

ТЕПЛОМАССООБМЕН ММФ-96

ТОМ I



ЧАСТЬ 2

MIF - 96
HEAT/MASS TRANSFER

Академия наук Беларуси
АНК "Институт тепло-
и массообмена им. А.В. Лыкова"

**ТЕПЛОМАССОБМЕН-
ММФ-96**

**HEAT / MASS TRANSFER-
MIF-96**

III Минский международный форум
(20-24 мая 1996 г.)

Том I

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОМАССОБМЕН

Часть 2

Минск 1996

М. Ульев, Н.Д. Андриячук, Н.В. Коробанов

УМЕНЬШЕНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ КАЛОРИФЕРА С ПОМОЩЬЮ КОНВЕКЦИОННЫХ ТРУБ

Уменьшить КПД пламенного калорифера можно, проведя через открытые с обоих концов в окружающую среду вертикальные каналы или расположив систему экранированных вертикальных ребер по боковой поверхности. Такие каналы будут за счет свободной конвекции воздуха рассеивать тепловую энергию стенок в окружающую среду. Вследствие того, что площадь, на которой располагаются основания каналов, ограничена, необходимо определить их оптимальный гидравлический диаметр.

Движение газа под действием выталкивающих сил в открытых с обоих концов каналах ранее рассматривалось в работах [1-3] для плоских каналов. В [4] рассмотрена свободная конвекция в экранированной системе вертикальных ребер. Температуры ребер и основания предполагались равными, а экран - адиабатическим. Свободная конвекция в круглых трубах исследовалась в [5-7]. Исследования здесь проводились в приближении Зуссинеска с постоянными свойствами жидкости. Во всех указанных работах при теоретическом анализе предполагалось, что работа выталкивающих сил затрачивается на движение жидкости в канале, а произведенная кинетическая энергия не учитывалась.

Мы предполагаем, что работа Архимедовых сил, приходящаяся на единицу объема, расходуется на работу против сил трения и на увеличение кинетической энергии единицы объема газа от 0 в свободном пространстве до $\frac{\rho V^2}{2}$ на входе в канал, т.е. мы можем записать, предполагая, что течение ламинарное,

$$\frac{\rho V^2}{2} + \int_0^L \frac{A}{Re d} \frac{\rho V^2}{2} dz = \int_0^L \rho g \beta (T - T_0) dz, \quad (1)$$

т.к. для условий эксплуатации калорифера $Ra < 10^5$. Делая оценку членов в уравнении теплопереноса и усредняя его по поперечному сечению трубы, получим

$$\text{Scp} V \frac{dT}{dz} = -\alpha F (T - T_1) \quad (2)$$

Здесь α - средний по поверхности коэффициент теплоотдачи на стенке канала, определяемый из экспериментальных корреляционных соотношений, полученных для труб конечной длины [6,7]. Это позволяет нам использовать ньютоновский закон теплообмена на стенке и не рассматривать температурную зависимость теплопроводности.

Поскольку в топке калорифера температура стенки конвекционной трубы может достигать значений 600-700 К, нам необходимо учесть температурную зависимость вязкости и ν .

Изменение вязкости учтем соотношением Сатерленда [8]

$$\mu(T) = \mu_0 \frac{273,2 + C_p}{T + C_p} \left(\frac{T}{273,2} \right)^{1,75} \quad (3)$$

а изменение термического коэффициента объемного расширения учтем, предполагая, что воздух - это совершенный газ.

Вводя безразмерные переменные и параметры

$$\chi = \frac{z}{L}; \quad \Theta = \frac{T - T_0}{T_1 - T_0}; \quad v = \frac{\bar{V}}{V_0}; \quad V_0 = \frac{\mu_0}{\rho_0}; \quad Nu = \frac{\alpha r_0}{\lambda}; \quad Pr = \frac{\mu_0 C_p}{\lambda},$$

получим решение (2) при условии, что температура на входе равна T_0 :

$$\Theta = 1 - e^{-\frac{2Nu}{v Pr} \chi} \quad (4)$$

С учетом (4) из (1) получим выражение для определения скорости

$$v^3 \left\{ 1 + \frac{F}{N_p} \left[(1+c) \left(\sqrt{\frac{T_0}{T_c}} - \sqrt{1 - ac^{-b/a}} \right) + c^b \left(\arctg \sqrt{\frac{1 - ac^{-b/a}}{c}} - \arctg \sqrt{\frac{T_0}{C_p}} \right) \right] \right. \\ \left. + \ln \left| \frac{1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_c}}}{1 - \sqrt{1 - ac^{-b/a}}} \right| \right\} - Fv\chi_0 = 2Gr \left\{ \chi_0 - \frac{T_0}{b\Delta T} \ln \left[1 + \frac{\Delta F}{T_0} (1 - e^{-b/a}) \right] \right\} \quad (5)$$

$$a = \frac{T_1 - T_0}{T_1}; \quad c = \frac{C_p}{T_1}; \quad m = \frac{(273,2 + C_p) \sqrt{T_1}}{273,2^k}; \quad Gr = \frac{\rho^2 \nu \Delta T_0^2}{\mu_0^2 T_1};$$

$$\frac{2}{\nu} Nr; \quad F = \frac{Am}{2(1+c)}; \quad \Delta T = T_1 - T_0; \quad Nr = \frac{Nu}{Pr}.$$

Здесь G можно рассматривать как число Грасгофа, рассчитанное на температуре стенки, но с вязкостью, взятой при 0°C .

При малых ΔT , т.е. при $\frac{\Delta T}{T_1} < 1$, изменением вязкости можно пренебречь и получить из (5)

$$1 + \frac{\lambda \chi_0}{2 \mu_0} \frac{\nu}{v} = 2Gr \chi_0 \bar{\Theta}, \quad (6)$$

где $\bar{\Theta} = 1 + \frac{\nu}{2Nr \chi_0} \left(e^{\frac{2Nr \chi_0}{v}} - 1 \right)$ - средняя температура газа в трубе,

$Gr = \frac{\rho^2 \nu \Delta T_0^2}{\mu_0^2}$ - число Грасгофа.

Используя (4)-(6), определяем скорость газа и распределение температуры вдоль канала, с помощью которых получаем распределение безразмерной мощности $q = \nu C_p$, рассеиваемой в зависимости от параметров задачи (рис. 1). При постоянных Gr зависимость от χ_0 немонотонна, что объясняется преобладающим влиянием вязкого трения при больших χ_0 , как при расчете с постоянными свойствами газа, так и с переменными.

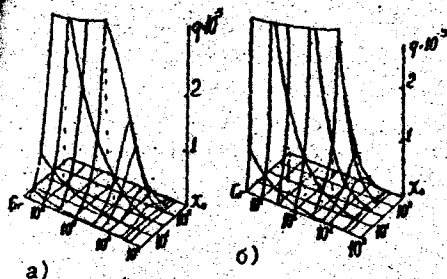


Рис. 1. Распределение безразмерного теплового потока, рассеиваемого круглым каналом: а) с учетом температурного изменения вязкости; б) без его учета

Влияние вязкого трения становится понятно при рассмотрении размерных соотношений (рис. 2). Для малых радиусов вязкие эффекты значительны, скорость газа мала и за время нахождения в трубе он прогревается на значительную величину. С увеличением радиуса влияние вязкости уменьшается, скорость возрастает, но температура в трубе снижается, что ведет к уменьшению движущей силы, и при некотором значении r скорость

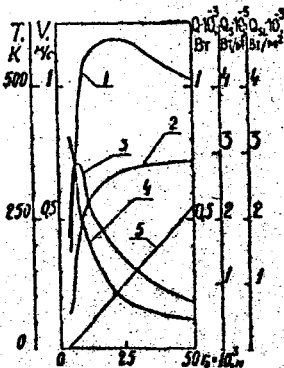


Рис. 2. Зависимость от радиуса круглого канала: 1 - скорости; 2 - плотности теплового потока на стенке трубы Q_{s1} ; 3 - плотности теплового потока, рассеиваемой в пространстве, Q_s ; 4 - температуры на выходе из канала; 5 - мощности, рассеиваемой в пространстве каналом длиной 0,6 м при $T_0 = 293$ К, $T_c = 700$ К

имеет максимум. Максимальное значение плотности потока рассеиваемой энергии приходится на меньший радиус и связано это с уменьшением температуры на выходе из трубы с увеличением r (рис. 2). Интересно отметить, что общее количество рассеиваемой теплоты растет с увеличением радиуса из-за увеличения поверхности теплообмена, а плотность потока теплоты на внутренней стенке стремится к значению для плоской стенки. Оптимальный радиус, определенный с помощью (6), находится в хорошем согласии с величиной оптимального радиуса, полученного из соотношений, приведенных в [9].

Для определения оптимального оребрения калорифера (рис. 3) за температуру стенки канала примем среднюю температуру между температурами внешней стенки топки $T_0 = \text{const}$ и внутренней стенки экрана T_1 (рис. 3). Распределение температуры T_1 вдоль канала определим из баланса теплоты для элемента канала:

$$\frac{\varepsilon}{2-\varepsilon} \sigma (T_0^4 - T_1^4) - \frac{\lambda \text{Nu}}{d} (T_1 - \bar{T}) = \frac{\lambda_s}{\delta} (T_1 - T_2) = \frac{\lambda \text{Nu}^*}{L_c} (T_1 - T_0) + \varepsilon \sigma (T_1^4 - T_0^4).$$

Здесь $d_s = 2hB_0 / (B_0 + N h)$ (рис. 3), $\text{Nu}^* = 0.47 \text{Gr}_c^{1/4}$ [10].

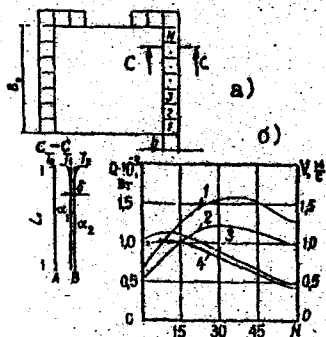


Рис. 3. Поперечное сечение калорифера с системой конвекционных каналов (а); зависимость мощности, рассеиваемой калорифером в пространстве (1, 2), и скорости (3, 4) от количества конвекционных каналов (б)

При этом предполагалось, что экран нагревается от стенки калорифера за счет излучения. Охлаждение экрана происходит за счет конвекции внутри канала, а в окружающей среде - за счет конвекции и излучения.

Решение системы (4), (5), (7) позволяет

рассчитать теплоту, рассеиваемую калорифером в окружающую среду в зависимости от d_e , т.е. от количества ребер (рис.3).

Результаты данной работы послужили основанием для конструирования новых пламенных калориферов, а измерения, произведенные на изготовленных образцах, дают согласие с расчетом с точностью до 20%. Испытания показали, что калорифер с конвективными каналами нагревает воздух в помещении до определенной температуры быстрее, чем калорифер без таких каналов.

Обозначения

A - параметр, определяющий коэффициент в законе Дарси; $V_0 = 0.2$ м; C_p - удельная теплоемкость, Дж/(кг.К); C_m - постоянная в формуле Сатерленда; $g = 9,81$ м/с²; $h = 0.03$ м; d_e - эквивалентный диаметр, м; L_0 - длина канала (0.7м), м; P - периметр, м; r_0 - радиус трубы, м; S - площадь поперечного сечения канала, м²; T , T_c - температура, текущая и стенки, К; α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м².К); β - термический коэффициент объемного расширения, К⁻¹; λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м.К); μ , μ_0 - динамический коэффициент вязкости и вязкость воздуха при 0°C, Па.с; ϵ - степень черноты поверхности; σ - постоянная Стефана-Больцмана, Вт/(м².К⁴); Nu - число Нуссельта; Pr - число Прандтля.

Литература

1. Бодояй, Остерол // Теплопередача.-1962.- Т. 84, № 1.- С.52-57.
2. Kettlebrough C.E. // Int. J. Heat Mass Transfer.-1972.- V. 15.- P. 883-896.
3. Aung W., Ftatcher L.S., Sernas V. // Int. J. Heat Mass Transfer.-1972.- V. 16.- P. 2293-2308.
4. Карки, Патанкар //Теплопередача.-1982.- №2.- С.106-111.
5. Остроумов Г.А. Свободная конвекция в условиях внутренней задачи. - М. - Л.:Гостехиздат, 1952.- С. 256.
6. Elenbaas W. // Physica.-1942.-V.9, N 8.- P. 865-874.
7. Devis L.P., Perona J.J. // Int. J. Heat Mass Transfer.-1971- Vol. 14. - P. 889-903.
8. Бертшнайдер С. Свойства газов и жидкостей. Инженерные методы расчета. - М. - Л.:Химия, 1966.-С.536.
9. Мартыненко О.Г. Соколович Ю.А. Свободно - конвективный теплообмен: Справочник.-Минск: Наука и техника, 1982.- С.400.
10. Гебхарт Б., Джалурия Й., Махараджан Р., Саммакия Б. Свободно-конвективные течения, тепло- и массообмен.- Книга 1.- М.: Мир, 1991.- С. 680.