

Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

В. В. Саломатов, Е. М. Пузырев, Экспериментальное исследование ламинарной конвекции на излучающих поверхностях, *ТВТ*, 1975, том 13, выпуск 3, 674–677

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 18.97.9.170

10 февраля 2025 г., 10:46:24



ная теплопроводность, так и конвективная составляющая, связанная с поперечной циркуляцией, усиливаются при относительно низких температурах воды из-за возрастания плотности, теплопроводности и вязкости. Этот вывод подтверждается результатами опытов, представленными на рис. 4.

Более значительный рост теплоотдачи на лобовой образующей, наблюдающийся при относительно низких температурах воды и в области $t_{ик} < t_r < t_{ст}$, можно объяснить усиливающейся поперечной циркуляцией жидкости, поскольку при этом несимметричность в распределении касательного напряжения по периметру увеличивается в связи со специфической зависимостью вязкости воды от температуры.

Представленные материалы подтверждают предположение о развитии поперечной циркуляции в несимметричном вертикальном потоке жидкости с переменными свойствами. Тем не менее, оно нуждается в экспериментальной проверке.

Энергетический институт
им. Г. М. Кржижановского

Поступило в редакцию
18 XII 1974

ЛИТЕРАТУРА

1. W. C. Reynolds. Intern. J. Heat Mass Transfer, 6, № 6, 1963.
2. E. M. Sparrow, S. N. Lin. Intern. J. Heat Mass Transfer, 6, № 9, 1963.
3. Блэк, Спэрроу. Теплопередача, № 3, 1967.
4. Б. А. Зенкевич, О. В. Ремизов, В. И. Субботин. В сб. Тепло- и массоперенос. «Наука и техника», Минск, 1968.
5. И. Л. Мостинский. Докл. АН СССР, 127, № 2, 1959.
6. B. J. Kamenetsky, M. E. Shitsman. Report on 4. Intern. Heat Trans. Conf. 6, B.8.10, Paris — Versailles, 1970.
7. А. С. Алферов и др. Энергомашиностроение, № 4, 1972.
8. В. С. Протопопов, А. Т. Игамбердыев. Теплофизика высоких температур, 10, № 6, 1972.
9. Ю. В. Визрев, Ю. Д. Барулин, А. С. Коньков. Теплоэнергетика, № 9, 1967.
10. М. Е. Шницман. Теплоэнергетика, № 5, 1968.
11. А. С. Алферов, Р. А. Рыбин, В. Ф. Балунев. Теплоэнергетика, № 12, 1969.
12. Б. Я. Каменецкий. Теплофизика высоких температур, 11, № 2, 1973.

УДК 536.244

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛАМИНАРНОЙ КОНВЕКЦИИ НА ИЗЛУЧАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЯХ

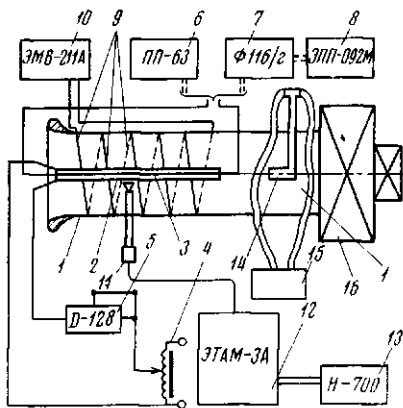
В. В. Саломатов, Е. М. Пузырев

В настоящее время значительный интерес представляет исследование процессов комбинационного переноса тепла, в том числе радиационно-конвективного. Взаимное влияние конвекции и излучения может иметь место не только в излучающе-поглощающих средах [1, 2], но и на теплоотдающей поверхности, омываемой прозрачной жидкостью. Исследованию широкого круга задач данного класса посвящены работы теоретического [1–5] и экспериментального [1, 6–8] характера.

Теоретический анализ [4] показывает, что в трубах, на наружной поверхности которых имеет место теплообмен излучением с окружающей средой, закон конвективного теплообмена определяется не величиной плотности теплового потока, излучаемого стенкой, а ее производной по длине трубы. Влияние излучения приводит к постепенному снижению по длине трубы уровня интенсивности конвективной теплоотдачи в пределах, соответствующих граничным условиям $q_w = \text{const}$ и $T_w = \text{const}$. Поведение теоретических решений и их свойства для радиационно-конвективного теплообмена в трубах подчиняются общим закономерностям, полученным в [9].

В данной работе рассматриваются наиболее слабо изученные экспериментально задачи комбинационного теплообмена при внешнем обтекании, так как случай теплообмена

Рис. 1. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена в условиях вынужденной конвекции



в трубах тщательно исследован в [6]. Теоретический анализ влияния излучения стенки на теплообмен при естественной и вынужденной конвекции [2, 3] позволяет и здесь установить, что влияние излучения приводит к переходу закона конвектив-

ного теплообмена от случая $q_w = \text{const}$ к случаю $T_c = \text{const}$. При этом скорость перехода существенно зависит от параметра излучения β , что не учитывается в имеющихся экспериментах по естественной конвекции [1, 7, 8].

Для проведения опытов были созданы две экспериментальные установки; в качестве непоглощающей рабочей среды использовался воздух. Теплообмен при есте-

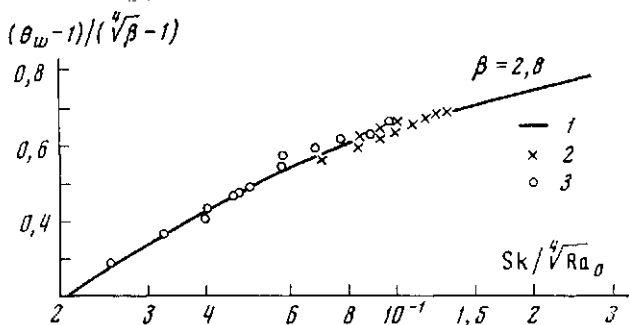


Рис. 2. Сравнение теоретических распределений температуры поверхности в условиях естественной конвекции с экспериментальными данными при $\beta=2,8$:

1 — теория [2]; 2 — опытные данные авторов; 3 — опытные данные [7]

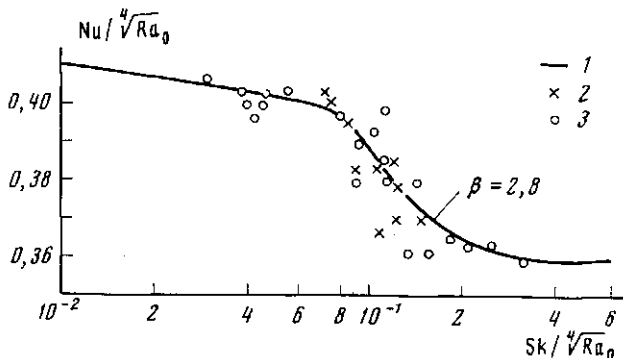


Рис. 3. Числа Нуссельта при естественной конвекции ($\beta=2,8$):

1 — теория [2]; 2 — опытные данные авторов; 3 — данные [1, 7]

ственной конвекции исследовался в стальном баке диаметром 850 и высотой 1500 мм. Схема установки для исследования теплообмена при вынужденной конвекции приведена на рис. 1. Здесь воздух продувался вентилятором 16 по аэродинамической трубе 1 диаметром 350 мм и длиной 3,8 м. Расход воздуха регулировался изменением производительности вентилятора и контролировался микроманометром 15, подключенным к пневмометрической трубке Пито — Праудтля 14. Для того чтобы по отношению к излучению среду можно было считать бесконечной, внутренние поверхности бака и аэродинамической трубы зачернялись ламповой сажей со степенью черноты $\epsilon_c=0,95$. Это позволяло иметь минимальное значение приведенной степени черноты рабочей поверхности

$$\epsilon = 1 / \left[\frac{1}{\epsilon_w} + \left(\frac{1}{\epsilon_c} - 1 \right) \frac{F_w}{F_c} \right] \quad [40]$$

не ниже 0,99 и 0,98 от ее истинного значения ϵ_w , т. е. $\epsilon_{пр} \approx \epsilon_w$.

В ходе эксперимента испытывались различные типы рабочих поверхностей нагрева 2. Наиболее удобными в эксплуатации оказались пластины, изготовленные из электропроводной бумаги и стеклотекстолита, обклеенного металлической фольгой. Для увеличения сопротивления фольга разрезалась на полоски шириной 10–20 мм. Рабочие поверхности имели длину 500–1000 мм, ширину 200–350 мм и устанавливались в баке строго вертикально, а в трубе — по ее оси, и нагревались током про-

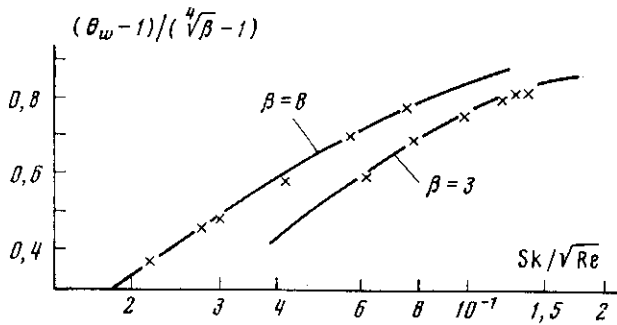


Рис. 4. Сравнение теоретических и экспериментальных данных по распределению температуры поверхности в условиях вынужденной конвекции ($\beta=8$ и $\beta=3$):

кривые — теория [2]; точки — опытные данные авторов

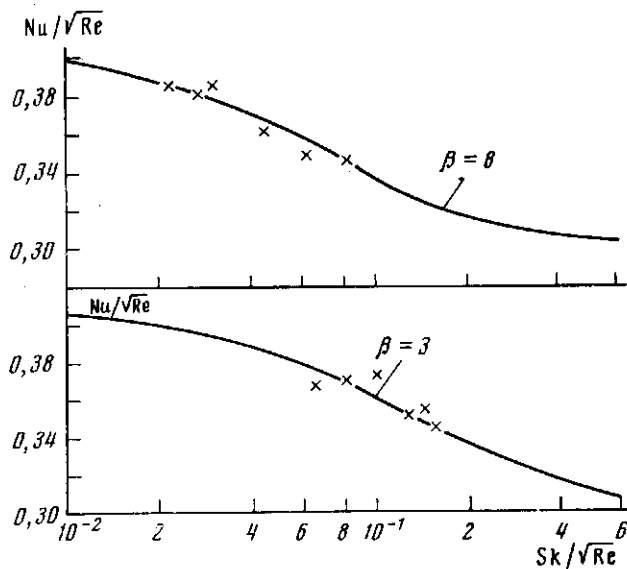


Рис. 5. Числа Нуссельта при вынужденной конвекции ($\beta=8$ и $\beta=3$):

кривые — теория [2]; точки — опытные данные авторов

мышленной частоты от понижающего трансформатора 4. Подводимая мощность контролировалась вольт-амперметром Д-128 5 класса точности 1,0.

Температура поверхности T_w измерялась по эд.с. медь-константановых термопар 3 с помощью потенциометра 6 типа ПП-63 (класс точности 0,05) или усилителем 7 типа Ф-116/1 (класс точности 1,5). Термопары закладывались между листами стеклотекстолита или под верхний лист электропроводной бумаги.

Двумерность течения контролировалась траверсированием пограничного слоя термопарным зондом по ширине пластины.

Температура воздуха T_0 измерялась ртутным термометром или медным термометром сопротивления.

Средняя температура окружающей среды T_c , роль которой играли стенки трубы (бака), измерялась наклеенным по внутренней поверхности трубы медным термометром сопротивления ϑ в комплекте с электронным мостом ЭВМ-211А 10, класса точности 0,5. Выход системы на стационарный режим определялся по данным самопишущего электронного потенциометра ЭПП-09.2М 8.

Для определения режима течения и скорости над пластиной устанавливался подвижной датчик 11 электротермоанемометра ЭТАМ-3А 12. Характер течения в пограничном слое определялся по виду сигнала на экране осциллографа Н-700 13.

При планировании экспериментов [11] в соответствии с имеющейся теорией вопроса [2, 3] было выявлено, что с точки зрения допустимой погрешности и спра-

ведливости приближения ламинарного пограничного слоя наиболее удобным является случай промежуточного влияния излучения.

Эксперименты проводились в следующей области режимных параметров: плотность теплового потока $q_w = 600 - 2770$ $вт/м^2$; температура рабочей поверхности $T_w = 340 - 450^\circ K$; скорость потока воздуха $U = 1,5 - 5$ $м/сек$.

В данных опытах, по оценкам [8], максимальная относительная погрешность измерений находилась в пределах: при естественной конвекции по числу Нуссельта от 9,6 до 12,6%, по безразмерной избыточной температуре от 5,5 до 7%; при вынужденной конвекции по числу Нуссельта от 2,6 до 9,3%, по безразмерной избыточной температуре от 2,2 до 6,3%.

Результаты эксперимента обрабатывались в соответствии с теорией [2, 3] в критериальном виде и совместно представлены на рис. 2-5.

Графики показывают удовлетворительное совпадение теоретических и экспериментальных данных с погрешностью, не превышающей максимальных оценок. Из рис. 2-5 видно, что влияние излучения приводит к переходу закона конвективного теплообмена от зависимости, характерной для граничного условия $g_w = \text{const}$ к случаю $T_w = \text{const}$. Скорость этого перехода определяется параметром излучения β .

Опыт подтверждает правильность математической постановки задачи и возможности упрощений, вводимых при теоретическом анализе процесса [2, 3].

Обозначения: T_w, T_e, T_0 - абсолютные температуры рабочей поверхности, окружающей среды (стенок трубы и бака) и омывающего потока воздуха соответственно; $\theta_w = T_w/T_0, \theta_e = T_e/T_0$ - безразмерные температуры рабочей поверхности и окружающей среды; $\epsilon_w, \epsilon_e, \epsilon$ - степень черноты материала рабочей поверхности, стенок, покрытых сажей, и приведенная степень черноты рабочей поверхности в системе соответственно; F_w, F_e - площади единицы длины рабочей и ограждающей поверхностей; q_w - плотность теплового потока, подводимого к стенке; $\beta = (q_w + \sigma \epsilon T_e^4) / \sigma \epsilon T_0^4$ - параметр излучения; Pr - число Прандтля; $Nu = [q_w - \sigma \epsilon_w (T_w^4 - T_e^4)] / \lambda (T_w - T_0)$ - число Нуссельта; $Re = Ux/\nu$ - число Рейнольдса; $Sk = \sigma \epsilon T_0^3 x / \lambda$ - число Старка; $Na_0 = gx^3/\nu \alpha$ - число Рэлея.

Томский политехнический институт им. С. М. Кирова

Поступило в редакцию
21 VI 1974

ЛИТЕРАТУРА

1. Р. Д. Сесс. В сб. Проблемы теплообмена. Атомиздат, 1967.
2. В. В. Саломатов, Е. М. Пузырев. Теплофизика высоких температур, 10, № 1, 1972.
3. В. В. Саломатов, Е. М. Пузырев. Инж.-физ. ж., 20, № 6, 1971.
4. В. В. Саломатов, Е. М. Пузырев. Изв. АН СССР, Энергетика и транспорт, № 4, 1973.
5. J. C. Chen. Int. J. Heat Mass Transfer, 9, № 5, 1966.
6. И. Беницио, В. Дунсен, Т. Ирвин. В сб. Достижения в области теплообмена. «Мир», 1970.
7. А. С. Ненишев. Автореф. канд. дис., Томск, 1972.
8. Инглэнд, Эмери. Теплопередача, № 1, 1969.
9. В. Д. Виленский. Теплофизика высоких температур, 4, № 5, 1966.
10. А. Г. Блох. Основы теплообмена излучением. ГЭИ, М., 1962.
11. Шенк. Теория инженерного эксперимента. «Мир», 1972.

УДК 536.24

ВАРИАЦИОННАЯ ЗАДАЧА ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ПЛОСКОГО СЛОЯ ИЗЛУЧАЮЩЕЙ СРЕДЫ

А. И. Черноголов, В. Д. Поскотин, Ф. Е. Четин

Среди факторов, влияющих на лучистый теплообмен в рабочем пространстве пламенных печей и различного рода энергетических установок существенное значение имеет форма факела или потока излучающих газов и их положение относительно тепловоспринимающей поверхности. В какой-то мере влияние этих факторов иллюстрируется результатами исследования тепловых потоков в рабочем пространстве мартеновских печей, показывающих резкое изменение их по высоте в начале печи, где наблюдается настильный факел, имеющий четко выраженные границы и плавное изменение в конце, где факел оказывается выродившимся в почти гомогенный поток излучающих газов [1].

Ниже приводится решение простейшей задачи оптимизации формы плоского слоя излучающей среды, опирающегося на нормально расположенную к нему абсолютно черную холодную тепловоспринимающую прямоугольную площадку длиной $2a$. Тол-