НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ
ИНСТИТУТ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ИМЕНИ А. В. ЛЫКОВА

ТЕЗИСЫ ДОКЛАДОВ И СООБЩЕНИЙ

Том 1

XV Минский международный форум по тепло- и массообмену
XV Minsk International Heat and Mass Transfer Forum
23 – 26 мая 2016 г.

Минск 2016

УДК 536.24

Издание представляет собой первый том расширенных тезисов докладов и сообщений XV Минского международного форума по тепло- и массообмену.

Сборник содержит тезисы докладов и сообщений по конвективно-радиационному теплообмену (секция № 1), тепломассопереносу при фазовых превращениях (секция № 2).

Редакционная коллегия:

академик НАН Беларуси	О. Г. Пенязьков
чл.-корр. НАН Беларуси	В. М. Асташинский
чл.-корр. НАН Беларуси	Н. В. Павлюкевич
доктор техн. наук	И. Г. Гуревич
доктор физ.-мат. наук	А. С. Сметанников
канд. физ.-мат. наук	Ю. А. Станкевич
канд. физ.-мат. наук	А. Д. Чорный

ISBN 978-985-7138-02-9

© Институт тепло- и массообмена
имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2016

Как видно из графика, в рабочем диапазоне числа Nu = 0,6–1,4 погрешность составляет менее 8%, менее 10% опытных точек выходят за эти пределы. Это позволяет использовать полученную обобщающую зависимость для проектирования широкого круга теплообменных аппаратов с различной конфигурацией пучков.

Литература

1. Мартыненко О. Г., Соковишин Ю. А. Свободно-конвективный теплообмен: Справочник. Минск: Наука и техника, 1982. – 400 с.

2. Позднякова А. В. Совершенствование характеристик и разработка методики расчета промежуточных калориферов лесосушильных камер. Автореф. дис. … канд. техн. наук. Архангельск: Арханг. гос. техн. ун-т, 2003.

3. Новожилова А. В. Свободно-конвективный теплообмен коридорных наклонных пучков из ребристых труб // Наука и технологии. Материалы XXXII Всерос. конф. по проблемам науки и технологий. 12–14 июня 2012. Миасс: МСНТ, 2012. С. 116–118.

4. Новожилова А. В., Марьина З. Г., Верещагин А. Ю., Кунтыш В. Б. Исследование свободно-конвективного теплообмена коридорных ребристых пучков при различных углах наклона труб // ММФ–2012: XIV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: Тез. докл. и сообщ. / Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. 24–28 сентября 2012 г. Минск, 2012. С. 221–224.

УДК 621.396.6.019:536.5.001.24

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА СИСТЕМ ПОРИСТОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ ВЛИЯНИИ ПУЛЬСАЦИЙ ГАЗА-ОХЛАДИТЕЛЯ

В. А. Овчинников, А. С. Якимов

Национальный исследовательский Томский государственный университет, г. Томск, Россия

Вибрационные и колебательные процессы сопровождают некоторые явления природы и могут быть как вредны, так и полезны. Колебательное движение газа и жидкости служат причиной интенсификации широкого круга процессов тепломассообмена и приводит к усилению теплообмена тел, сушки, диффузии, электроосаждения и т. д.

Системы пористого охлаждения широко применяются в технике: испарительные системы, фильтры, элементы тепловой защиты летательных аппаратов [1]. Эксплуатация таких систем может сопровождаться возмущениями, акустическими колебаниями, вибрациями стенок, пульсациями давлений, турбулентными шумами. В зависимости от типа возмущений, амплитуды и частоты колебаний тепловые и фильтрационные характеристики пористых материалов могут искажаться [1].

Целью данной работы является теоретическое исследование систем пористого охлаждения в присутствии малых энергетических возмущений, а также сравнение полученных результатов с известными.

Считается, что в зоне *1* (рис. 1) задан переменный конвективный тепловой поток $q_w(v, t)$, действующий на теплозащитный материал определенное время, тогда, согласно [2], для нахождения теплового потока на проницаемой пластине, обтекаемой турбулентным потоком газа, имеем

$$q_w^{(1)} = \frac{(\rho v)_w (h_e - h_w^{(1)}) \exp\left(\dfrac{1-\mathrm{Pr}}{1+\mathrm{Pr}} b\right)}{1 + \dfrac{2b}{\mathrm{Pr}} \exp\left(\dfrac{b}{1+\mathrm{Pr}}\right) - \exp\left(\dfrac{1-\mathrm{Pr}}{1+\mathrm{Pr}} b\right)},$$

$$b = \frac{(\rho v)_w}{(\alpha / c_p)_0}, \quad \left(\frac{\alpha}{c_p}\right)_0 = \left(\frac{\alpha}{c_p}\right)_{in} \left[1 + \frac{A\cos(ft)}{(\alpha / c_p)_{in}}\right], \quad f = 2\pi\nu, \quad h_w^{(1)} = c_{p2} T_{1w}, \quad c_{p2} = a_1 + 2a_2 T_{2w},$$

где $\mathrm{Pr} = (c_p \mu / \lambda)_e$, a_1, a_2 – постоянные.

В завесной зоне *2* (для задания граничных условий) воспользуемся формулой из [1], в которой учитывается влияние вдува на тепловой поток в виде модификации В. П. Мугалева:

$$q_w^{(2)} = \left(\frac{\alpha}{c_p}\right)_{in} (1 - k_1 b^{k_2})(h_e - h_w^{(2)}), \quad h_w^{(2)} = c_{p2} T_w, \quad b = \frac{(\rho v)_w (y = 0)}{(\alpha / c_p)_{in} (\pi / 2 - z)},$$

где $z = y / L_3$ $1 \le z \le 1 + L_4 / L_3$, k_1, k_2 – постоянные.

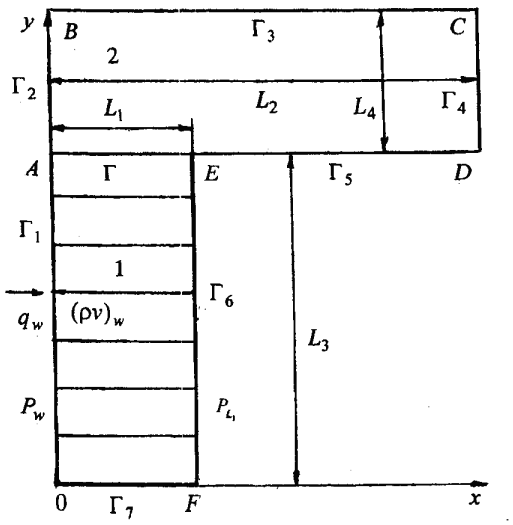


Рис. 1. Схема обтекания тела

Считается, что коэффициент теплопроводности λ_1 каркаса теплозащитного материала известен из [1]

$$\lambda_1 = \lambda_1(T_1) + \lambda', \quad \lambda' = \frac{\pi c_{p2} \rho_2 \varphi B^2 \nu}{\sqrt{2}}.$$

Выражение для эффективной вязкости μ_{eff} в законе Дарси возьмем в виде модификации Эйнштейна:

$$\mu_{eff} = \mu[1 + C\cos(tf)], \quad 0 < C \le 0.2.$$

Задача расчета характеристик теплообмена сводится к решению системы уравнений сохранения [1]:

в области *1* (рис. 1) –

$$\frac{\partial(\rho_2 v \varphi)}{\partial x} = 0, \qquad (1)$$

$$\rho_1 c_{p1}(1-\varphi)\frac{\partial T_1}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left[\lambda_1(1-\varphi)\frac{\partial T_1}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\lambda_1(1-\varphi)\frac{\partial T_1}{\partial y}\right] - A_v(T_1 - T_2), \quad (2)$$

$$c_{p2}\left(\rho_2\varphi\frac{\partial T_2}{\partial t} + \rho_2 v\varphi\frac{\partial T_2}{\partial x}\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda_2\varphi\frac{\partial T_2}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda_2\varphi\frac{\partial T_2}{\partial y}\right) + A_v(T_1 - T_2), \quad (3)$$

$$\alpha_\mu \mu_{ef} v + \beta_v \rho_2 \varphi v|v| = -\frac{\partial P}{\partial x}, \quad (4)$$

$$P = \frac{\rho_2 R T_2}{M}, \quad \lambda_2 = \lambda_{2in}\sqrt{\frac{T_2}{T_{in}}}, \quad \mu = \mu_{in}\sqrt{\frac{T_2}{T_{in}}},$$

в области *2* (сплошная стальная окантовка на рис. 1) –

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right). \quad (5)$$

Система уравнений (1)–(5) решалась с учетом начальных и граничных условий, описанных в [1]. Расход газа-охладителя будем определять из совместного решения стационарного уравнения неразрывности и нелинейного закона Дарси [3]. Давление на внутренней «холодной» поверхности пластины определялось в виде

$$P_{L_1} = kP_{e0}. \quad (6)$$

Постоянная k задавалась так, чтобы обеспечить необходимый расход охладителя (в частности, не достигалась температура плавления стальной оболочки 1600 К [3]) на участке теплового воздействия от $t = 0$ до $t = t_k$. Для численного решения системы уравнений (2), (3), (5) использовалась неявная, абсолютно устойчивая, монотонная разностная схема [4].

Теплофизические и структурные характеристики пористого материала для образца из спеченного порошка нержавеющей стали приведены в [5], а для воздуха – в [6]. Теплофизические коэффициенты сплошной стали (окантовки) $\lambda(T)$, $c_p(T)$ в зависимости от температуры взяты из [7], а величины α_μ и β_v – из [8]. Приводимые ниже результаты получены при T_{in} = 293 К, $(\alpha/c_p)_{in}$ = 0.2 кг/(с·м^2), A = 0.03 кг/(с·м^2), h_e = 1.449·10^7 Дж/кг, $L_1 = 2\cdot10^{-3}$ м, $L_2 = 2\cdot10^{-2}$ м, $L_3 = 9.5\cdot10^{-3}$ м, $L_4 = 2\cdot10^{-3}$ м, $\lambda_1(T_1) = 2.92 + 4.510^{-3}\cdot T_1$ Вт/(м·К), $\rho_1 c_{p1}(T_1) = (1252 + 0.544\cdot T_1)\cdot10^3$ Дж/(К·м^3), $B = 10^{-3}$ м, t_k = 10 с, φ = 0.36–0.67, a_1 = 965.5, a_2 = 0.0735, C = 0.2.

В табл. 1 приведена зависимость экспериментальной $T_w(0)$ [8] и расчетной $T_{1w}(0)$ температур внешней поверхности проницаемой стали от величины расхода газа-охладителя, параметра k в формуле (6) и пористости φ = 0.36 в отсутствие периодических возмущений газа-охладителя (ν = 0). Как видно из табл. 1, отличие относительной погрешности (Δ) расчетной температуры поверхности от экспериментальной составляет не более 11.9%.

В табл. 2 приведены зависимости внешней поверхности каркаса пористой стали T_{1w} от расхода газа-охладителя при φ = 0.4, ν = 0 и ν = 5.2 с$^{-1}$. Расчету отвечают значения $T_{1w}(0)$ при $x = y = 0$, экспериментальному результату $T_w(0)$, взятые из [9]. Отличие относительной погрешности численного решения от эксперимента составляет не более 18.2% при ν = 0 и 17.1% при ν = 5.2 с$^{-1}$.

Таблица 1

Зависимость относительной погрешности температуры поверхности Δ от расхода газа-охладителя $(\rho v)_w$ и параметра k

k	$(\rho v)_w(0)$, кг/(с·м^2)	$T_w(0)$, К	$T_{1w}(0)$, К	Δ, %
1.072	0.2	1224	1370	11.9
1.092	0.4	1044	968	7.2
1.105	0.6	792	763	3.7
1.122	0.8	648	589	9.1

Таблица 2

Относительная погрешность расчетной температуры внешней поверхности каркаса в зависимости от расхода газа-охладителя при отсутствии и влиянии пульсаций

Параметры	ν, с$^{-1}$							
	0				5.2			
$(\rho v)_w(0)$, кг/(с·м^2)	0.4	0.8	1.2	1.4	0.4	0.8	1.2	1.4
$T_w(0)$, К	1080	666	504	450	900	594	450	360
$T_{1w}(0)$, К	933	578	412	373	752	492	375	339
Δ, %	13.6	13.2	18.2	17.1	16.4	17.1	16.6	5.8

Работа выполнена по гос. заданию № 9.1024.2014/к Минобрнауки РФ.

Обозначения

x и y – пространственные координаты, м; P – давление, Па; v – скорость фильтрации газа-охладителя в области *1*, м/с; ρ – плотность, кг/м^3; A_v – коэффициент объемного теплообмена между газом и каркасом, Вт/(К·м^3); R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); α_μ – вязкостный коэффициент в нелинейном законе Дарси, м$^{-2}$; β_v – инерционный коэффициент в законе Дарси, м$^{-1}$; M – молекулярная масса воздуха, кг/моль; L_i, i = 1, 2, 3, 4 – толщины и длины оболочек *1* и *2* на рис. 1, м; $(\rho v)_w$ – расход газа-охладителя в порах теплозащитного материала, кг/(м^2·с); h – энтальпия, м^2/с^2, λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c_p – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); μ – динамическая вязкость, Па·с; (α/c_p) – коэффициент теплообмена, кг/(м^2·с); φ – пористость; B – амплитуда пульсаций стенки каркаса теплозащитного материала, м; A – амплитуда пульсаций газового потока, кг/(с·м^2); ν – частота периодических возмущений, с$^{-1}$; t – время, с; T – температура, К. Индексы: k – момент окончания теплового воздействия; штрих – пульсация характеристик теплообмена; *eff* – эффективное значение; e – внешняя граница пограничного слоя, w – внешняя нагреваемая поверхность обтекаемого тела, 0 – отсутствие вдува с поверхности; *in* – начальное значение (отсутствие пульсаций), 1 и 2 внизу – каркас и газ в области *1*; (1) и (2) вверху – область *1* и *2* на рис. 1; L_1 – внутренняя сторона обтекаемого тела.

Литература

1. Гришин А. М., Голованов А. Н., Зинченко В. И., Ефимов Е. К., Якимов А. С. Математическое и физическое моделирование тепловой защиты. Томск: Изд-во Том. ун-та, 2011. – 358 с.

2. Совершенный В. Д. Инженерные формулы для расчета трения на проницаемой поверхности в турбулентном потоке газа // ИФЖ. 1967. Т. 12, № 4. С. 538–539.

3. Андриевский Р. А. Пористые металлокерамические материалы. М.: Металлургия, 1964. – 187 с.

4. Самарский А. А. Введение в теорию разностных схем. М.: Наука, 1971. – 552 с.

5. Алифанов О. М., Трянин А. П., Ложкин А. Л. Экспериментальное исследование метода определения коэффициента внутреннего теплообмена из решения обратной задачи // ИФЖ. 1987. Т. 52, № 3. С. 461–469.

6. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Физико-математическое государственное издание, 1963. – 670 с.

7. Зиновьев В. Ф, Родионов В. И. Теплофизические свойства металлов при высоких температурах: Справочник. М.: Металлургия, 1989. – 383 с.

8. Голованов А. Н., Рулева Е. В., Якимов А. С. Моделирование процесса тепломассообмена систем пористого охлаждения при наличии малых энергетических возмущений // ТВТ. 2011. Т. 49, № 6. С. 914–921.

9. Голованов А. Н., Рулева Е. В. О влиянии периодических пульсаций газа-охладителя на характеристики теплообмена в системе пористого охлаждения // Вестник ТГУ. Математика и механика. 2011. № 2 (14). С. 85–90.

УДК 621.039

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ НА ТЕПЛООБМЕН В ПОТОКЕ ЖИДКОГО МЕТАЛЛА В КРУГЛОЙ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБЕ

Д. А. Огнерубов[1], Я. И. Листратов[1,2], В. Г. Свиридов[1,2], О. Ю. Зиканов[3]

[1]Национальный исследовательский университет "Московский энергетический институт" (НИУ "МЭИ"), г. Москва, Россия
yaroslav.listratov@gmail.com
[2]Объединенный институт высоких температур (ОИВТ) РАН, г. Москва, Россия
[3]University of Michigan – Dearborn, шт. Мичиган, США

Введение. В данной работе исследуется влияние свободной конвекции на теплообмен в потоке жидкого металла в круглой горизонтальной трубе. Как правило, свободная конвекция приводит к увеличению усредненного коэффициента теплоотдачи, увеличению неравномерности поля скорости и температуры по поперечному сечению потока, в том числе и по периметру стенки канала. В некоторых режимах неравномерность температуры стенки по периметру достигает существенных значений, что приводит к появлению существенных термических напряжений в материале стенки канала, которые могут быть сопоставимы с пределом прочности материала трубы [1]. По этой причине, важно знать границы начала влияния свободной конвекции на коэффициент теплоотдачи и неравномерность температуры по периметру стенки. Эти вопросы актуальны для систем охлаждения, использующих жидкие металлы в качестве теплоносителя, например, для системы охлаждения бланкета термоядерных реакторов.

Вопрос влияния свободной конвекции на теплообмен уже ранее исследовался авторами и был представлен в [2]. В данной работе представлены материалы, которые уточняют и дополняют приведенные ранее результаты.