

Энергетика

УДК 536.2 (075)

ИССЛЕДОВАНИЕ СЛОЖНОГО ТЕПЛООБМЕНА В МНОГОСЛОЙНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОНСТРУКЦИИ ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Л.С. Абишева

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

E-mail: totig@yandex.ru

Проведены экспериментальные и теоретические исследования сложного теплообмена в газовой прослойке, которые позволили выполнить анализ процесса передачи теплоты, определить вклад каждой составляющей теплообмена (конвективного теплообмена и излучения), найти эквивалентный коэффициент теплопроводности вертикальной цилиндрической воздушной прослойки на различных режимах работы лабораторной установки в широком диапазоне температур (от 0 до 3000 °С). Результаты исследования будут полезны при моделировании теплообменных процессов в газовых прослойках, при выборе оптимальной (энергоэффективной) толщины прослойки, материала стенок, состава среды и т. д.

Ключевые слова: *сложный теплообмен, энергосберегающие газовые прослойки, излучение, система нелинейных уравнений, конвективный теплообмен, эквивалентный коэффициент теплопроводности газовой прослойки, графоаналитический метод.*

Исследование сложного теплообмена в газовых прослойках многослойных конструкций рассмотрено в [3]–[5]. В настоящей работе представлены результаты экспериментальных и теоретических исследований сложного теплообмена в газовой прослойке, которые позволили провести анализ процесса передачи теплоты, определить вклад каждой составляющей теплообмена (конвективного теплообмена и излучения), найти эквивалентные коэффициенты теплопроводности газовой прослойки в широком диапазоне температур с учетом всех частных особенностей этого процесса.

Передача теплоты излучением происходит посредством электромагнитных колебаний. В зависимости от длины волны различают следующие виды излучения: космическое, гамма-излучение, рентгеновское, ультрафиолетовое, видимое (световое), тепловое (инфракрасное), радиоволны. К излучениям, возникновение и распространение которых определяется только температурой излучающего тела и его оптическими свойствами, относятся лишь световое и инфракрасное. Фи-

Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках базовой части государственного задания ФГБОУ ВО «СамГТУ» (код проекта: 1273).

Любовь Сергеевна Абишева, ассистент «Теоретические основы теплотехники и гидромеханика».

зическая природа их одна и та же – различие лишь в длине волны. В связи с этим процесс их распространения объединяется под одним общим понятием – тепловое излучение.

Количество теплоты, передаваемое путем излучения, становится соизмеримым с конвективными и молекулярными тепловыми потоками лишь при высоких температурах. При очень высоких температурах (камеры сгорания авиационных и ракетных двигателей, плазменные установки и др.) теплообмен излучением может значительно превосходить любые другие виды теплообмена. Поэтому проблема расчета конструкций, работающих при таких температурах, приобретает особую актуальность. Однако сложность решения краевых задач лучистого теплообмена связана с его нелинейностью. Так, тепловой поток, передаваемый от более нагретой стенки цилиндрической воздушной прослойки к менее нагретой, определяется по формуле

$$q = \varepsilon_{np} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (1)$$

где q – тепловой поток, Вт/м²;

$c_0 = 5,67$ Вт/м² К⁴ – коэффициент излучения абсолютно черного тела;

T_1, T_2 ($T_1 > T_2$) – температуры стенок, К;

ε_{np} – приведенная степень черноты для замкнутых пространств, определяемая по формуле

$$\varepsilon_{np} = 1 / (1 / \varepsilon_1 + F_1 / F_2 (1 / \varepsilon_2 - 1)). \quad (2)$$

В соотношении (2) ε_1 и ε_2 – степени черноты поверхности стенок, через которые происходит передача теплоты путем лучистого теплообмена; F_1 и F_2 – площади меньшей и большей стенок, между которыми находится воздушная прослойка.

Таким образом, нелинейная (степенная) зависимость теплового потока от температуры существенно усложняет расчеты температурного состояния тел, участвующих в лучистом теплообмене.

Приведенные выше теоретические положения и формулы будут использованы далее при определении температурного состояния конструкций и лучистой составляющей коэффициента теплопроводности.

Схема установки, предназначенной для исследования процесса сложного теплообмена в газовых прослойках, представлена на рис. 1.

Корпус установки состоит из внешней 1 и внутренней 2 металлических стенок, разделенных слоем изоляции 3 из минеральной ваты толщиной 3,5 см. Кронштейны 4 скрепляют внешнюю и внутреннюю поверхности стенок корпуса установки. С целью уменьшения тепловых перетоков они выполнены из керамики. Внутри корпуса расположена керамическая труба 5 с электрической спиралью 6, обеспечивающая нагрев трубы до необходимой температуры. Мощность электрической спирали регулируется лабораторным автотрансформатором (ЛАТР 25), максимальная мощность спирали 2000 Вт. Наружная поверхность керамической трубы 5 покрыта слоем асбестовой изоляции 7 толщиной около 1 см. Подвод электропитания к спирали выполнен через медные коллекторы 8,

соединенные электрическими проводами 20 с ЛАТРОм 25. Хомуты 9 с помощью винтов 10 прикрепляют керамическую трубу 5 к внутренней поверхности 2 корпуса установки. Для измерения температуры керамической трубы используется хромель-алюмелевая термопара 11, соединенная с потенциометром 26. Сверху установка прикрывается фланцем 12 с асбестовой изоляцией 13. Крышка 12 имеет окна для пропуска охлаждающего воздуха, степень закрытия которых регулируется заслонкой 14, имеющей изоляционную прокладку 15. Снизу печь прикрывается фланцем 17, имеющим тепловую изоляцию (асбест) 18. Отверстия 19 в верхнем 12 и нижнем 17 фланцах служат для охлаждения установки. Охлаждающий воздух 24 нагнетается в печь с помощью вентилятора 22, имеющего регулируемый расход.

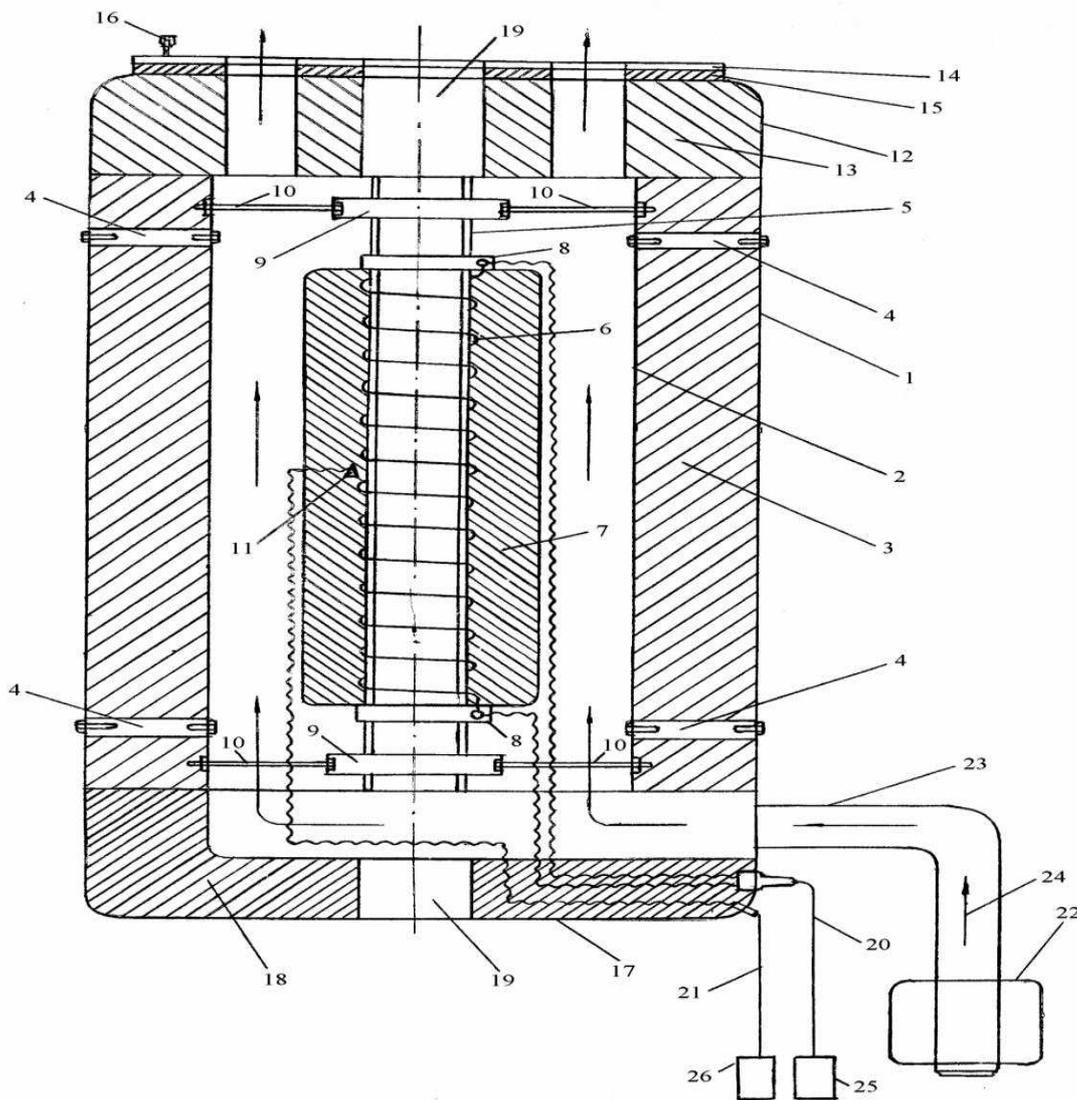


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Тепловой расчет конструкции выполняется для оценки ее основных характеристик – температурного состояния и тепловых потерь через ограждения.

Расчетная схема теплообмена приведена на рис. 2. Тепловой поток от керамической трубы 1 с температурой t_1 проходит через слой асбестовой изоляции 2. В результате температура на внешней поверхности этого слоя в стацио-

нарном режиме устанавливается на некотором уровне t_2 . Далее тепловой поток передается излучением, конвекцией и теплопроводностью (сложный теплообмен) через воздушную прослойку 3 от внешней поверхности слоя асбестовой изоляции 2 к внутренней поверхности металлической стенки слоя изоляции из минеральной ваты 3. Через слой изоляции из минеральной ваты теплота передается теплопроводностью. С внешней поверхности металлической стенки 4 тепло отводится в окружающий воздух путем конвективного теплообмена (теплоотдачи).

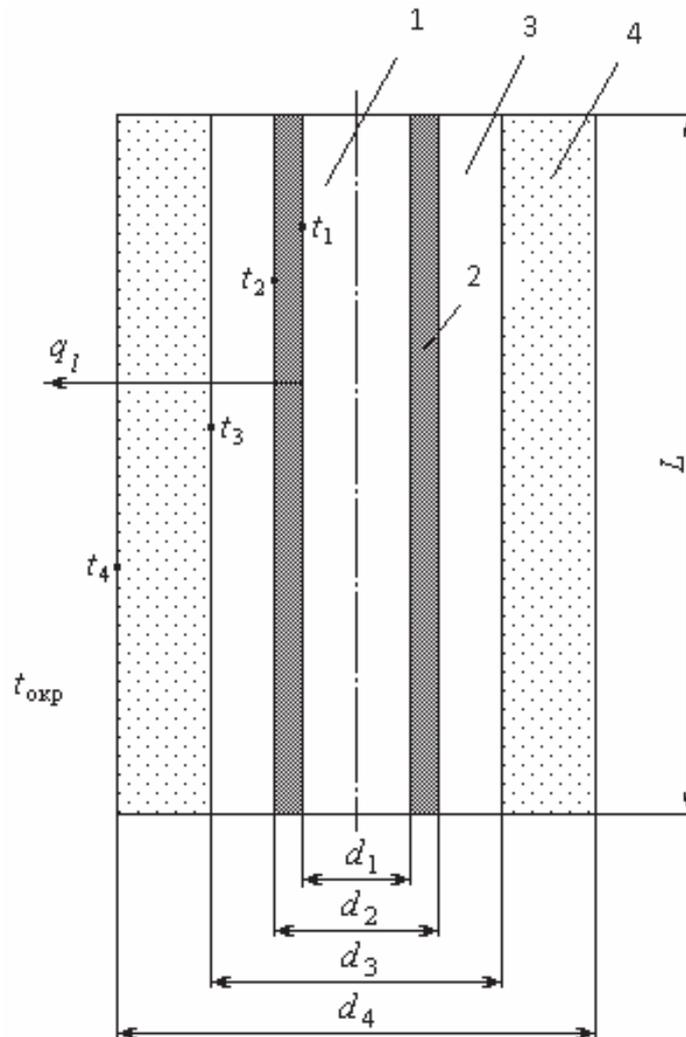


Рис. 2. Расчетная схема теплообмена:

- 1 – керамическая труба; 2 – слой асбестовой изоляции; 3 – воздушная прослойка;
4 – слой внешней изоляции (минеральная вата)

В соответствии с описанной схемой теплообмена расчетная методика основывается на следующих уравнениях, записанных для линейной плотности теплового потока.

Уравнение переноса тепла теплопроводностью через цилиндрический слой внутренней асбестовой изоляции:

$$q = \frac{\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт/м.} \quad (3)$$

Уравнение сложного теплообмена в воздушной прослойке:

$$q_2 = 5,67\varepsilon_{np} \left[\left(\frac{t_2 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_3 + 273}{100} \right)^4 \right] \pi d_2 + \frac{2\pi\varepsilon_k\lambda_\varepsilon}{\ln(d_3/d_2)}(t_3 - t_2), \quad (4)$$

где $\varepsilon_k = \lambda_{\text{экв}}/\lambda_\varepsilon$ – коэффициент конвекции;

λ_ε – коэффициент теплопроводности воздуха.

Для определения коэффициента конвекции необходимо воспользоваться формулой, впервые предложенной академиком М.А. Михеевым по результатам обобщения опытных данных для цилиндрических газовых прослоек [1]:

$$\varepsilon_k = 0,18(Gr_\varepsilon Pr_\varepsilon)^{0,25}.$$

Критерий Грасгофа определялся по формуле

$$Gr_\varepsilon = g\beta\delta^3(t_2 - t_3)/\nu_\varepsilon^2,$$

где β – коэффициент температурного расширения воздуха (рассчитывался по среднеарифметической температуре двух стенок $(t_2 + t_3)/2$), $1/^\circ\text{C}$; δ – толщина воздушной прослойки, м; ν_ε – кинематическая вязкость воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$.

Уравнение передачи тепла теплопроводностью через цилиндрический слой внешней изоляции:

$$q = \frac{\pi(t_3 - t_4)}{\frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_4}{d_3}}, \text{ Вт/м.} \quad (5)$$

Уравнение конвективного теплообмена (теплоотдачи) от поверхности наружной стенки корпуса к окружающему воздуху

$$q = \alpha(t_4 - t_{\text{окр}})\pi d_4, \text{ Вт/м.} \quad (6)$$

В стационарном режиме плотность теплового потока одинакова на всех этапах теплообмена, следовательно, во всех четырех уравнениях величина q имеет одно и то же значение.

Термическими сопротивлениями металлических стенок 1 и 2 (см. рис. 2) внешнего слоя изоляции ввиду их малости пренебрегаем. Тепловой поток в радиальном направлении принимается одномерным, что справедливо лишь для центральной части установки ввиду того, что ее высота ($L = 1 \text{ м}$) значительно превышает диаметр ($d_4 = 0,2 \text{ м}$).

Поскольку число неизвестных (q , t_2 , t_3 и t_4) равно четырем, то система уравнений (3) – (6) является замкнутой и из нее все неизвестные формально могут быть найдены. Однако вследствие нелинейности уравнения (4) решение системы принципиально усложняется, поэтому в данном случае она решалась графоаналитическим методом. Суть его сводится к следующему.

Объединяя уравнения (5) и (6), исключаем одну из неизвестных величин (t_4) и получаем вместо двух одно уравнение:

$$q = \frac{\pi(t_3 - t_{\text{окр}})}{\frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{\alpha d_4}}, \text{ Вт/м.} \quad (7)$$

По уравнениям (1) и (7) строим графики функций соответственно $q = f_1(t_2)$ и $q = f_2(t_3)$, полагая величины t_1 и $t_{\text{окр}}$ заданными (рис. 3). Поскольку обе функции линейные, для их построения достаточно задать по два значения аргумента (t_2 и t_3 соответственно). Произвольно выбираем несколько значений плотности теплового потока q_1, q_2, q_3 и т. д. и для каждого из них находим соответствующую пару величин (t_{2-1} и t_{3-1} – для q_1, t_{2-2} и t_{3-2} – для q_2 и т. д.), как показано на рисунке.

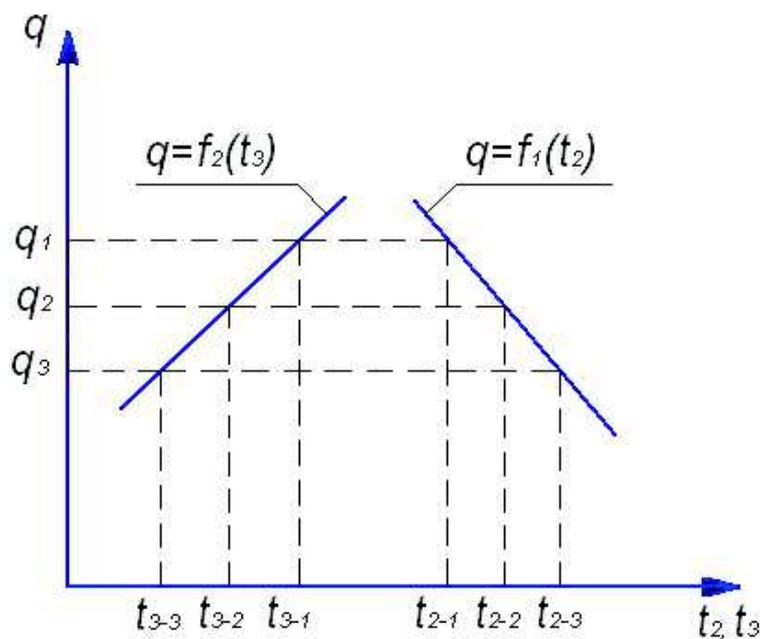


Рис. 3. К графоаналитическому методу расчета

Для каждой пары найденных значений t_2 и t_3 вычисляем по формуле (2) линейную плотность теплового потока, обозначая результаты расчетов как $q_{1л}, q_{2л}$ и т. д. Таким образом, каждому значению q_i ($i = 1, 2, \dots$), выбранному на графике (см. рис. 3), ставится в соответствие некоторое расчетное значение линейного теплового потока $q_{iл}$.

По этим данным строим график зависимости $q_{л} = f(q)$ (рис. 4). Точка пересечения полученного графика с линией $q_{л} = q$ определяет искомое (расчетное) значение плотности теплового потока $q_{\text{расч}}$, по которому с использованием формул (3), (5), (6) находятся расчетные значения t_2, t_3 и t_4 .

Результаты расчетов искомых величин q, t_2, t_3, t_4 представлены в таблице. Определены линейные плотности теплового потока, передающегося излучением (первое слагаемое в уравнении (4)) и посредством конвективного теплообмена (второе слагаемое из (4)). Эквивалентный коэффициент теплопроводности нахо-

дился из формулы, в которой цилиндрическая воздушная прослойка рассматривается как твердое тело:

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{q \ln \frac{d_3}{d_2}}{2\pi(t_2 - t_3)}, \text{ Вт/м К.} \quad (8)$$

Результаты расчетов искомых величин q , t_2 , t_3 , t_4

Линейная плотность теплового потока, q Вт/м	Линейная плотность теплового потока, передающегося излучением $q_{\text{л}}$, % от q	Линейная плотность теплового потока, передающегося конвекцией $q_{\text{к}}$, % от q	Температура, °С				Эквивалентный коэффициент теплопроводности воздушной прослойки, $\lambda_{\text{экв}}$, Вт/м К
			t_1	t_2	t_3	t_4	
11,27	50,0	50,0	50	45,5	37,8	21,4	0,082
77,1	68,6	31,4	200	169,2	141,8	29,5	0,158
175,6	84,5	15,5	400	329,8	297,5	41,4	0,305
279,8	93,1	6,9	600	488,1	462	53,7	0,601
383,4	96,4	3,6	800	646,6	625,7	65,4	1,028
486,5	97,8	2,2	1000	805,3	789	76,8	1,673
589,9	98,9	1,1	1200	964	951,9	87,9	2,733
692	99,2	0,8	1400	1123,2	1113,2	98,5	3,879
793,5	99,4	0,6	1600	1282,6	1273,5	108,7	4,888
895,45	99,6	0,4	1800	1441,8	1434,6	118,7	6,971
996,74	99,7	0,3	2000	1601,3	1595	128,3	8,869
1098,2	99,8	0,2	2200	1760,7	1754,9	137,7	10,614
1199,7	99,85	0,15	2400	1920,2	1915,2	146,8	13,45
1301,05	99,88	0,12	2600	2079,6	2075,3	155,6	16,961
1402,3	99,9	0,1	2800	2239,1	2235,3	164,2	20,687
1503,5	99,92	0,08	3000	2398,6	2395,2	172,6	24,789

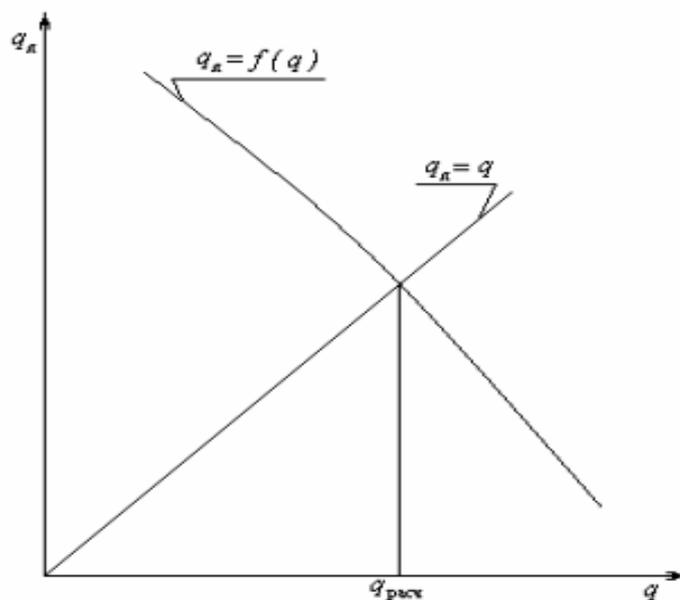


Рис. 4. Определение расчетного теплового потока

Выводы

1. Анализ полученных результатов позволяет оценить вклад каждой составляющей сложного теплообмена в воздушной прослойке (конвективного теплообмена и излучения) в суммарную величину теплового потока q .

2. При $t_1 = 50\text{ }^\circ\text{C}$ температура в воздушной прослойке $t_{cp} = (t_2 + t_3)/2 = 42\text{ }^\circ\text{C}$, при этой температуре количество теплоты, передаваемое излучением, составляет 50 % от общего теплового потока, а остальные 50 % – конвекция и молекулярная теплопроводность.

3. При $t_1 > 50\text{ }^\circ\text{C}$ и средней температуре воздуха в прослойке $t_{cp} > 42\text{ }^\circ\text{C}$ тепловое излучение начинает превалировать над конвективным теплообменом (включающим в себя передачу тепла теплопроводностью), а при температуре воздуха $1200\text{ }^\circ\text{C}$ и выше – 99 % теплоты будет передаваться излучением, и лишь 1 % – другими видами теплопереноса.

4. Известно, что при теплообмене между твердой стенкой и газом в диапазоне температур от 0 до $100\text{ }^\circ\text{C}$ излучающей составляющей процесса теплообмена часто пренебрегают, а количество теплоты, передающееся окружающей среде, определяют по закону Ньютона – Рихмана. Однако, как показали проведенные исследования, для замкнутых газовых прослоек малой толщины ($\delta = 19\text{ мм}$) необходимо учитывать как конвективный теплообмен, так и излучение (в тонких газовых прослойках восходящий и нисходящий потоки воздуха взаимно тормозятся, передача теплоты конвекцией невелика, молекулярная теплопроводность воздуха тоже низкая) [1, 7].

5. Предложенный графоаналитический метод решения системы уравнений, содержащей нелинейное уравнение, позволяет найти единственно верное решение, не прибегая к численному счету, в результате выполнения которого в некоторых температурных диапазонах получается несколько «физических» вариантов решения системы, близких по значениям (несколько действительных корней).

6. Экспериментальная установка может быть использована не только для исследования особенностей протекания сложного теплообмена, но и для определения теплопроводности материалов, включая их температурную зависимость. Для

этой цели используются методы решения обратных задач теплопроводности, когда по известному из эксперимента температурному полю и величине теплового потока из соотношений (3), (4), (5) может быть определен коэффициент теплопроводности любого из слоев. Аналогичным путем может быть вычислена приведенная степень черноты газов или пористых теплоизоляционных материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1997. – 344 с.
2. *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача. – М.: Энергия, 1969. – 440 с.
3. *Кудинов И.В.* Графоаналитический метод расчета потерь теплоты через многослойные стенки при наличии лучистого теплообмена между отдельными слоями // Повышение энергоэффективности зданий и сооружений: Межвузовский сборник научных трудов. – Вып. 6. – СГАСУ. – Самара, 2011. – С. 74–80.
4. *Вытчиков Ю.С., Евсеев Л.Д., Чулков А.А.* Повышение эффективности и долговечности тепловой изоляции трубопроводов систем теплоснабжения с применением скорлуп из пенополиуретана // Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура: научно-технический журнал. – 2013. – Вып. № 2 (10). – С. 90–93.
5. *Сапарев М.Е., Вытчиков Ю.С.* Повышение теплозащитных характеристик керамзитобетонных ограждающих конструкций с помощью экранной тепловой изоляции // Строительные материалы: научно-технический и производственный журнал. – М., 2013. – № 11. – С. 12–15.
6. *Кудинов И.В., Абишева Л.С., Бранфилева А.Н.* Исследование сложного теплообмена в многослойной цилиндрической конструкции, включающей энергосберегающие газовые прослойки // Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура: научно-технический журнал. – 2014. – Вып. № 3 (16).. С. 90-95..
7. *Фокин К.С.* Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1973. – С. 287.

Статья поступила в редакцию 3 октября 2016 г.

RESEARCH OF COMPLEX HEAT TRANSFER IN MULTILAYER CYLINDRICAL STRUCTURES SOURCES

L.S. Abisheva

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya str., Samara, 443100, Russian Federation

Experimental and theoretical investigations of complex heat exchange in gas seam are given which allowed to analyze heat transfer process, to define the quality of each heat exchange constituent (heat convection and emission), to find equivalent heat conduction coefficient of vertical cylindrical air seam at different modes of operation of laboratory unit at wide temperature range (from 0 till 3000 °C). The results will be useful for heat exchange processes in gas seams and for the choice of the most optimal seam thickness, walls material and agent composition, etc.

Keywords: heat transfer, energy saving gas layer, the radiation, the system of nonlinear equations, convective heat transfer equivalent coefficient of thermal conductivity of the gas layer, the graph-analytical method.