Keywords: heat transfer, investigations, flat-oval tube, staggered bundle, calculation, generalized correlations.

References

1. Antuf'ev, V. M., Belet'skiy, G. S. (1948). Heat transfer and aerodynamic drags of tube surfaces in crossflow. Moscow, USSR: Mashgiz, 119.
2. Kase, W. M., London, A. L. (1967). Compact heat exchangers. Moscow, USSR: Energy, 224.
3. Antuf'ev, V. M. (1966). Efficiency of different forms of heating convective surfaces. Moscow, USSR: Energy, 184.
4. Ala Ali Hasan. (2004). Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air. Heat and Mass Transfer, accepted for publication. THP 2004 by author and THP 2004 Springer-Verlag. By permission, 1-32.
5. Rudenko, A., Terekh, A., Tuz, V., Rogachov, V., Kondratiuk, V. (2015). Estimation of thermal aerodynamic efficiency of single tubes with different cross-section. Scientific Journal „ScienceRise”, No 2/2 (7), 7-11. DOI: 10.15587/2313-8416.2015.37446.
6. Benarji, N., Balaji, C., Venkateshan, S. P. (2008). Unsteady fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes. Heat Mass Transfer, 44, 445-461. DOI: 10.1007/s00231-007-0256-5.
7. Amer Jameel Shareef, Abdulmajeed A. Ramadhan. (2011). Heat Transfer and Fluid Flow Characteristic in banks Flat Tubes. Tikrit Journal of Engineering, Sciences, Vol. 18, (4), 88-103.
8. Ishak, M., Tahseen, Tahseen A., Rahman, Md. Mustafizur. (2013). Experimental investigation on heat transfer and pressure drop characteristics of air flow over a staggered flat tube bank in crossflow. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, V. 7, 900-911. DOI: <http://dx.doi.org/10.15282/ijame.7.2012.7.0073>.
9. Zhukauskas, A. (1982). A convective transfer in heat exchangers. Moscow, USSR: Science, 472.
10. Tahseen, Tahseen Ahmad, Rahman, M. M., Ishak, M. (2014). An experimental study of air flow and heat transfer over in-line flat tube bank. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, V. 9, 1487-1500. DOI: <http://dx.doi.org/10.15282/ijame.9.2014.1.0123>.
11. Kondratiuk, V. A., Terekh, A. M., Baranyuk, A. V., Pis'mennyi, E. N. (2015). Heat transfer of staggered bundles of flat oval tube in transversal flow. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1/8 (73), 43-48. DOI: 10.15587/1729-4061.2015.37318.

12. Pis'menyi, E.N., Kondratyuk, V.A., Zhukova, Y.V., Terekh, A. M. (2011). Heat transfer of staggered bundles of flat-oval tubes in cross flow. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2/8 (50), 4-8.

13. Thermal calculation of boiler plants (standard method) (1973). Ed. 2, edited by N. V. Kuznetsov. Moscow, USSR: Energy, 296.

14. Terekh, A. M., Semenyako, A.V., Tuz, V. E., Kondratyuk, V. A. (2013). Flowing around single cylinders in transversal flow. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2/8 (62), 23-26.

УДК 536.24:533.6.011

О. М. Терех, к.т.н., с. н. с., **ORCID** 0000-0002-1320-8594

О. В. Баранюк, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0001-6008-6465
Кондратюк В. А. к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0001-5035-311X

В. А. Рогачов, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0001-5489-874X

А. І. Руденко, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0002-8541-9710

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»**

ТЕПЛООБМІН ПОПЕРЕЧНО-ОМИВАНИХ ПАКЕТІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ

Виконані експериментальні дослідження конвективного теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб при поперечному їх омиванні повітряним потоком в діапазоні змінення чисел Рейнольдса $2000 < Re_{d1} < 30000$ при варіюванні відносного подовження профілю плоскоовальної труби d_2/d_1 від 2 до 5, а відношення поперечного кроку труб до подовжнього S_1/S_2 варіювалось від 0,4 до 1,45. Встановлено вплив геометричних і режимних параметрів на теплообмін пакетів. Інтенсивність теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб при варіюванні відносного подовження профілю труб d_2/d_1 в межах від 2 до 5 змінюється на (10-25)%, а при варіюванні крокових характеристик труб при $d_2/d_1 = const$ на (8-12)%. Запропоновані розрахункові співвідношення для визначення коефіцієнтів теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб, що враховують вплив на теплообмін режимних параметрів, геометричних характеристик труб та пакетів і які можуть бути використані в розрахунках теплообміну повітропідігрівачів котельних агрегатів, регенераторів газотурбінних установок.

Ключові слова: теплообмін, дослідження, плоскоовальна труба, шаховий пакет, розрахунок, узагальнені залежності.

Надійшла 15.05.2019

Received 15.05.2019

УДК 62.768+62.747+62.744

М.К. Безродний, д-р техн. наук, проф., **ORCID** 0000-0002-3500-5165

О.О. Майстренко, магістрант, **ORCID** 0000-0003-1961-7548

**Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені
Ігоря Сікорського»**

ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОАСОСНО-АДСОРБЦІЙНОЇ СИСТЕМИ КОНСЕРВУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

В роботі представлена розробка теплоасосно-адсорбційної системи для осушення повітря, яке використовують для довгострокового консервування енергетичного обладнання. Розроблено теоретичну модель для подальшого числового дослідження роботи системи. Виконано числовий аналіз термодинамічної ефективності, досліджено зміну параметрів повітря у вузлових точках системи, проаналізовано вплив зміни температури та відносної вологості оточуючого повітря, а також температура
© М.К. Безродний, О.О. Майстренко, 2019