

Министерство образования и науки России
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Казанский национальный исследовательский
технологический университет»

З. И. Зарипов, М. С. Курбангалеев, А. А. Мухамадиев,
И. Х. Хайруллин

ТЕОРИЯ ТЕПЛООБМЕНА

Лабораторный практикум

Казань
Издательство КНИТУ
2017

УДК 621.1.016.7(075)

ББК 31.31я7

Теория теплообмена: Лабораторный практикум / З. И. Зарипов, М. С. Курбангалеев, А. А. Мухамадиев, И. Х. Хайруллин.; М-во образ. и науки России, Казан. нац. исслед. технол. ун-т. – Казань : Изд-во КНИТУ, 2017. – 92 с.

ISBN 978-5-7882-0649-3

Во вводной части лабораторного практикума приведены основные принципы измерения параметров (температура, давление, расход, тепловой поток), необходимых для определения искомых величин. Для оценки точности проводимых измерений включен раздел «Оценка погрешности измерений».

Представлены лабораторные работы по наиболее важным разделам «Теория теплообмена». В каждой из работ дано краткое изложение основ теории, схема экспериментальной установки, методики проведения опытов и обработки результатов измерений.

Учебное пособие предназначено для студентов, изучающих дисциплины «Теория теплообмена», «Теплопередача», «Теплофизика», «Теплотехника».

Подготовлено на кафедре теоретических основ теплотехники.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Казанского национального исследовательского технологического университета.

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. КНИТУ *С. А. Бурцев*,
канд. техн. наук, доц. КНИТУ *Д. И. Сагдеев*

ISBN 978-5-7882-0649-3 © З. И. Зарипов, М. С. Курбангалеев,
А. А. Мухамадиев, И. Х. Хайруллин., 2017
© Казанский национальный исследовательский технологический университет, 2017

Правила по технике безопасности

1. Перед проведением лабораторной работы необходимо уяснить содержание поставленной задачи экспериментального исследования, ознакомиться с основами теории изучаемого явления и физической сущностью измеряемых величин.

2. Включение и выключение лабораторной установки производится преподавателем.

3. Во избежание несчастных случаев запрещается заходить за имеющиеся ограждения, трогать приборы, расположенные за лицевой частью установки, облакачиваться на приборы.

4. Запрещается оставлять без надзора включенную установку.

5. В процессе выполнения работы необходимо строго выдерживать указанную в данных методических указаниях последовательность операций и заданные режимы.

6. Результаты измерений в каждом режиме необходимо показывать преподавателю и только после этого переходить к следующему режиму.

7. Ознакомившись с правилами по технике безопасности, расписаться в журнале.

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Все теплотехнические измерения можно разделить на прямые и косвенные. Прямые измерения производятся с помощью специальных приборов, градуированных в единицах искомых величин. Например, при измерении температуры с помощью термометра в °С. При косвенных измерениях значения искомой величины находятся на основании прямых измерений физических величин, связанных с искомой величиной функциональной зависимостью:

$$y = f(x_1, x_2, \dots), \quad (1.1)$$

Например, при измерении температуры с помощью термопар, проводятся прямые измерения термо-э.д.с. (e , мВ) – в цепи термопары с помощью милливольтметра и по зависимости $t = f(e, \text{мВ})$ устанавливается искомая температура t , °С.

1.1. Измерения температур

В лабораторных работах проводятся как прямые – ртутными и спиртовыми термометрами, так и косвенные – хромель-алюмелевыми и хромель-копелевыми термопарами. Используются дифференциальная термопара, у которой оба спая являются рабочими, один – «горячий» спай помещается в исследуемую среду, другой – «холодный» спай находится при комнатной температуре t_0 , величину которой мы знаем. Измерительный прибор – милливольтметр, показывает термо-э.д.с. Δe , пропорциональный разности этих температур $t - t_0 = \Delta t$. По предварительно построенному градуировочному графику $\Delta t = f(\Delta e)$ устанавливается значение Δt , а затем рассчитывается искомая температура

$$t = \Delta t + t_0 \quad (1.2)$$

1.2. Измерение давления

В практике теплотехнического эксперимента измеряют атмосферное, избыточное давления и разрежение.

Атмосферное давление измеряется барометрами (B , мм рт. ст., кПа), избыточное давление – манометрами ($P_{изб.}$, атм, кПа, МПа, кгс/см² и др.), разрежение – вакуумметрами (P_{ϵ} , мм рт. ст., Па, кгс/см²) Для измерения разности давлений используются дифманометры.

Абсолютное давление p есть полное давление, испытываемое газом или жидкостью, равно сумме атмосферного и избыточного $p_{изб.}$ давлений, если давление больше атмосферного:

$$p = B + p_{изб.} \quad (1.3)$$

или, если абсолютное давление p меньше атмосферного B :

$$p = B - p_{\epsilon} \quad (1.4)$$

1.3. Измерение расходов

Приборы для измерения объема или массы потока вещества, проходящего через сечение канала в единицу времени (объемного $\dot{V}$, м³/с или массового $\dot{m}$, кг/с расхода) называются расходомерами. В качестве измерителей расходов используются напорные трубки, суживающие устройства (диафрагмы, сопла), различного типа счетчики.

В наших лабораторных установках для измерения небольших расходов применяются расходомеры постоянного перепада давлений – ротаметры. Они представляют собой коническую стеклянную трубку, внутри которой помещается поплавок. Под действием восходящего потока жидкости или газа поплавок занимает определенное положение на высоте трубки, соответствующее установившемуся расходу вещества. При увеличении расхода поплавок смещается вверх, обеспечивая необходимый кольцевой зазор между коническим корпусом канала и поплавком.

Ротаметры предварительно тарируются для определенного потока вещества: высота верхней кромки поплавка Π в зависимости от объемного или массового расходов:

$$\Pi = f(\dot{V}) \text{ или } \Pi = f(\dot{m}) \quad (1.5)$$

1.4. Измерение тепловых потоков

Тепловой поток $\dot{Q}$, Дж/с, Вт можно рассчитать по косвенным измерениям. В лабораторных установках для упрощения проведения экспериментов чаще всего используется электрический обогрев.

Согласно закону Джоуля-Ленца тепловой поток:

$$\dot{Q}_{эл} = I \cdot \Delta U_{эл}, \text{ Вт}, \quad (1.6)$$

где I – сила тока в электронагревателе, А (Ампер);

$\Delta U_{эл}$ – напряжение, подаваемое на электронагреватель, В (Вольт).

Тепловой поток также можно рассчитать из 1-го закона термодинамики при $p = \text{const}$:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1), \text{ Вт} \quad (1.7)$$

или для идеальных газов

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{pm} \cdot (t_2 - t_1), \text{ Вт} \quad (1.8)$$

где $\dot{m}$ – массовый расход потока вещества, кг/с;

h_1, h_2 – энтальпия на входе и выходе соответственно. Дж/кг;

c_{pm} – средняя изобарная теплоемкость вещества, Дж/(кг·К);

t_1, t_2 – температура на входе и выходе соответственно, °С.

По измеренным или известным величинам, входящим в правую часть уравнения (1.8), рассчитывается искомый тепловой поток $\dot{Q}$.

2. Оценка погрешности эксперимента

2.1. Общие сведения

При проведении экспериментов часто искомая величина непосредственно не измеряется. Она рассчитывается по соответствующим формулам, а величины, входящие в эти формулы, измеряются в опыте. Так, например, коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{эл}}{F \cdot (t_c - t_{жс})}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \quad (2.1)$$

определяется по значениям теплового потока $\dot{Q}_{эл}$, Вт, подводимого электронагревателем, площади теплоотдающей поверхности F , м² и разности температур между стенкой t_c и средой $t_{жс}$. Тепловой поток, отводимый с поверхности нагрева, рассчитывает по измеренным значениям силы тока I и напряжения $\Delta U_{эл}$ в цепи электронагревателя по закону Джоуля-Ленца

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{эл} = I \cdot \Delta U_{эл}, \text{ Вт.} \quad (2.2)$$

Измерения величины, входящих в правую часть уравнений (2.1) и (2.2), осуществляется с некоторой погрешностью, поэтому получаемая в результате расчета интересующая нас величина коэффициента теплоотдачи α также имеет определенную погрешность.

Источниками погрешности измерений являются погрешности приборов, несовершенство методики измерения, недостаточно строгое поддержание требуемого режима, а также отдельные ошибки, зависящие от самого экспериментатора.

Погрешности подразделяются на систематические, случайные и промахи.

Систематическими называются погрешности, остающиеся постоянными или изменяющимися по определенному закону. Сюда относят погрешности приборов и ошибки методики измерения.

Случайными называются погрешности, принимающие при повторных измерениях различные взаимно несвязанные значения.

Промахами называют грубые ошибки, допущенные в процессе измерения, существенно превышающие систематические или случайные погрешности, объясняемые объективными условиями измерения. Причинами промахов являются чаще всего ошибки наблюдателя или неисправности средств измерения.

Погрешности могут быть абсолютными в единицах измеряемой величины, относительными и приведенными.

Абсолютной погрешностью измерения Δ называют алгебраическую разность между значениями x , полученными при измерении, и истинными значениями X определяемой величины, то есть

$$\Delta = x - X.$$

Относительной называют погрешность, выраженную в процентах или долях от значений измеряемой величины:

$$\delta = \frac{\Delta}{x} \cdot 100 \, \%.$$

Приведенной называют погрешность γ , выраженную в процентах от какого-либо нормирующего значения x_N , чаще всего от диапазона измерения, определяемого рабочей частью шкалы прибора:

$$\gamma = \frac{\Delta}{x_N} \cdot 100 \, \%.$$

Качество измерительного прибора оценивается классом точности. Чаще всего класс точности принимается равным допустимой приведенной погрешности.

2.2. Вычисление погрешности измерения

Выясним, как будут влиять погрешности измерения отдельных величин на погрешность искомой величины. Пусть искомая величина W является функцией нескольких величин $(x_1, x_2, \dots, x_n)$, измеряемых непосредственно в опыте:

$$W = f(x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (2.3)$$

Если бы ошибки в измерении $x_1, x_2, \dots, x_n$ были бесконечно малыми, то погрешность в расчете величины определялась бы ее полным дифференциалом:

$$dW = \frac{\partial W}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial W}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial W}{\partial x_n} dx_n. \quad (2.4)$$

В действительности погрешности в измерениях $x_1, x_2, \dots, x_n$ будут конечными величинами, поэтому максимально возможная относительная ошибка определяется как:

$$\delta W = \frac{\Delta W}{W} = \left| \frac{1}{W} \frac{\partial W}{\partial x_1} \Delta x_1 \right| + \left| \frac{1}{W} \frac{\partial W}{\partial x_2} \Delta x_2 \right| + \dots + \left| \frac{1}{W} \frac{\partial W}{\partial x_n} \Delta x_n \right|. \quad (2.5)$$

В соответствии с теорией погрешностей, принимая закон распределения погрешностей измеряемых величин нормальным, искомая величина относительной погрешности определяемой функции

$W=f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ находится как среднеквадратическая

$$\delta W = \pm \sqrt{\delta x_1^2 + \delta x_2^2 + \dots + \delta x_n^2}, \quad (2.6)$$

где $\delta x_1, \delta x_2, \dots, \delta x_n$ – относительные погрешности величин $x_1, x_2, \dots, x_n$, которые измеряются при определении искомой величины W .

2.3. Пример

На экспериментальной установке (лабораторная работа № 1, № 2 и др.) исследуется процесс конвективного теплообмена между стенкой и средой. Этот процесс подчиняется закону Ньютона-Рихмана

$$\dot{Q} = \alpha \cdot F \cdot (t_c - t_{жс}), \text{ Вт} \quad (2.7)$$

где α – коэффициент теплоотдачи – характеризует интенсивность теплообмена между стенкой и средой.

В соответствии с выражением (2.2) путем измерений нужно определить подводимый тепловой поток $\dot{Q}_{эл}$ Вт, (Дж/с).

В лабораторных работах № 2, № 4 и № 14 для измерения силы тока I , напряжения $U_{эл}$ и э.д.с. термопар e используется цифровой милливольтметр. Погрешности измерения на этом приборе зависят от вида и диапазона значений измеряемых величин. В целом эти приборы дают сравнительно небольшие погрешности: - для переменного тока и напряжения δI и $\delta U_{эл}$ не превышают $\pm 0,15 \%$; - для э.д.с. термопар δe составляет $\pm 0,1 \%$.

В других лабораторных работах для измерения силы тока I , напряжения $U_{эл}$ используются приборы, класс точности которых известен и он указан на лицевой панели прибора. Класс точности принимается равным допустимой приведенной погрешности, для большинства этих приборов она составляет $\pm 1,5 \%$.

В лабораторной работе № 1 измерение разности температур $\Delta t = t_2 - t_1 = t_c - t_{жс}$, где t_c – температура теплоотдающей стенки, $t_{жс}$ – температура окружающей среды, производится с помощью милливольтметра, подключенного в цепь термопар, с использованием градуировочного графика. Класс точности этого прибора неизвестен. В этом случае относительная погрешность показания милли-

вольтметра определяется:

$$\delta e = \frac{\Delta e}{e} \cdot 100 \%, \quad (2.8)$$

где Δe – абсолютная погрешность – принимается равной половине цены деления шкалы прибора, в нашем случае с учетом чувствительности прибора составляет 5 мВ; e – замеренные показания прибора, предположим $e=200$ мВ;

тогда
$$\delta e = \frac{\Delta e}{e} \cdot 100 = \frac{5}{200} \cdot 100 = 2,5 \, \%.$$

Затем по показанию милливольтметра по градуировочному графику $\Delta t = f(e)$ определяется $\Delta t = t_c - t_{жс}$. При этом появляются еще две погрешности:

по оси x
$$\delta(\Delta t)_x = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100\%,$$

по оси y
$$\delta(\Delta t)_y = \frac{\Delta y}{y} \cdot 100\%,$$

где на миллиметровой бумаге $\Delta x = 0,5$ мм, $\Delta y = 0,5$ мм.

В данном примере для $e=200$ мВ из графика найдено $\Delta t=15$ °С при $x=75$ мм и $y = 57,5$ мм.

Тогда
$$\delta(\Delta t)_x = \frac{0,5}{75} \cdot 100 = 0,67\%, \quad \delta(\Delta t)_y = \frac{0,5}{57,5} \cdot 100 = 0,87\%.$$

Таким образом, только при измерении разности температур возможная погрешность измерения составила

$$\delta(\Delta t) = \pm \sqrt{\delta e^2 + \delta(\Delta t)_x^2 + \delta(\Delta t)_y^2} = \pm \sqrt{6,25 + 0,45 + 0,76} = 2,73\%$$

Теплоотдающая поверхность также не всегда определяется путем прямых измерений. Например, величина внутренних диаметров трубок малых размеров приходится устанавливать косвенным измерением внутреннего объема (заливкой ртути с последующим взвешиванием и т.д.), тогда появляются погрешности других измерений.

В лабораторных работах № 1 и № 2 эти измерения осуществлялись с помощью штангенциркуля, допускающего определение

измеряемых линейных размеров с абсолютной погрешностью $\pm 0,1$ мм. Поэтому относительная погрешность измерения диаметра составила

$$\delta d = \frac{\Delta d}{d} \cdot 100, \%$$

где Δd – абсолютная погрешность – принимается равной половине цены деления шкалы прибора, в нашем случае с учетом максимально возможного отклонения измеряемой величины от истинного значения $\pm 0,1$ мм она составила $\Delta d = \frac{0,1}{2}$. Поэтому

$$\delta d = \frac{0,1}{2} \cdot \frac{1}{d} \cdot 100, \%$$

При измерении длины трубки l , мм использовалась линейка с ценой деления 1 мм. Относительная погрешность измерения длины составляет

$$\delta l = \frac{\Delta l}{l} \cdot 100, \% = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{l} \cdot 100 \%$$

Таким образом погрешность измерения площади теплоотдающей поверхности трубки длиной l , мм и диаметром d , мм составляет

$$\delta F = \sqrt{\delta d^2 + \delta l^2}, \%$$

Подробнее эти вопросы рассмотрены в [1].

Таким образом, погрешность определения значения коэффициента теплоотдачи α составляет

$$\delta \alpha = \sqrt{\delta \dot{Q}^2 + \delta F^2 + \delta (\Delta t)^2}.$$

Литература:

1. Лабораторный практикум по термодинамике и теплопередаче: Учеб. пособие для энергомашиностроит. спец. вузов/ В.Н.Афанасьев и др.; Под ред. В.И.Крутова, Е.И.Шишова.– М.: Высшая школа, 1988. – 216 с.

Лабораторная работа I

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ (ПОПЕРЕЧНОЕ ОМЫВАНИЕ ОДИНОЧНОЙ ТРУБЫ)

Цель работы: изучить основы теории конвективного теплообмена и элементы теории подобия; ознакомиться с техникой экспериментального исследования процесса теплоотдачи; освоить методику обобщения опытных данных на основе теории подобия.

Задание.

1. Провести опыты по определению средних значений коэффициента конвективной теплоотдачи α при поперечном омывании горизонтальной трубы вынужденным потоком воздуха для двух режимов, указанных в варианте задания:

Таблица 1

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
I, A	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
Π_1	30	35	40	20	25	30	35	40
Π_2	70	75	80	60	65	70	75	80

I – сила тока, проходящего через нагреватель: Π_1 и Π_2 – показания ротаметра, измеряющего расход воздуха.

2. Путем обобщения опытных данных установить явный вид зависимости

$$Nu = f(Re) \text{ в виде } Nu_{\text{жсд}} = c \cdot Re_{\text{жсд}}^m$$

и сравнить ее с уравнениями (11) и (12), приведенными в литературе [1-3].

3. Составить отчет о выполненной работе, который должен содержать задание, основы теории (кратко), схему экспериментальной установки, таблицу опытных данных, результаты обработки, включая таблицы и графики. Последние выполняются на миллиметровой бумаге.

Основы теории

Конвективный теплообмен обусловлен совместным действием конвективного и молекулярного переноса теплоты или конвекцией

и теплопроводностью. Под тепловой конвекцией понимают процесс переноса теплоты при перемещении масс жидкости или газа из области высоких температур в область низких температур, то есть перенос теплоты связан с переносом самой среды. Теплопроводностью называют молекулярный перенос теплоты в сплошной среде, обусловленный наличием градиента температуры.

Конвективный теплообмен всегда сопровождается теплопроводностью, так как при движении жидкости или газа неизбежны соприкосновения отдельных частиц разных энергетических уровней, обусловленных различными температурами.

Конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью твердого тела называют конвективной теплоотдачей или теплоотдачей.

Ввиду того, что в случае теплоотдачи перенос тепла связан с движением самой среды, большое значение приобретают характер ее движения у поверхности твердого тела – стенки и физические свойства среды. Движение среды может быть вынужденным или свободным. Вынужденное движение вызвано действием внешних возбудителей – насосов, вентиляторов и т.п. Такой случай теплообмена называют теплоотдачей при вынужденном движении среды или теплоотдачей при вынужденной конвекции.

Свободное движение среды возникает тогда, когда в различных ее частях температура неодинакова. Это приводит к появлению разности плотностей холодных и нагретых масс среды, вызывающих свободное движение среды или свободную конвекцию. В этом случае происходит теплоотдача при свободном движении или теплоотдача при свободной конвекции. Например, к такому процессу можно отнести движение нагретого воздуха вверх около стенок батарей системы отопления.

Тепловой поток в процессах конвективной теплоотдачи $\dot{Q}_k$, Вт от поверхности площадью F , м² к омывающей ее среде рассчитывается по закону Ньютона-Рихмана:

$$\dot{Q}_k = \alpha(t_c - t_{жс}) \cdot F, \text{ Вт}, \quad (1)$$

$$\text{где: } \alpha_k = \frac{Q_k}{(t_c - t_{жс}) \cdot F}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \text{ или } \frac{Вт}{м^2 \cdot град}. \quad (2)$$

α_k – коэффициент конвективной теплоотдачи – характеризует ин-

тенсивность процесса теплоотдачи;

$\bar{t}_c$ - средняя температура теплоотдающей поверхности – стенки, °C;

$\bar{t}_{жс}$ - средняя температура омывающей среды, °C.

Коэффициент теплоотдачи определяет количество теплоты, передаваемое в единицу времени с единицы площади поверхности при разности температур между поверхностью тела и средой в один градус. Величина коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К) зависит от многих факторов: скорости движения среды, температур среды, стенки и разности этих температур, физических свойств среды, размера, формы, размеров и ориентации теплоотдающей поверхности в пространстве, то есть

$$\alpha_k = f(w, \bar{t}_c, \bar{t}_{жс}, \Delta t, \lambda, \rho, c_p, \nu, d, l, \Phi...), \quad (3)$$

где w - скорость движения среды, м/с;

λ - коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К);

ρ - плотность среды, кг/м³;

c_p – теплоемкость среды (при $p=\text{const}$), кДж/(кг·К);

ν - коэффициент кинематической вязкости среды, м²/с;

d, l, Φ – размеры и форма поверхности твердого тела.

Ввиду сложности процесса теплоотдачи установить связь между переменными в уравнении (3) в общем случае аналитическим путем не представляется возможным. Несмотря на простоту закона Ньютона-Рихмана, не располагая численным значением коэффициента теплоотдачи α_k , рассчитать тепловой поток $\dot{Q}_k$ не удастся. Поэтому большое значение приобретает экспериментальное исследование процесса теплоотдачи.

В соответствии с уравнением (2) для определения α_k в опыте необходимо определить тепловой поток $\dot{Q}_k$, среднюю разность температур $\overline{\Delta t}$ между стенкой и средой, которую часто называют температурным напором, а также площадь теплоотдающей поверхности F . Несмотря на высокую достоверность результатов опыта, судить об общих закономерностях явления на основе единичного опыта нельзя. Существенным недостатком этого пути является частный характер получаемых результатов. Поэтому всякое экспериментальное исследование должно опираться на научно обосно-

ванный метод обобщения, позволяющий на основе единичных опытов, проведенных на лабораторной модели, получить уравнение, пригодное для расчета таких же (подобных) процессов, протекающих в реальных промышленных аппаратах.

При постановке эксперимента должно быть заранее известно, как построить модель для исследования явления, то есть ответить на вопросы:

- 1) какие величины измерять при проведении опытов;*
- 2) как обрабатывать полученные результаты опыта;*
- 3) на какие группы явлений можно распространять результаты обобщений.*

Ответы на эти вопросы могут быть получены при использовании теории подобия, которая дает метод исследования сложных явлений, зависящих от большого количества разнородных физических величин. К исследованию процессов конвективного теплообмена эта теория была впервые применена Нуссельтом в 1910 г., а в последующие годы развита М.В.Кирпичевым, М.А.Михеевым и др.

Понятие подобия физических явлений может быть введено по аналогии с геометрическим подобием. Физические явления одного класса могут рассматриваться как подобные, если они протекают в геометрически подобных системах таким образом, что подобны поля всех однородных физических величин, характеризующих эти явления, например: поля температур, скоростей, плотностей, давлений и т.п. Это означает, что сходственных точках изучаемого пространства в сходственные моменты времени однородные величины первого явления (предположим, на модели) пропорциональны однородным величинам второго явления (предположим, в аппарате).

При исследовании таких сложных явлений, как конвективный теплообмен (см. уравнение (3)), можно воспользоваться **тремя теоремами подобия**, которые отвечают на три ранее поставленных вопроса.

Первая теорема подобия: для подобных между собой явлений одноименные числа подобия имеют одинаковые численные значения. Например,

Числа подобия – безразмерные комплексы физических величин, характеризующих рассматриваемое явление, имеют определенный физический смысл. Например:

$$Nu \equiv \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} - \text{число Нуссельта, определяет интенсивность кон-}$$

вективного теплообмена на границе стенка – среда;

$$Re \equiv \frac{w \cdot d}{\nu} - \text{число Рейнольдса, определяет гидродинамиче-}$$

скую обстановку около теплоотдающей поверхности – ламинарный или турбулентный режим движения среды;

$$Gr \equiv \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} - \text{число Грасгофа, определяет интенсив-}$$

ность свободного движения среды;

$$Pr \equiv \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \cdot \rho}{\lambda \cdot c_p} - \text{число Прандтля, определяет влияние тепло-}$$

физических свойств среды на процесс.

$Re = idem; Gr = idem; Pr = idem$ и др. (*idem* – один и тот же).

Первая теорема подобия даёт четкий ответ на первый вопрос: **в опытах надо измерять те физические величины, которые входят в числа подобия.**

Исходя из того, что сложное физическое явление – конвективный теплообмен можно математически описать системой дифференциальных уравнений, строгое решение которых в общем случае затруднительно, вторая теорема устанавливает: **решение дифференциальных уравнений, можно представить в виде однозначной функциональной зависимости между числами подобия, полученными из этих дифференциальных уравнений, то есть уравнения подобия**

$$Nu = f(Re, Gr, Pr...) \quad (4)$$

Вторая теорема отвечает на второй вопрос: **результаты опытов нужно обрабатывать в форме чисел подобия и представлять в виде зависимости между безразмерными числами подобия – уравнения подобия (4).** Это позволяет найти общую закономерность, справедливую для всех процессов, подобных изучаемому.

Дифференциальные уравнения описывают процессы в целом, то есть класс явлений, и не учитывают индивидуальные особенности частного или конкретного процесса. Эти особенности опреде-

ляются условиями однозначности.

Общие условия подобия можно сформулировать в виде трех правил, которые и представляют суть **третьей теоремы подобия**.

1. Подобные процессы должны быть качественно одинаковыми, то есть они должны иметь одинаковую физическую природу и описываться одинаковыми по форме записи дифференциальными уравнениями.

2. Условия однозначности подобных процессов должны быть одинаковыми во всем, кроме численных значений постоянных, содержащихся в этих условиях.

3. Одноименные определяющие числа подобных процессов (Re , Gr , Pr и т.д.) должны иметь одинаковую численную величину.

Таким образом, третья теорема подобия указывает, что **полученные уравнения подобия справедливы для подобных явлений** и отвечает на третий вопрос.

На положениях третьей теоремы подобия основан метод исследования сложных физических явлений на модельных установках. В соответствии с указанными правилами на этих установках реализуют изучаемое явление с соблюдением условий подобия процессам, протекающим в промышленных аппаратах, что конкретизируется условиями однозначности: геометрическими, физическими, начальными и граничными.

Теория подобия, к сожалению, не раскрывает явный вид зависимости (4). Обычно предполагается степенная зависимость между числами подобия

$$\overline{Nu} = c \cdot Re^m \cdot Gr^n \cdot Pr^k. \quad (5)$$

Уравнение (5) справедливо для теплоотдачи при вынужденном (ламинарном и турбулентном) и свободном движении среды. Для отдельных задач конвективного теплообмена уравнение (5) может быть упрощено. Например, в случае теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении среды уравнение (5) примет вид

$$\overline{Nu} = c_1 \cdot Re^m \cdot Pr^n, \quad (6)$$

так как влияние свободной конвекции мало. Учитывая, что число Прандтля для воздуха в зависимости от температуры практически не меняется, уравнение подобия (6) для теплоотдачи при вынуж-

денном турбулентном движении воздуха примет вид

$$\overline{Nu} = c_2 \cdot Re^{m_2}, \quad (7)$$

В случае теплоотдачи при свободном движении среды влияние вынужденной конвекции отсутствует и уравнение (5) примет вид

$$\overline{Nu} = c_3 \cdot Gr^{n_1} \cdot Pr^{k_1}, \quad (8a)$$

Для теплоотдачи при свободном движении воздуха уравнение (7) приобретает следующий вид

$$\overline{Nu} = c_4 \cdot Gr^{n_2}. \quad (8b)$$

Установление явного вида функций (5)–(8) сводится к определению показателей степеней m , n , k и коэффициентов c_i .

Поперечное омывание одиночной трубы

Поперечное омывание труб часто происходит в теплообменных аппаратах с трубными пучками, когда трубы в первом ряду оказываются в условиях, аналогичных одиночным трубам. Процесс теплоотдачи к поперечному потоку среды около круглой трубы характеризуется рядом особенностей. Плавное, безотрывное омывание поверхности трубы наблюдается только при $Re < 5$, рис. 1а.

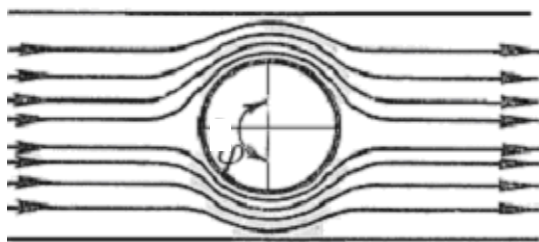


Рис. 1.а. Плавное течение среды при $Re < 5$

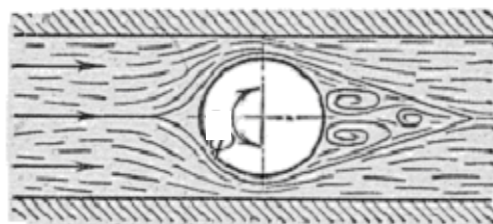


Рис. 1.б. Вихревое движение среды при $Re > 5$

С повышением значений Re ламинарный режим сохраняется в передней «носовой» части трубы, а в «кормовой» части пограничный слой отрывается от ее поверхности и образуется два симметричных вихря. Чем больше скорость потока, тем позднее (т.е. при больших φ) происходит отрыв пограничного слоя, образуется турбулентный пограничный слой ($Re = 10^5 \div 4 \cdot 10^5$), рис. 1б.

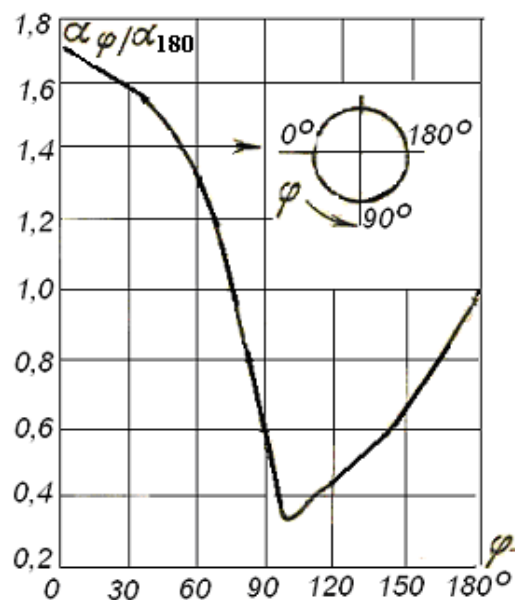


Рис. 2. Изменение коэффициента теплоотдачи α по периметру трубы

Толщина пограничного слоя определяет величину коэффициента теплоотдачи α . Наименьшая толщина пограничного слоя в носовой части ($\varphi \approx 0$), где α имеет наибольшее значение. По мере движения среды толщина пограничного слоя увеличивается и достигает максимального значения почти у экватора ($\varphi \approx 90^\circ$), что примерно соответствует месту отрыва пограничного слоя, при этом α принимает наименьшие значения. В кормовой части из-за разрушения пограничного слоя α увеличивается. При проведении опытов изменение α в зависимости от φ можно заметить по значениям Δt в соответствующих точках (рис.2). В последующем при обработке опытных данных расчеты α осуществляется по среднему значению $\overline{\Delta t}$.

Проведение опытов:

1. Включить установку (рис. 3).
2. Установить заданное значение силы тока I и расхода воздуха Π при помощи трансформаторов 10 и 12,
3. На графике стационарности (рис. 4) через каждые 2 мин наносить показания милливольтметра e до наступления стационарного режима.

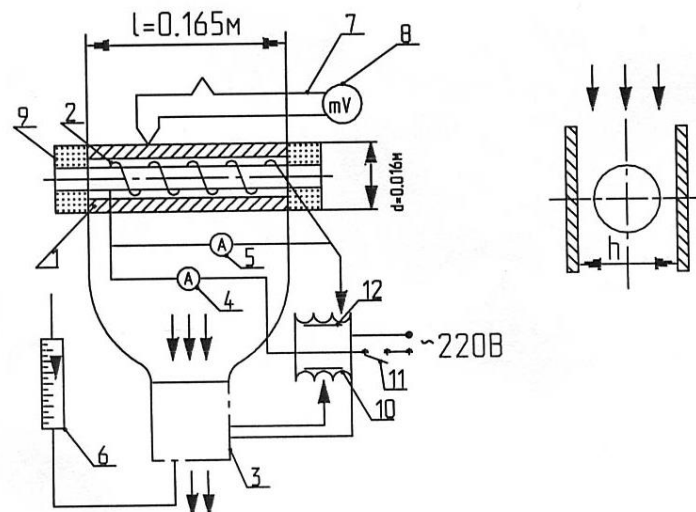


Рис. 3. Схема экспериментальной установки:

- 1 - теплоотдающий элемент - медная трубка; 2 - спираль электронагревателя;
 3 - вентилятор; 4 - амперметр; 5 - вольтметр; 6 - ротаметр;
 7 - дифференциальная термопара; 8 - милливольтметр; 9 - изоляторы;
 10,12 - лабораторные автотрансформаторы; II – переключатель

4. После наступления стационарного режима, о чем свидетельствует неизменность температурного напора Δt , а следовательно, и показаний милливольтметра e в течение 6 мин, в таблицу 2 опытных данных занести показания всех приборов.



Рис. 4. График стационарности (образец)

Таблица 2

№ опыта	I , А	$\Delta U_{эл}$, В	e , мВ	Δt , °С	Π , делений	$\dot{V}$, м³/с	$t_{ж}$, °С	B , мм.рт.ст.
1								
2								

Здесь $\Delta U_{эл}$ - падение напряжения на рабочем участке нагревателя, измеряемое вольтметром 5; e - показания милливольтметра, включенного в цепь термопары. По значениям e из градуировочного графика термопары определить $\Delta t = t_c - t_{жс}$; Π – показания ротаметра 6. По значениям Π из градуировочного графика ротаметра находится объемный расход воздуха $\dot{V}$, м³/с; $t_{жс}$ – температура окружающего воздуха по термометру; B – барометрическое давление.

5. По окончании опытов показать графики стационарности и замеренные опытные данные преподавателю. Отключить установку.

Обработка опытных данных

1. После наступления стационарного режима весь тепловой поток, подводимый электронагревателем, определяется по закону Джоуля-Ленца $\dot{Q}_{эл} = I \cdot \Delta U_{эл}$, Вт. Этот тепловой поток отводится к омываемому воздуху от поверхности трубки за счет конвекции $\dot{Q}_к$, Вт и излучения $\dot{Q}_л$, Вт, то есть $\dot{Q}_{эл} = \dot{Q}_к + \dot{Q}_л$.

Теплоотдающая поверхность трубки наружным диаметром $d=0,016$ м и длиной $l=0,165$ м составляет $F=\pi dl=0,0083$ м²; живое сечение канала около трубки $s=l(h-d)=0,0056$ м².

Степень черноты поверхности трубки $\varepsilon=0,3$; коэффициент объемного расширения воздуха $\beta \cong \frac{1}{T_{жс}}$, 1/К; коэффициенты кинематической вязкости ν , м²/с и теплопроводности λ , Вт/(м·К) в зависимости от температуры определяются по таблице теплофизических свойств воздуха из Приложения.

2. Результаты расчетов занести в таблицу 3 обработки опытных данных.

Таблица 3

Расчетная величина	Формула	№ опыта	
		1	2
1	2	3	4
Температурный напор	$\Delta t = t_c - t_{жс}, ^\circ\text{C}$		

1	2	3	4
Температура поверхности трубы - стенки	$t_c = t_{жс} + \Delta t, ^\circ\text{C}$		
Тепловой поток, выделяемый электронагревателем	$\dot{Q}_{эл} = I \cdot \Delta U_{эл}, \text{Вт}$		
Тепловой поток, отводимый излучением	$\dot{Q}_л = 5,67 \cdot \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{T_c}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] \cdot F, \text{Вт}$		
Конвективный тепловой поток	$\dot{Q}_к = \dot{Q}_{эл} - \dot{Q}_л, \text{Вт}$		
Коэффициент конвективной теплоотдачи	$\alpha_k = \frac{\dot{Q}_к}{F \cdot \Delta t}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$		
Число Нуссельта	$Nu_{жсd} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$		
Логарифм $Nu_{жсd}$	$\lg Nu_{жсd}$		
Объемный расход воздуха	$\dot{V}, \text{м}^3/\text{с}$		
Скорость воздуха	$w = \frac{\dot{V} \cdot 10^{-3}}{S}, \text{м/с}$		
Число Рейнольдса	$Re_{жсd} = \frac{w \cdot d}{\nu}$		
Логарифм $Re_{жсd}$	$\lg Re_{жсd}$		
Примечание. В числах подобия $Nu_{жсd}$ и $Re_{жсd}$: индекс «жс» означает, что теплофизические свойства среды устанавливаются при определяющей температуре $t_{жс}$; индекс «d» – в качестве определяющего размера использован наружный диаметр трубы.			

3. Обобщение результатов опытов – установление явного вида уравнения подобия (6), описывающего конвективную теплоотдачу при поперечном омывании газом наружную поверхность горизонтального цилиндра – трубы диаметром $d=0,016$ м.

На графике с координатами $\lg Nu_{жcd}$ и $\lg Re_{жcd}$ по осям нанести опытные значения из таблицы 3, принимая масштабы по осям одинаковыми и равными

$$\Delta (\lg Nu_{жcd}) = \Delta (\lg Re_{жcd}) = 0,1 \rightarrow 2,5 \text{ см}$$

Провести через них прямую (рис. 3), уравнение которой имеет вид

$$\lg Nu_{жcd} = \lg C + m \lg Re_{жcd}, \quad (9)$$

и определить значение показателя $m = \operatorname{tg} \theta = \frac{\Delta (\lg Nu_{жcd})}{\Delta (\lg Re_{жcd})}$.

Решить уравнение (9) для произвольной точки, лежащей на обобщающей прямой, и рассчитать значение: $c = \frac{Nu_{жcd}}{Re_{жcd}^m}$

Записать искомое уравнение подобия в виде

$$Nu_{жcd} = c \cdot Re_{жcd}^m = \dots \quad (10)$$

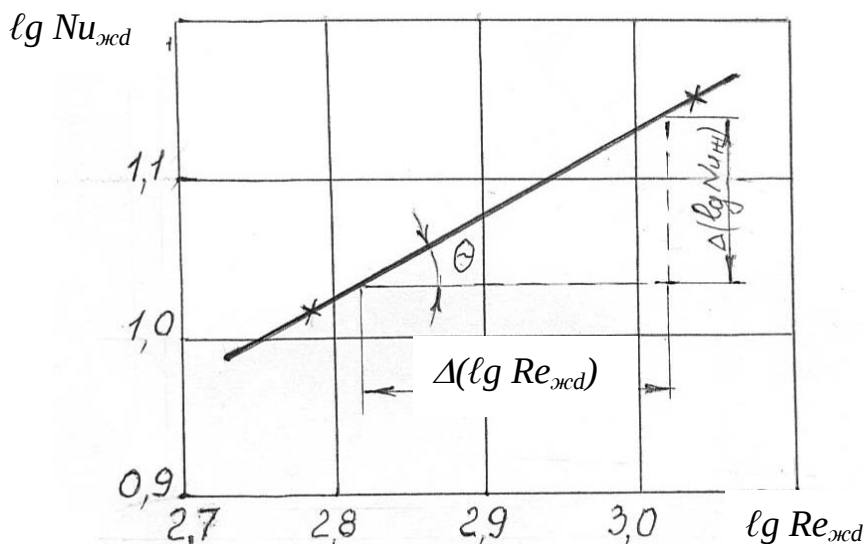


Рис. 5. Графический способ установления зависимости (10)

Для случая теплоотдачи при поперечном омывании воздухом одиночной горизонтальной трубы (в условиях вынужденного движения) на основании многочисленных опытов установлены следующие зависимости [1,2,3]:

$$\text{При } Re_{жcd} = 1 \div 1000 \quad Nu_{жcd} = 0,43 Re_{жcd}^{0,5} \quad (11)$$

$$\text{При } Re_{жcd} = 1000 \div 200000 \quad Nu_{жcd} = 0,216 Re_{жcd}^{0,6} \quad (12)$$

Сравнить полученное уравнение подобия (10) с имеющимися

в литературе (11) и (12).

Согласно третьей теореме подобия, уравнение (10) можно использовать при расчете α для подобных процессов теплоотдачи при вынужденной конвекции. Оно справедливо в области изменения определяющих чисел, охваченных в эксперименте. В данной работе таковым является число Рейнольдса $Re_{жcd}$.

4. Рассчитать систематическую погрешность определения коэффициента теплоотдачи α в опыте. Методика расчета изложена в разделе «Оценка погрешности эксперимента».

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Конвективный теплообмен, теплоотдача. Механизм процесса.

2. Закон Ньютона-Рихмана. Коэффициент теплоотдачи α , его физический смысл и размерность.

3. Факторы, которые оказывают влияние на интенсивность конвективного теплообмена, характеризуемую коэффициентом теплоотдачи α .

4. Основные вопросы, которые возникают при постановке экспериментального исследования процессов конвективного теплообмена.

5. Элементы теории подобия. Физический смысл чисел подобия. Теоремы подобия.

6. Особенности процесса теплоотдачи при поперечном омывании трубы. Формирование пограничного слоя, его влияние на интенсивность теплообмена.

7. Экспериментальная установка для исследования процесса теплоотдачи при вынужденном движении воздуха около горизонтальной цилиндрической поверхности – трубы. Методика измерений.

8. Уравнение подобия конвективного теплообмена. Обобщение опытных данных установление явного вида уравнения подобия.

9. Значение теории подобия как теории эксперимента.

10. Какова область применения полученного уравнения подобия, описывающего процесс теплоотдачи при поперечном омывании трубы, полученного при обобщении опытных данных?

11. Как влияет скорость движения воздуха на интенсивность процесса теплоотдачи в данных условиях? Как это учтено в уравнении подобия?

12. Источники погрешностей измерения. Виды погрешностей. Методика расчета.

Литература.

1. Теплофизические свойства теплоносителей и рабочих тел энерготехнологических процессов и установок. Метод указания. /Аляев В.А. и др. Казань, КГТУ, 2000 г. 64 с.

2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача, М., 2008. – 496 с.

3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М., Энергия, 1975-486с.

Приложение

Теплофизические свойства воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	$\lambda, \text{Вт/м}\cdot\text{К}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
10	1,010	0,0245	14,16
15	1,011	0,0248	14,61
20	1,012	0,0252	15,06
25	1,013	0,0255	15,47
30	1,014	0,0258	16,00
35	1,015	0,0267	16,50
40	1,016	0,0276	16,96
45	1,017	0,0280	17,50
50	1,018	0,0283	17,95
55	1,019	0,0287	18,50
60	1,020	0,0290	18,97
65	1,021	0,0293	19,50
70	1,022	0,0296	20,02

Лабораторная работа № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ ВОЗДУХА ОКОЛО ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБЫ

Цель работы: 1) изучение основ теории конвективного теплообмена и элементов теории подобия; 2) ознакомление с техникой экспериментального исследования процесса теплоотдачи; 3) освоение методики обобщения опытных данных на основе теории подобия.

Задание:

1. Провести опыты по определению коэффициента теплоотдачи α от горизонтальной трубы к воздуху при двух тепловых режимах, указанных в варианте задания:

Таблица 1

вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Положения переключателя нагрузки									
Опыт 1	1	2	3	4	1	2	3	1	2	3
Опыт 2	5	6	7	8	6	7	8	7	8	8

2. Путем обобщения опытных данных установить явный вид уравнения подобия

$$Nu = f(Gr) \text{ в виде } Nu_{жcd} = c \cdot Gr_{жcd}^m,$$

3. Составить отчет о выполненной работе, который должен содержать: задание, основы теории (кратно), схему экспериментальной установки, таблицу опытных данных, результаты обработки, включая таблицы и графики. Последние выполняются на миллиметровой бумаге.

Основы теории

Конвективный теплообмен обусловлен совместным действием конвективного и молекулярного переноса теплоты или конвекцией и теплопроводностью. Под тепловой конвекцией понимают процесс переноса теплоты при перемещении масс жидкости или газа из области высоких температур в область низких температур, то есть перенос теплоты связан с переносом самой среды. Теплопроводностью называют молекулярный перенос теплоты в сплошной среде,

обусловленный наличием градиента температуры.

Конвективный теплообмен всегда сопровождается теплопроводностью, так как при движении жидкости или газа неизбежны соприкосновения отдельных частиц, имеющих различные температуры.

Конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью твердого тела называют конвективной теплоотдачей или теплоотдачей.

Ввиду того, что в случае теплоотдачи перенос тепла связан с движением самой среды, большое значение приобретают характер ее движения у поверхности твердого тела - стенки и физические свойства среды. Движение среды может быть вынужденным или свободным. Вынужденное движение вызвано действием внешних возбудителей – насосов, вентиляторов и т.п. Такой случай теплообмена называют теплоотдачей при вынужденном движении среды или теплоотдачей при вынужденной конвекции.

Свободное движение среды возникает тогда, когда в различных ее частях температура неодинакова. Это приводит к появлению разности плотностей холодных и нагретых масс среды, вызывающих свободное движение среды или свободную конвекцию. В этом случае происходит теплоотдача при свободном движении или теплоотдача при свободной конвекции. Например, к такому процессу можно отнести движение нагретого воздуха вверх около стенок батарей системы отопления.

Тепловой поток в процессах конвективной теплоотдачи $\dot{Q}_k$, Вт от поверхности площадью F , м² к омывающей ее среде рассчитывается по закону Ньютона-Рихмана:

$$\dot{Q}_k = \alpha \cdot (t_c - t_{жс}) \cdot F, \text{ Вт}, \quad (1)$$

$$\text{где: } \alpha_k = \frac{Q_k}{(t_c - t_{жс}) \cdot F}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \text{ или } \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}. \quad (2)$$

α_k – коэффициент конвективной теплоотдачи – характеризует интенсивность процесса теплоотдачи;

t_c - средняя температура теплоотдающей поверхности – стенки, °С;

$t_{жс}$ - средняя температура омывающей среды, °С.

Коэффициент теплоотдачи определяет количество теплоты,

передаваемое в единицу времени с единицы площади поверхности при разности температур между поверхностью тела и средой в один градус. Величина коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К) зависит от многих факторов: скорости движения среды, температур среды, стенки и разности этих температур, физических свойств среды, размера, формы и ориентации теплоотдающей поверхности в пространстве, то есть

$$\alpha_k = f(w, t_c, t_{ж}, \Delta t, \lambda, \rho, c_p, \nu, d, l, \Phi...), \quad (3)$$

где w - скорость движения среды, м/с;

λ - коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К);

ρ - плотность среды, кг/м³;

c_p - теплоемкость среды (при $p=\text{const}$), кДж/(кг·К);

ν - коэффициент кинематической вязкости среды, м²/с;

d, l, Φ - размеры и форма поверхности твердого тела.

Ввиду сложности процесса теплоотдачи установить связь между переменными в уравнении (3) в общем случае аналитическим путем не представляется возможным. Поэтому, несмотря на простоту закона Ньютона-Рихмана, не располагая численным значением коэффициента теплоотдачи α_k , рассчитать тепловой поток $\dot{Q}_k$ не удастся. Поэтому большое значение приобретает экспериментальное исследование.

В соответствии с уравнением (2) для определения α_k в опыте необходимо измерить тепловой поток $\dot{Q}_k$, среднюю разность температур $\overline{\Delta t}$ между стенкой и средой, которую часто называют температурным напором, а также площадь теплоотдающей поверхности F . Несмотря на высокую достоверность результатов опыта, судить об общих закономерностях явления на основе единичного опыта нельзя. Существенным недостатком этого пути является частный характер получаемых результатов. Поэтому всякое экспериментальное исследование должно опираться на научно обоснованный метод обобщения, позволяющий на основе единичных опытов, проведенных на лабораторной модели, получить уравнение, пригодное для расчета таких же (подобных) процессов, протекающих в реальных промышленных аппаратах.

При постановке эксперимента должно быть заранее известно, как построить модель для исследования явления, то есть ответить на вопросы:

- 1) какие величины измерять при проведении опытов;*
- 2) как обрабатывать полученные результаты опыта;*
- 3) на какие группы явлений можно распространять результаты обобщений.*

Ответы на эти вопросы могут быть получены при использовании теории подобия, которая дает метод исследования сложных явлений, зависящих от большого количества разнородных физических величин. К исследованию процессов конвективного теплообмена эта теория была впервые применена Нуссельтом в 1910 г., а в последующие годы развита М.В.Кирпичевым, М.А.Михеевым и др.

Понятие подобия физических явлений может быть введено по аналогии с геометрическим подобием. Физические явления одного класса могут рассматриваться как подобные, если они протекают в геометрически подобных системах таким образом, что подобны поля всех однородных физических величин, характеризующих эти явления, например: поля температур, скоростей, плотностей, давлений и т.п. Это означает, что в сходственных точках изучаемого пространства в сходственные моменты времени однородные величины первого явления (предположим, на модели) пропорциональны однородным величинам второго явления (предположим, в аппарате).

При исследовании таких сложных явлений, как конвективный теплообмен (см. уравнение (3)), можно воспользоваться **тремя теоремами подобия**, которые отвечают на три ранее поставленных вопроса.

Первая теорема подобия: для подобных между собой явлений одноименные числа подобия имеют одинаковые численные значения. Например,

Числа подобия – безразмерные комплексы физических величин, характеризующих рассматриваемое явление, имеют определенный физический смысл. Например:

$$Nu \equiv \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \text{ – число Нуссельта, определяет интенсивность кон-}$$

вективного теплообмена на границе стенка – среда;

$Re \equiv \frac{w \cdot d}{\nu}$ – число Рейнольдса, определяет гидродинамиче-

скую обстановку около теплоотдающей поверхности – ламинарный или турбулентный режим движения среды;

$Gr \equiv \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2}$ – число Грасгофа, определяет интенсив-

ность свободного движения среды;

$Pr \equiv \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \cdot \rho}{\lambda \cdot c_p}$ – число Прандтля, определяет влияние тепло-

физических свойств среды на процесс.

$Re = idem; Gr = idem; Pr = idem$ и др. (*idem* – один и тот же).

Первая теорема подобия даёт четкий ответ на первый вопрос: **в опытах надо измерять те физические величины, которые входят в числа подобия.**

Исходя из того, что сложное физическое явление – конвективный теплообмен можно математически описать системой дифференциальных уравнений, строгое решение которых в общем случае затруднительно, вторая теорема устанавливает: **решение дифференциальных уравнений, можно представить в виде однозначной функциональной зависимости между числами подобия, полученными из этих дифференциальных уравнений, то есть уравнения подобия**

$$Nu = f(Re, Gr, Pr...) \quad (4)$$

Вторая теорема отвечает на второй вопрос: **результаты опытов нужно обрабатывать в форме чисел подобия и представлять в виде зависимости между безразмерными числами подобия – уравнения подобия (4).** Это позволяет найти общую закономерность, справедливую для всех процессов, подобных изучаемому.

Дифференциальные уравнения описывают процессы в целом, то есть класс явлений, и не учитывают индивидуальные особенности частного или конкретного процесса. Эти особенности определяются условиями однозначности.

Общие условия подобия можно сформулировать в виде трех правил, которые и представляют суть **третьей теоремы подобия.**

4. Подобные процессы должны быть качественно одинаковыми, то есть они должны иметь одинаковую физическую природу и описываться одинаковыми по форме записи дифференциальными уравнениями.

5. Условия однозначности подобных процессов должны быть одинаковыми во всем, кроме численных значений постоянных, содержащихся в этих условиях.

6. Одноименные определяющие числа подобных процессов (Re , Gr , Pr и т.д.) должны иметь одинаковую численную величину.

Таким образом, третья теорема подобия указывает, что **полученные уравнения подобия справедливы для подобных явлений** и отвечает на третий вопрос.

На положениях третьей теоремы подобия основан метод исследования сложных физических явлений на модельных установках. В соответствии с указанными правилами на этих установках реализуют изучаемое явление с соблюдением условий подобия процессам, протекающим в промышленных аппаратах, что конкретизируется условиями однозначности: геометрическими, физическими, начальными и граничными.

Теория подобия, к сожалению, не раскрывает явный вид зависимости (4). Обычно предполагается степенная зависимость между числами подобия

$$\overline{Nu} = c \cdot Re^m \cdot Gr^n \cdot Pr^k. \quad (5)$$

Уравнение (5) справедливо для теплоотдачи при вынужденном (ламинарном и турбулентном) и свободном движении среды. Для отдельных задач конвективного теплообмена уравнение (5) может быть упрощено. Например, в случае теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении среды уравнение (5) будет

$$\overline{Nu} = c_1 \cdot Re^m \cdot Pr^n, \quad (6)$$

так как влияние свободной конвекции мало. Учитывая, что число Прандтля для воздуха в зависимости от температуры практически не меняется, уравнение подобия (6) для теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении воздуха примет вид

$$\overline{Nu} = c_2 \cdot Re^{m_2}, \quad (7)$$

В случае теплоотдачи при свободном движении среды влияние вынужденной конвекции отсутствует и уравнение (5) транс-

формируется в

$$\overline{Nu} = c_3 \cdot Gr^{n_1} \cdot Pr^{k_1}, \quad (8)$$

Для теплоотдачи при свободном движении воздуха уравнение (7) приобретает следующий вид

$$\overline{Nu} = c_4 \cdot Gr^{n_2}. \quad (9)$$

Установление явного вида функций (5) – (9) сводится к определению показателей степеней m , n , k и коэффициентов c_i .

Свободная конвекция среды около горизонтальной трубы

Свободная конвекция возникает при перемещении масс среды под действием подъемных сил, образующихся в объеме из-за разности плотностей. Например, при соприкосновении воздуха с нагретом телом воздух нагревается, становится легче (уменьшается плотность ρ) и поднимается вверх. Если же тело холоднее воздуха, тогда, наоборот, от соприкосновения с ним воздух охлаждается, становится тяжелее (плотность увеличивается) и опускается вниз. Поскольку движение воздуха возникает без внешнего побуждения этот процесс называют еще и естественной конвекцией.

При свободном движении среды около твердого тела в пограничном слое температура жидкости изменяется от t_c до $t_{жс}$, а скорость – от нуля у стенки, проходит через максимум и на большом удалении от стенки снова равна нулю (рис.1). Вначале толщина нагретого слоя мала и течение жидкости имеет плавный струйчатый, ламинарный характер. По мере движения толщина слоя увеличивается, и при определенном ее значении течение среды становится неустойчивым, волновым, локонообразным и затем переходит в неупорядочено-вихревое, турбулентное, с отрывом вихрей от стенки. С изменением характера движения изменяется и интенсивность теплоотдачи. При ламинарном движении вследствие увеличения толщины пограничного слоя коэффициент теплоотдачи α по направлению движения убывает, а при турбулентном α резко возрастает и затем по высоте остается постоянным (рис.2).

В развитии свободного движения форма тела играет второстепенную роль. Здесь большее значение имеют протяженность поверхности тела, вдоль которой происходит движения и ее положения. Описанная выше картина движения жидкости (среды) вдоль

вертикальной стенки (или вдоль вертикальной трубы) типична также и для горизонтальных труб и тел овальной формы. Характер движения воздуха около нагретых горизонтальных труб различного диаметра представлен на рис.1 и 2.

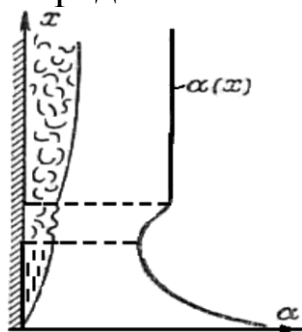


Рис. 1. Изменение коэффициента теплоотдачи при свободном движении вдоль вертикальной стенки

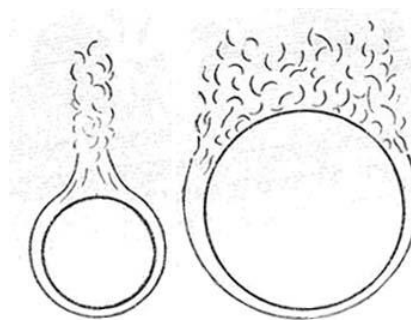


Рис. 2. Свободное движение около горизонтальных труб

Проведение опытов

1. Перед включением установки убедиться, что ручка переключателя режима нагрева *III* (рис. 3) выведена против часовой стрелки до упора, ручка переключателя *V* находится в положении "Утр" и род измеряемой вольтметром *VI* величины в положении «~».

2. Включить цифровой вольтметр *VI* для его прогрева в течение 5 мин. (не менее).

3. Перевести переключатель *V* в положение "э.д.с.", род измеряемой прибором *VI* величины в положении «=», переключатель термомпар *IV* в положение 2.

4. С разрешения преподавателя посредством выключателя *VIII* включить установку.

5. При помощи переключателя *III* установить заданный режим работы трансформатора *II* в соответствии с вариантом (табл.1).

6. Построить график стационарности (рис.4). Для этого через каждые 2 мин записывать показания вольтметра (э.д.с. термопары). При установлении неизменности показаний прибора в течение 6 мин (т.е. наступлении стационарного режима) произвести измерения э.д.с. термопар 1–4, устанавливая переключатель *IV* в соответствующее положение (1–4).

7. Установить переключатель *V* в положение "Iтр", род измеряемой прибором *VI* величины в положении «~» и измерить силу тока.

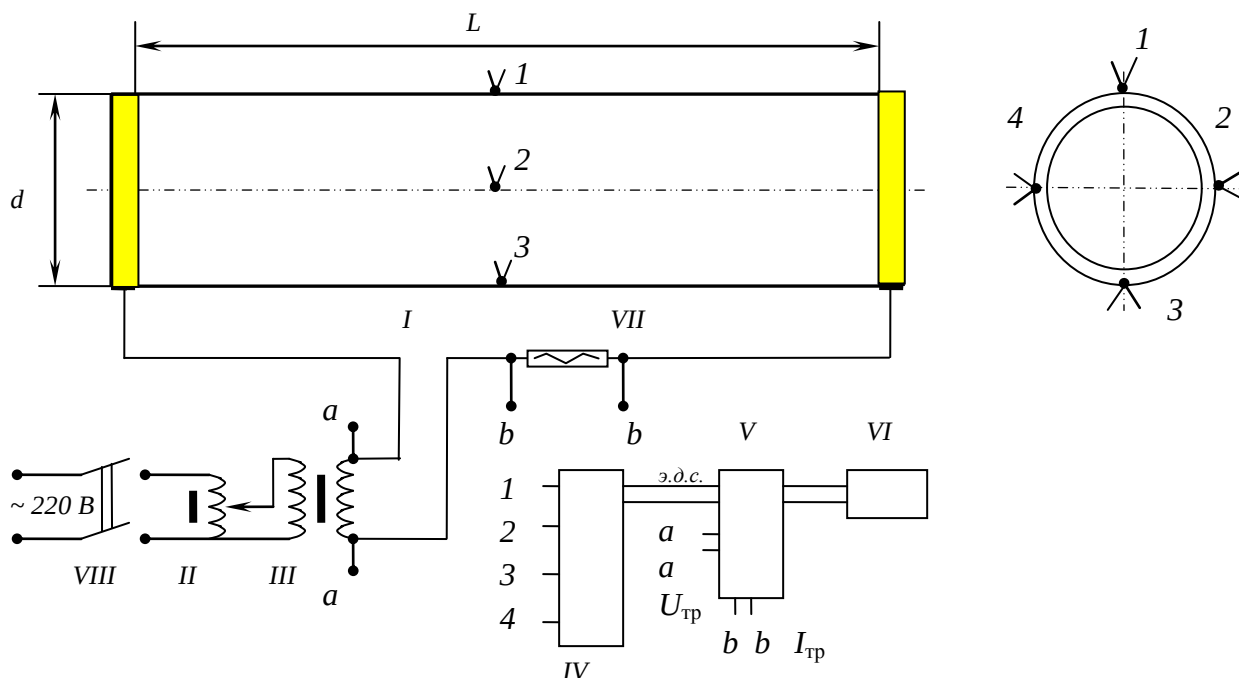


Рис. 3. Схема экспериментальной установки:
 $1 \div 4$ – №№ термомпар, измеряющих температуру поверхности трубки в точках, расположенных под различными углами;
 I – теплоотдающая поверхность – электрически обогреваемая стальная трубка; II – трансформатор; III – переключатель режима нагрева; IV – переключатель термомпар; V – переключатель измеряемой величины; VI – вольтметр; VII – измерительный шунт; $VIII$ – выключатель.

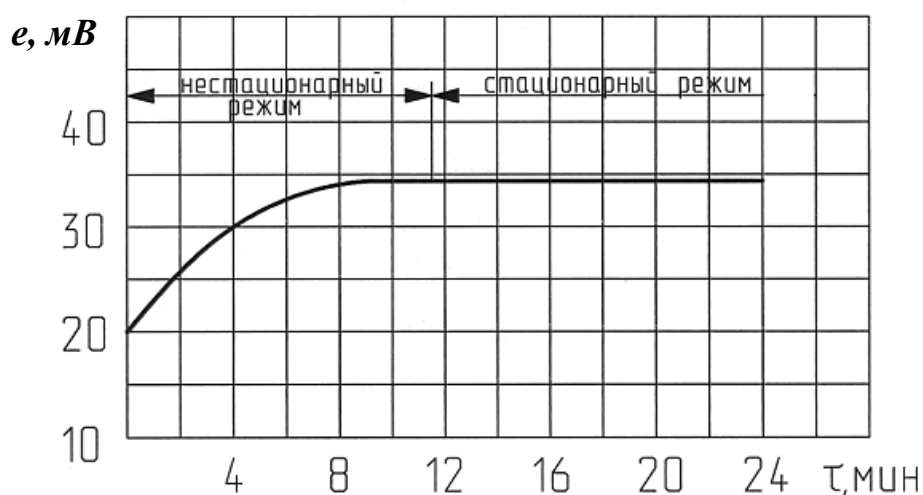


Рис. 4. Образец графика стационарности

8. Аналогичным образом провести измерение напряжения.
9. Измеренные величины занести в таблицу 2 опытных данных.
10. В соответствии с вариантом задания провести второй опыт.

11. По окончании опытов показать графики стационарности и опытные данные преподавателю. Отключить установку.

Таблица 2

№ опыта	φ_I, B	I, A	$\Delta U_{эл}, B$	$e_i, мВ$	$\Delta t_i = t_{ci} - t_{жс}, ^\circ C$	$t_{жс}, ^\circ C$	$B, мм.рт.ст.$
1							
2							

Здесь I – сила тока – при измерении показания цифрового прибора φ_I умножается на коэффициент K_I : $I = K_I \varphi_I$, А, где $K_I = 800$, $\Delta U_{эл}$ – падение напряжения на рабочем участке нагревателя, измеряемое вольтметром. По значениям e_i из градуировочного графика термопары определяется Δt ; $t_{жс}$ – температура окружающего воздуха; B – барометрическое давление.

Обработка опытных данных

1. Тепловой поток, подводимый электронагревателем, определяется по закону Джоуля-Ленца $\dot{Q}_{эл} = I \cdot \Delta U_{эл}$. После наступления стационарного режима этот тепловой поток отводится от горизонтальной трубы к омывающему его воздуху за счет конвекции $\dot{Q}_к$, Вт и излучения $\dot{Q}_л$, Вт, то есть $\dot{Q}_{эл} = \dot{Q}_к + \dot{Q}_л$.

Теплоотдающая поверхность трубы наружным диаметром $d = 0,04$ м и длиной $L = 0,34$ м составляет $F = \pi \cdot d \cdot L = 0,0427$ м².

Степень черноты поверхности трубы $\varepsilon = 0,3$; коэффициент объемного расширения $\beta \cong \frac{1}{T_{жс}}$, 1/К; коэффициент кинематической

вязкости ν , м²/с и теплопроводности λ , Вт/(м·К) в зависимости от температуры определяется по таблице теплофизических свойств воздуха из Приложения.

2. Результаты расчетов занести в таблицу 3 обработки опытных данных.

Таблица 3

Расчетная величина	Формула	№ опыта	
		1	2
Температурный напор	$\overline{\Delta t} = \sum_1^n \Delta t_i / 4, ^\circ\text{C}$		
Температура поверхности трубки - стенки	$t_c = t_{жс} + \overline{\Delta t}, ^\circ\text{C}$		
Тепловой поток, выделяемый в электронагревателе	$\dot{Q}_{эл} = I \cdot \Delta U_{эл}, \text{Вт}$		
Тепловой поток, отводимый излучением	$\dot{Q}_л = 5,67 \cdot \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{T_c}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] \cdot F, \text{Вт}$		
Конвективный тепловой поток	$\dot{Q}_к = \dot{Q}_{эл} - \dot{Q}_л, \text{Вт}$		
Коэффициент конвективной теплоотдачи	$\alpha_k = \frac{\dot{Q}_к}{F \cdot \overline{\Delta t}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$		
Число Нуссельта	$Nu_{жсd} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$		
Логарифм $Nu_{жсd}$	$\lg Nu_{жсd}$		
Число Грасгофа	$Gr = \frac{q d^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \overline{\Delta t}$		
Логарифм $Gr_{жсd}$	$\lg Gr_{жсd}$		
Примечание. В числах подобия $Nu_{жсd}$ и $Gr_{жсd}$: индекс «жс» означает, что теплофизические свойства среды устанавливаются при определяющей температуре $t_{жс}$; индекс «d» – в качестве определяющего размера использован наружный диаметр трубы.			

3. На графике в координатах $\lg Nu_{жсd} - \lg Gr_{жсd}$ нанести опытные точки, принимая масштабы по осям равными:

$$\Delta(\lg Nu_{жсd}) = 0,05 \rightarrow 2,5 \text{ см}, \Delta(\lg Gr_{жсd}) = 0,05 \rightarrow 2,5 \text{ см}.$$

Провести через них прямую (рис.5), которая описывается уравнением

$$\lg Nu_{\text{жcd}} = \lg c + m \lg Gr_{\text{жcd}}, \quad (10)$$

и определить показатель $m = \operatorname{tg} \theta$.

Решить уравнение (10) для произвольной точки, лежащей на обобщенной прямой, и рассчитать значение $c = \frac{Nu_{\text{жcd}}}{Gr^m}$, как эта следует из уравнения (10).

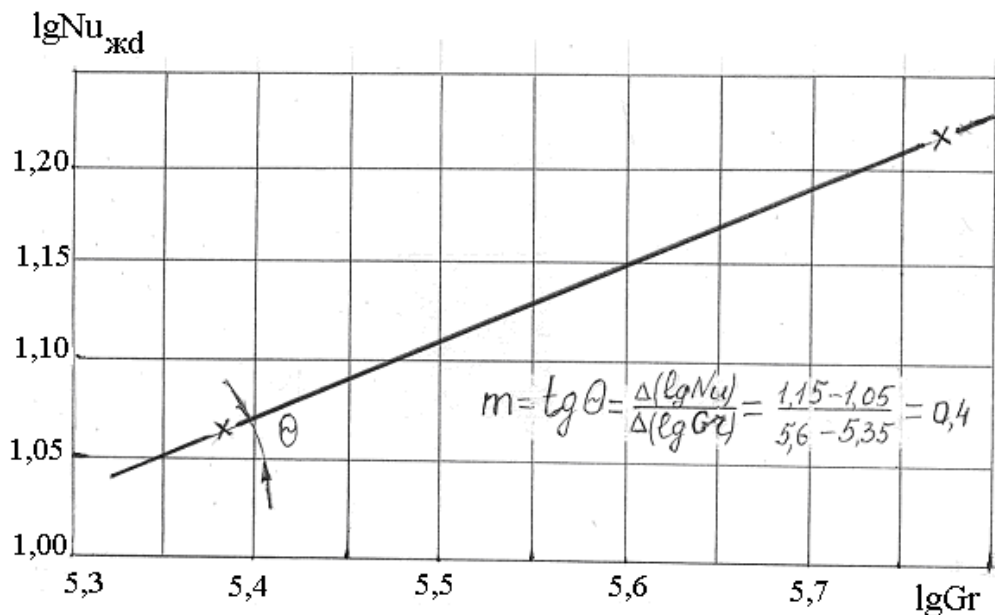


Рис. 5. Графический способ установления зависимости (9)

Записать искомое уравнение подобия в виде

$$Nu_{\text{жcd}} = c \cdot Gr_{\text{жcd}}^m = \dots, \quad (11)$$

Согласно третьей теореме подобия, уравнение (11) можно использовать при расчете α для подобных процессов теплоотдачи при свободной конвекции около горизонтальной трубы. Оно справедливо в области изменения определяющих чисел подобия $(Gr_{\text{жcd}})$, охваченных в эксперименте $((Gr_{\text{жcd}})_1 \div (Gr_{\text{жcd}})_2)$.

Из литературы [1,2,3] известно, что при свободном движении газообразной среды около горизонтальной одиночной трубы установлена зависимость

$$Nu_{\text{жcd}} = 0,47 Gr_{\text{жcd}}^{0,25}, \quad (12)$$

Возможное расхождение уравнения (11) с уравнением (12) можно объяснить тем, что обычно такие зависимости устанавливаются на основании большого количества экспериментального материала, а не по двум точкам, как в этой работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Конвективный теплообмен, теплоотдача. Механизм процесса.
2. Закон Ньютона-Рихмана. Коэффициент теплоотдачи α , его физический смысл и размерность.
3. Факторы, которые оказывают влияние на интенсивность конвективного теплообмена, характеризуемую коэффициентом теплоотдачи α .
4. Основные вопросы, которые возникают при постановке экспериментального исследования процессов конвективного теплообмена.
5. Элементы теории подобия. Физический смысл чисел подобия. Теоремы подобия.
6. Особенности процесса теплоотдачи при свободной конвекции, около горизонтальной трубы. Формирование пограничного слоя, его влияние на интенсивность теплообмена.
7. Экспериментальная установка для исследования процесса теплоотдачи при свободном движении воздуха около горизонтальной цилиндрической поверхности – трубы. Методика измерений.
8. Уравнение подобия конвективного теплообмена. Обобщение опытных данных установление явного вида уравнения подобия.
9. Значение теории подобия как теории эксперимента.
10. Какова область применения полученного уравнения подобия, описывающего процесс теплоотдачи при поперечном омывании трубы, полученного при обобщении опытных данных?
11. От чего зависит интенсивность свободного движения? Как это учтено в уравнении подобия?
12. Источники погрешностей измерения. Виды погрешностей. Методика расчета.

Литература.

1. Теплофизические свойства теплоносителей и рабочих тел

энерготехнологических процессов и установок. Метод указания. /Аляев В.А. и др. Казань, КГТУ, 2000 г. 64 с.

2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача, М., 2008. – 496 с.

3.Исаченко.В.П.,ОсиповаВ.А.,СукомелА.С. Теплопередача. М., Энергия, 1975-486с.

Лабораторная работа 3

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ КИПЕНИИ ВОДЫ В БОЛЬШОМ ОБЪЕМЕ

Цель работы: ознакомиться с механизмом процесса теплоотдачи при кипении и техникой его экспериментального исследования; освоить методику обобщения опытных данных на основе метода подобия.

Задание:

1. Провести опыты по исследованию теплоотдачи при кипении воды на трубке диаметром $d_n=5,0$ мм, обогреваемой при пропускании через нее электрического тока, при трех тепловых режимах, указанных в варианте задания (табл. 1).

Таблица 1

№	1	2	3	4
$I_1, \text{ A}$	160	160	160	135
$I_2, \text{ A}$	135	115	135	115
$I_3, \text{ A}$	85	85	115	85

I_1, I_2, I_3 – значения силы тока, проходящего через трубку-нагреватель.

2. Путем обобщения опытных данных установить явный вид уравнения подобия:

$Nu^* = f(Re^*, Pr)$ в виде степенной зависимости

$$Nu^* = c Re^{*n} Pr_{ж}^{1/3}$$

и определить значения коэффициента c и показателя степени n .

3. Составить отчет по выполняемой работе, который должен содержать: задание; основы теории (кратко), схему экспериментальной установки, таблицу опытных данных, результаты обработки, включая таблицы и графики.

Основы теории

Теплоотдача при кипении является высокоинтенсивным процессом и широко используется в химической технологии, тепло-

энергетике и других областях современной техники. Характерной особенностью процесса кипения является образование паровой фазы внутри объема жидкости, сопровождающееся затратой большого количества тепла на переход жидкости в пар.

Рассмотрим основные характеристики процесса пузырькового кипения в большом объеме, т.е. при отсутствии вынужденного движения жидкости.

Наиболее благоприятные условия для образования паровых пузырьков возникают в центрах парообразования, которыми являются отдельные неровности (шероховатости, царапины) на поверхности нагрева. Здесь же непосредственно у стенки наблюдается наибольший перегрев жидкости по отношению к $t_{нас}$. Если температура кипящей жидкости в объеме близка к температуре насыщения $t_{нас}$, то у стенки она достигает температуры стенки t_c и перегрев здесь составляет $\Delta t = t_c - t_{нас}$.

На поверхности нагрева зарождается большое количество паровых пузырьков. Из них жизнеспособными оказываются те пузырьки, давление паров внутри которых не меньше давления окружающей жидкости и давления, создаваемого поверхностным натяжением жидкости σ , т. е. размер которых превышает критический.

$$R_{кр} = \frac{2\sigma}{\Delta p} \sim \frac{2\sigma}{\Delta t}, \quad (1)$$

где $\Delta p = p_n - p_{ж}$; p_n - давление пара; $p_{ж}$ - давление жидкости; σ - коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

Из выражения (1) видно, что при малых перегревах Δt критический радиус $R_{кр}$ достаточно велик. Поэтому в воде при атмосферном давлении, когда $\Delta t < 5^\circ\text{C}$, большинство зарождающихся паровых пузырьков оказываются нежизнеспособными, поскольку в этих условиях их размеры не могут превысить $R_{кр}$. Эти центры пока еще не «функционируют». В этом случае паровых пузырьков образуется так мало, что интенсивность теплообмена, характеризуемая коэффициентом теплоотдачи α , Вт/(м²·К), остается невысокой и определяется естественной конвекцией однофазной жидкости (рис. I, область АВ).

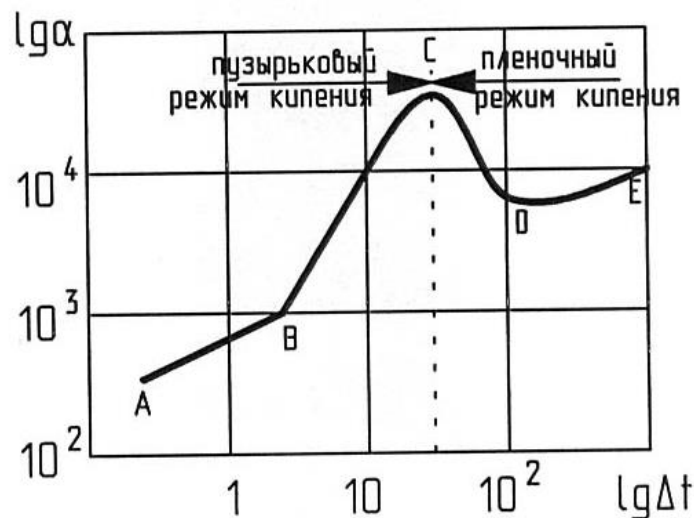


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от температурного напора Δt

По мере повышения перегрева $\Delta t > 5^\circ\text{C}$ за счет увеличения плотности теплового потока $\dot{q}$ (Вт/м^2) величина $R_{кр}$ уменьшается и на поверхности нагрева становятся активными все большее число центров парообразования. Образующимися паровыми пузырьками процесс теплообмена интенсифицируется. Большое количество теплоты затрачивается на парообразование. При своем росте, а затем и всплывании пузырьки разрушают перегретый пограничный слой и увлекают за собой перегретую жидкость, тем самым перемешивая весь кипящий объем (рис.2).

Благодаря такому активному воздействию паровых пузырьков на пограничный слой и турбулизацию кипящего объема жидкости, интенсивность теплообмена заметно возрастает. Область ВС на рис.1 соответствует режиму развитого пузырькового кипения – наиболее эффективному и надежному в работе теплообменных аппаратов, где этот процесс реализуется.

При дальнейшем увеличении перегрева Δt критический радиус $R_{кр}$ уменьшается. При этом число действующих центров на единице поверхности нагрева становится так велико, что появляется возможность их слияния в сплошную паровую пленку. Такой предельный перегрев $\Delta t_{кр}$ возникает при критической плотности теплового потока $\dot{q}_{кр}$ и для воды составляет 25°C . Образующаяся паровая пленка изолирует часть или всю теплоотдающую поверх-

ность, препятствует отводу тепла к жидкости, так как обладает низкой теплопроводностью $\lambda_n=0,02$ Вт/(м·К), по сравнению с более высокой теплопроводностью жидкости $\lambda_{ж}=0,68$ Вт/(м·К). Развитое пузырьковое кипение сменяется переходным режимом CD, а затем и пленочным режимом DE (рис.1). Интенсивность теплообмена сначала резко падает (участок CD), затем при весьма значительных Δt снова повышается (участок DE), когда увеличивается поток тепла за счет теплопроводности и излучения при очень высоких температурах стенки.

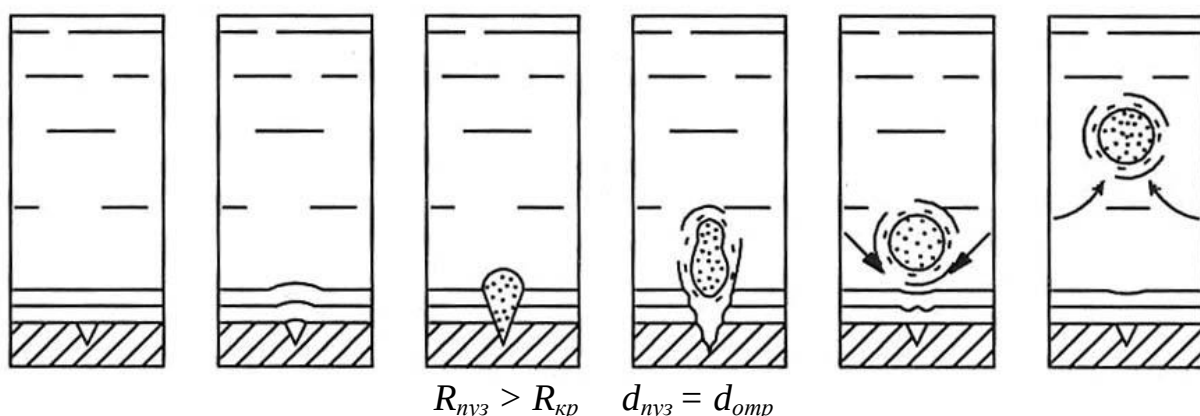


Рис. 2. Фазы роста и всплытия парового пузырька на активном центре парообразования

Переход пузырькового режима кипения в пленочный - явление кризиса теплоотдачи при кипении - может привести к опасным последствиям. В условиях, когда к стенке (например, парового котла) со стороны топочного пространства тепло подводится, а отвод от нее через паровую пленку к кипящей жидкости ухудшается, температура стенки может так возрасти, что она расплавится, т.е. произойдет разрушение поверхности нагрева, авария. Поэтому установление величины критической разности температур $\Delta t_{кр}$ или критической плотности теплового потока $\dot{q}_{кр}$ (при $p = 1$ бар, для воды $\dot{q}_{кр} \approx 1200000$ Вт/м²) имеет большое практическое значение.

Промышленные аппараты работают преимущественно в режиме пузырькового кипения, когда интенсивность теплообмена наибольшая. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от плотно-

сти теплового потока $\dot{q}$ и перегрева Δt для этого режима кипения воды имеет вид [2,3]

$$\alpha = Aq^{0,7} = B\Delta t^{2,33}, \quad (2)$$

где A и B - постоянные, зависящие от теплофизических свойств жидкости.

Теплоотдача при кипении жидкостей, как и многие другие процессы конвективного теплообмена, является сложным процессом, зависящим от большого числа различных факторов, таких как теплофизические свойства кипящей жидкости и пара, свойства поверхности нагрева (микрошероховатость, чистота и т.д.), температурный напор, то есть

$$\alpha = f(\rho', \rho'', \lambda, C_p, \sigma, \nu, \theta, d, \Delta t, \dots). \quad (3)$$

Из анализа механизма пузырькового кипения Лабунцов Д. А. установил, что интенсивность теплообмена при кипении смачивающих жидкостей определяется главным образом интенсивностью пульсаций в пограничном слое, вызываемых быстро растущими паровыми пузырьками. На основе таких предпосылок при обработке аналитического описания процесса методами теории подобия получена зависимость:

$$Nu^* = f(Re_{ж}^*, Pr), \quad (4)$$

вид которой был установлен путем обобщения экспериментальных данных при кипении различных жидкостей:

$$Nu_{ж}^* = c Re_{ж}^{*n_1} \cdot Pr_{ж}^{1/3}. \quad (5)$$

При $Re_{ж}^* \leq 0,01$, $c=0,0625$, $n_1=0,5$;

При $Re_{ж}^* \geq 0,01$, $c=0,125$, $n_1=0,65$.

Индексы "ж" в уравнении (5) означают, что значения физических параметров в числах подобия определяются при температуре жидкости, равной $t_{нас}$ и называемой в этом случае определяющей температурой.

Числа подобия, входящие в данное уравнение:

$$Nu_{ж}^* = \frac{\alpha \cdot l^*}{\lambda} - \text{число Нуссельта}, \quad (6)$$

$$Re_{ж}^* = \frac{w_{кин} \cdot l^*}{\nu} - \text{число Рейнольдса}, \quad (7)$$

$$Pr_{жс} = \frac{\nu}{a} - \text{число Прандтля} \quad (8)$$

где l^* – величина определяющего размера, пропорциональная критическому радиусу $R_{кр}$. В случае кипения

$$l^* = \frac{c_p \cdot \rho' \cdot \sigma \cdot T_{нас}}{(r \rho'')^2}, \text{ м}, \quad (9)$$

где c_p – изобарная теплоемкость жидкости; r – теплота парообразования; σ – коэффициент поверхностного натяжения; ν – коэффициент кинематической вязкости; a – коэффициент температуропроводности; ρ' и ρ'' – плотности кипящей жидкости и сухого насыщенного пара соответственно.

Численное значение интенсивности пульсаций жидкости в пограничном слое, обусловленных зарождением и ростом паровых пузырьков, оценивается некоторой величиной, имеющей размерность скорости:

$$w_{кин} = \frac{\dot{q}}{r \cdot \rho''} \cdot \left(\frac{\frac{Вт}{м^2}}{\frac{\frac{Дж}{кг} \cdot \frac{кг}{м^3}}{\frac{кг}{с}}} = \frac{м}{с} \right), \quad (10)$$

которую можно условно принять за скорость образования пара.

С основными принципами теории подобия можно ознакомиться в материалах к лабораторным работам № 1 или 2.

Описание экспериментальной установки и методики измерений

Установка представляет собой теплоизолированный сосуд (рис.3) из нержавеющей стали, залитый дистиллированной водой. Поверхностью нагрева служит обогреваемая пропусканием электрического тока трубка из стали Х18Н10Т диаметром $d_{тр}=5$ мм и рабочей длиной $L_{тр}=240$ мм. Тепловой поток, отводимый от трубки, рассчитывается по измеренным величинам силы тока I и падения напряжения $\Delta U_{эл}$ по закону Джоуля-Ленца $\dot{Q}=I \cdot \Delta U_{эл}$, Вт. С помощью дифференциальной хромель-алюмелевой термопары, один спай которой находится в кипящей жидкости, а другой – на

стенке трубки, измеряется разность температур $\Delta t = t_c - t_{нас}$. Через смотровые окна можно наблюдать за процессом. Для возврата образующегося пара над зеркалом кипения установлен конденсатор, охлаждаемый водой.

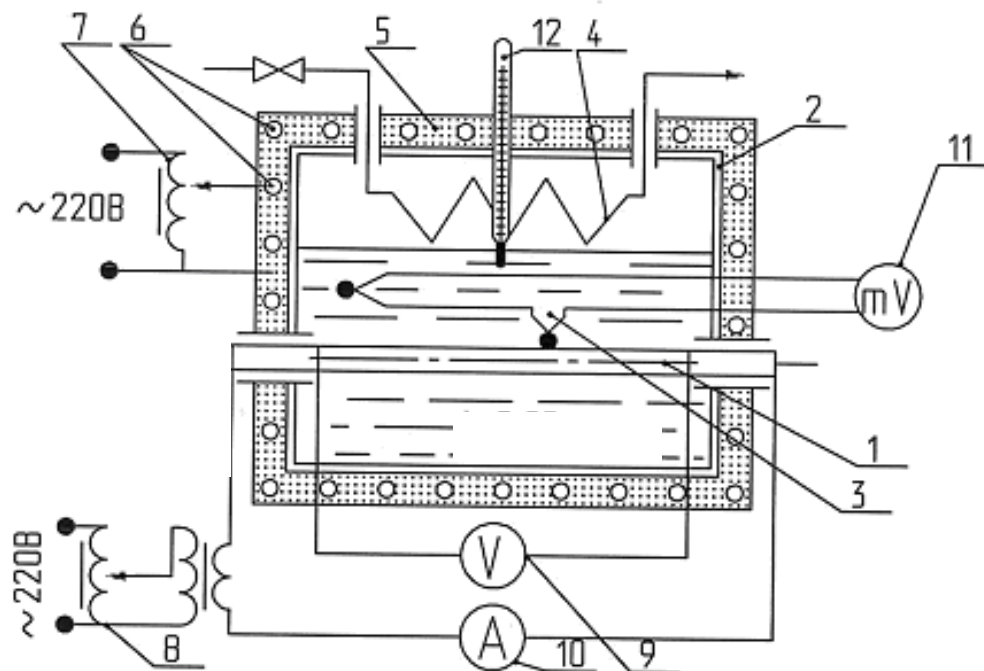


Рис. 3 Схема экспериментальной установки: 1 – трубка – нагреватель; 2 – сосуд – кипятильник; 3 – термопара; 4 – конденсатор; 5 – изоляция; 6 – нагреватель стенок сосуда для поддержания кипящей жидкости при температуре насыщения; 7 – трансформатор; 8 – трансформатор; 9 – вольтметр; 10 – амперметр; 11 – милливольтметр; 12 – термометр

Проведение опытов

1. Электропитание, внешний обогрев корпуса установки и охлаждение конденсатора включаются преподавателем.

2. Прогрев установки осуществляется на начальной нагрузке I_1 на трубке – нагревателе.

3. Чтобы исключить зашкаливание милливольтметр 11 подключается тумблером по достижении температуры жидкости (воды) $\geq 80^\circ\text{C}$.

4. На графике стационарности, как показано на рис. 4, наносить показания милливольтметра e , мВ через каждые 2 мин.

После наступления стационарного режима, о чем свидетельствует неизменность температурного напора $\Delta t = t_c - t_{жс}$, а следова-

тельно и показаний милливольтметра e в течение 6 минут, занести показания всех приборов в таблицу 2 опытных данных.

Стационарный режим при нагрузках I_2 и I_3 наступает быстро, поэтому нужно лишь проконтролировать постоянство $e \sim \Delta t$, рис. 4

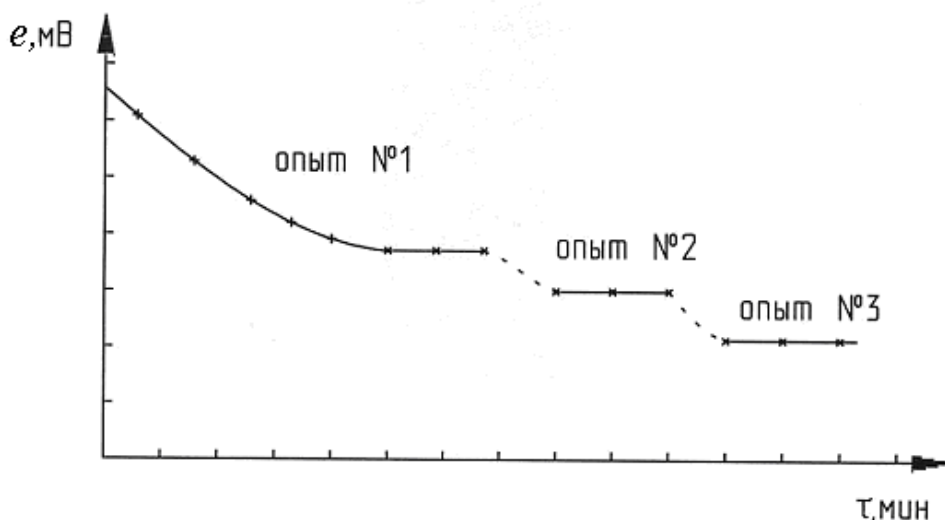


Рис. 4. График стационарности (образец)

5. По окончании опытов показать результаты преподавателю и приступить к обработке результатов опытов.

6. Установка отключается преподавателем.

Таблица 2.

№ опыта	I , А	$\Delta U_{эл}$, В	e , мВ	Δt , °С	$t_{нас}$, °С
1					
2					
3					

Обработка опытных данных

1. Используя измеренные в опыте значения, рассчитать величины, входящие в табл. 3. При этом необходимо учесть, что в уравнении подобия (5) в качестве определяющей температуры использована температура насыщения кипящей жидкости $t_{нас}$, которая при атмосферном давлении для воды составляет 100°С. Теплофизические параметры воды, входящие в числа подобия при этой температуре, а также размер поверхности нагрева имеют следующие значения:

- площадь теплоотдающей поверхности $F_{mp}=0,003768 \text{ м}^2$;
- теплоемкость кипящей воды $c_p=4,22 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$;
- коэффициент поверхностного натяжения кипящей воды $\sigma = 58,86 \cdot 10^{-6} \text{ кН/м}$;
- плотность кипящей воды $\rho' = 958,4 \text{ кг/м}^3$;
- плотность пара $\rho'' = 0,598 \text{ кг/м}^3$;
- теплота парообразования воды $r = 2256,8 \text{ кДж/кг}$;
- коэффициент теплопроводности воды $\lambda = 0,683 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;
- коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 0,295 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коэффициент температуропроводности воды $a = 0,169 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

2. Результаты расчетов занести в таблицу 3.

Таблица 3

Расчетная величина	Формула	Опыты		
		1	2	3
1	2	3	4	5
Температурный напор	$\Delta t = t_c - t_{нас}, \text{ } ^\circ\text{C}$			
Тепловой поток, выделяемый на трубке	$\dot{Q} = I \cdot \Delta U_{эл}, \text{ Вт}$			
Коэффициент теплоотдачи	$\alpha = \frac{\dot{Q}}{F_{mp} \cdot \Delta t}, \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$			
Определяющий размер (рассчитывается при $t_{нас}=100^\circ\text{C}$)	$l^* = \frac{c_p \cdot \rho' \cdot \sigma \cdot T_{нас}}{(r \cdot \rho'')^2}, \text{ м}$ Обратите внимание на размерности используемых величин;			
Число Нуссельта	$Nu_{жс}^* = \frac{\alpha \cdot l^*}{\lambda_{жс}}$			
Логарифм $Nu_{жс}^*$	$\lg Nu_{жс}^*$			

1	2	3	4	5
Плотность теплового потока на трубке	$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{F_{тр}}, \text{ Вт/м}^2$			
Приведенная скорость парообразования	$w_{кин} = \frac{\dot{q}}{10^3 \cdot r \cdot \rho''}, \text{ м/с}$			
Число Рейнольдса	$Re_{жс}^* = \frac{w_{кин} \cdot l^*}{\nu}$			
Логарифмы $Re_{жс}^*$	$lg Re_{жс}^*$			
Число Прандтля $Pr_{жс}^{1/3}$ $(Pr_{жс} = \frac{\nu}{a})$	$Pr_{жс}^{1/3}$			

3. На графике зависимости $lg Nu_{жс}^*$ от $lg Re_{жс}^*$ нанести точки, принимая масштабы по осям одинаковыми и равными

$$\Delta(lg Nu_{жс}^*) = \Delta(lg Re_{жс}^*) = 0,1 \rightarrow 2,5 \text{ см.}$$

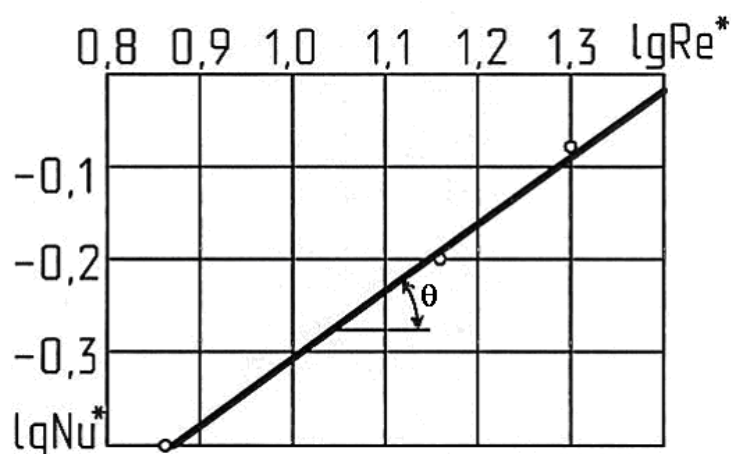


Рис. 5. Зависимость $lg Nu_{жс}^* = lg A + n lg Re_{жс}^*$,

Провести через них наиболее вероятную прямую (рис. 5), уравнение которой имеет вид

$$lg Nu_{жс}^* = lg A + n lg Re_{жс}^*,$$

и определить показатель $n = tg \theta = \frac{\Delta(lg Nu^*)}{\Delta(lg Re^*)}$, $A = \frac{Nu^*}{Re^{*n}} = c \cdot Pr_{жс}^{1/3}$.

Определить постоянную c , решив для произвольной точки,

например, полученной в опыте 1.

Записать полученное уравнение подобия в явном виде:

$$Nu^* = c Re^{*n} Pr_{ж}^{1/3} \quad (11)$$

Сравнить полученные значения постоянных c и n в уравнении (11) со справочными данными в уравнении (5).

Согласно третьей теореме подобия, полученное уравнение подобия можно использовать при расчете коэффициента теплоотдачи α при кипении различных жидкостей. Оно справедливо в области изменения определяющих чисел подобия, охваченных в эксперименте. В данном случае определяющими являются числа Рейнольдса и Прандтля.

4. Рассчитать систематическую погрешность измерения величин, по которым определяется коэффициент теплоотдачи α .

Контрольные вопросы.

1. Характеристика и механизм процесса теплоотдачи при кипении в большом объеме. Критический радиус паровых пузырьков.
2. Роль паровых пузырьков в процессе кипения, влияние на интенсивность теплообмена.
3. Режимы кипения. Кризис кипения.
4. Уравнение подобия для расчета коэффициента теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения.
5. Экспериментальная установка и сущность опыта по определению α при кипении в большом объеме.
6. Обобщение опытных данных, установление явного вида зависимости между числами подобия.
7. Область применения полученного уравнения подобия.
8. Источники погрешностей измерения. Виды погрешностей. Методика расчета.

Литература.

1. Теплофизические свойства теплоносителей и рабочих тел энерготехнологических процессов и установок. Метод указания. /Аляев В.А. и др. Казань, КГТУ, 2000 г. 64 с.
2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача, М., 2008. – 496 с.

З.Исаченко.В.П.,ОсиповаВ.А.,СукомелА.С. Теплопередача.
М., Энергия, 1975-486с.

Лабораторная работа 4

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕСТНОЙ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТУРБУЛЕНТНОМ ДВИЖЕ- НИИ ВОЗДУХА В ТРУБЕ

Цель работы: определить значения местных коэффициентов теплоотдачи к воздуху при вынужденном турбулентном движении в равномерно обогреваемой круглой трубе ($q_c = \text{const}$); построить график зависимости локальных коэффициентов теплоотдачи от продольной координаты при данном числе Рейнольдса и объяснить причину их изменения на начальном участке; провести обобщение опытных данных в виде показательной функции; рассчитать систематическую погрешность определения коэффициента теплоотдачи в опыте (см. разд. "Оценка погрешности эксперимента").

Задание

1. Провести опыты по определению местных коэффициентов теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении воздуха в трубе в соответствии с вариантом задания:

Вариант		1	2	3	4	5	6	7
Опыт 1	$\varphi_U, \text{ mV}$	3,3	3,3	3,3	6,0	3,3	3,3	3,3
	Π , дел. по ро- таметру	10	20	30	40	10	20	30
Опыт 2	$\varphi_U, \text{ mV}$	6,0	6,0	6,0	8,1	6,0	8,1	8,1
	Π , дел. по ро- таметру	40	50	60	80	70	80	80

2. Провести обобщение результатов измерений для области стабилизированного теплообмена в виде уравнения подобия:

$$Nu_{\infty \text{ жд}} = c \cdot Re_{\text{жд}}^n,$$

и сравнить полученное уравнение с уравнением, представленным в литературе.

Основы теории

Процессы течения жидкости и теплоотдачи в трубах представляет большой практический интерес, т.к. трубы являются элементами различных теплообменных аппаратов. Трудности возникают при исследовании течения и теплоотдачи на начальном участке трубы. Здесь формируются поля скоростей и температур.

В зависимости от условий на входе на начальном участке трубы может быть реализовано **ламинарное** или **турбулентное** течение жидкости.

При ламинарном течении (число Рейнольдса меньше некоторого критического значения, $Re < Re_{кр}$), на начальном участке плоский профиль скоростей на входе (при $x=0$) постепенно по мере формирования пограничного слоя принимает и в дальнейшем сохраняет форму параболы. Длину начального участка $l_{нач}$ трубы диаметром d при ламинарном течении можно определить по формуле $l_{нач} = 0,03 \cdot d \cdot Re$, откуда при $Re=5000$ получаем $l_{нач} = 150 \cdot d$. При турбулентном течении ($Re > Re_{кр}$) на начальном участке плоский профиль скоростей под воздействием сил трения трансформируется: в пристенной области он имеет параболическую форму – здесь происходит ламинарное течение – ламинарный подслой, а в ядре потока – плоскую форму – здесь сохраняется турбулентное течение жидкости. Длина начального участка $l_{нач}$ трубы при турбулентном течении по экспериментальным данным составляет $l_{нач} = 25 \div 40 d$.

Течение в трубе, когда поле скоростей практически не зависит от характера распределения скоростей на входе, т.е. за начальным участком $l_{нач}$, называется **стабилизированным** течением.

От характера формирования **гидродинамического** пограничного слоя зависит формирование **теплового** пограничного слоя, в котором устанавливается поле температур.

Сразу после входа жидкости в трубу теплообмен может происходить только в тонком слое у ее внутренней поверхности. Здесь ядро потока не участвует в теплообмене. По мере удаления жидкости от входа в трубу ядро теряет (или получает) теплоту и поэтому температура на ее периферии уменьшается (или увеличивается), а

толщина теплового пограничного слоя растет.

Участок течения в трубе, на котором поле температур зависит от условий на входе и на котором происходит нарастание пограничного слоя до заполнения поперечного сечения трубы, называют **тепловым начальным участком** $l_{т.нач.}$. За этим участком течение жидкости становится стабилизированным и коэффициент теплоотдачи не изменяется (рис.1).

В зависимости от конкретных условий ламинарный пограничный слой на начальном участке может перейти в турбулентный. Соответственно, в этом случае стабилизированный режим течения в трубе будет турбулентным с ламинарным подслоем около стенки (рис.1а).

С увеличением толщины теплового пограничного слоя у поверхности интенсивность теплоотдачи уменьшается (см. рис.1б). В переходной зоне общая толщина пограничного слоя продолжает возрастать, однако значение α при этом увеличивается, потому что толщина ламинарного подслоя убывает, а в образующемся турбулентном слое тепло переносится не только теплопроводностью, но и конвекцией, т. е. более интенсивно. В результате суммарное термическое сопротивление теплоотдаче убывает.

После стабилизации толщины ламинарного подслоя в зоне развитого турбулентного режима коэффициент теплоотдачи α вновь начинает убывать из-за возрастания суммарной толщины пограничного слоя. После стабилизации суммарной толщины пограничного слоя коэффициент теплоотдачи становится неизменным, $\alpha = const$.

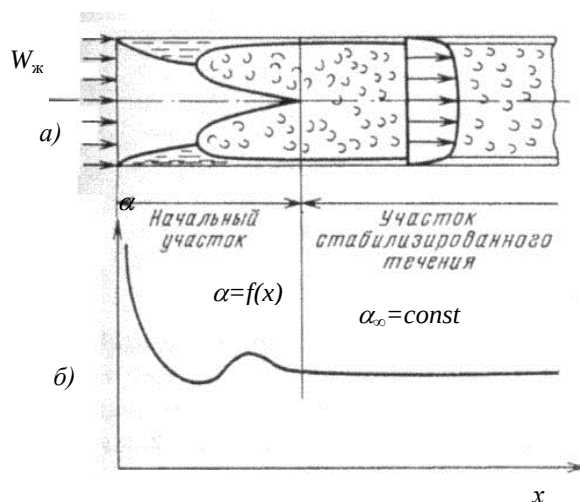


Рис.1. Образование пограничного слоя (а) и распределение местного коэффициента теплоотдачи (б) при турбулентном течении жидкости внутри трубы.

Необходимо отметить, что длина промышленных теплообменных аппаратов соизмерима с длиной начального участка гидродинамической и тепловой стабилизации, после которого коэффициент теплоотдачи остается неизменным. Уравнения подобия [1, 2, 3], рекомендуемые для расчета коэффициента теплоотдачи α справедливы для стабилизированного теплообмена, наступающего за начальным участком тепловой и гидродинамической стабилизации. Поэтому при расчетах теплообменных аппаратов надо учитывать влияние изменения $\alpha=f(x/l)$ на начальном участке трубы на средний коэффициент теплоотдачи по всей длине трубы.

Стабилизированное турбулентное течение жидкости или газа в трубе может иметь место при значениях числа Рейнольдса $Re > 10^4$.

Основные положения теории подобия явлений конвективного теплообмена представлены в материалах к лабораторным работам № 1 или 2.

Описание экспериментальной установки

Теплообмен осуществляется в тонкостенной трубке I (рис.2) с внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 6,5$ мм из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Расход воздуха, протекающего по трубке, регулируется вентилем V и измеряется с помощью ротаметра IV. Опытная трубка подключена к понижающему силовому трансформатору VI, первичная обмотка которого через регулятор напряжения VII (ЛАТР) соединена с сетью переменного тока через выключатель XII. Разность потенциалов на концах опытной трубки и ток, протекающий по ней, (с помощью измерительного шунта) измеряются цифровым вольтметром X. Для измерения температуры воздуха на входе в трубку и на выходе из нее во входной II и выходной III камерах установлены термопары 0 и 11, соответственно. Температуры стенки трубки в различных сечениях по длине измеряются с помощью хромель-алюмелевых термопар 1–10. Координаты горячих спаев термопар на стенке трубки, отсчитываемые от входного сечения, приведены в табл.1. Последовательное подключение всех термопар к цифровому вольтметру X осуществляется через переключатель термопар VIII типа ПМТ–2.

3. В соответствии с вариантом задания по ротаметру установить расход воздуха *П*.

4. Включить установку (переключатель *XII*).

5. В соответствии с вариантом задания установить разность потенциалов на трубке.

6. Перевести переключатель *IX* в положение "э.д.с.", род измеряемой прибором *X* величины в положении «=» (постоянный ток), переключатель термопар *VIII* в положение 11.

7. Построить график стационарности (рис.3). Для этого через каждые 2 мин записывать показания вольтметра (э.д.с. термопары). При установлении неизменности показаний прибора в течение 6 мин (т.е. наступлении стационарного режима) произвести измерения э.д.с. термопар 0–12, устанавливая переключатель *VIII* в соответствующее положение (0–12).

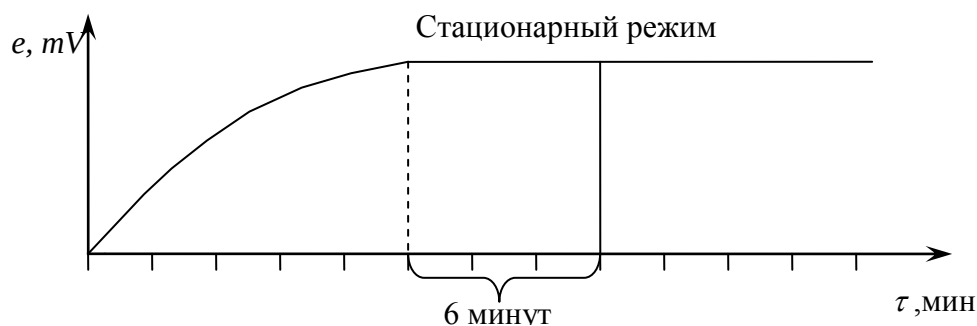


Рис.3 График стационарности (образец)

8. Установить переключатель *IX* в положение "*I*_{тр}", род измеряемой прибором *X* величины в положении «~» и измерить силу тока.

9. Измеренные величины занести в таблицу 2.

10. Для определения истинных значений напряжения, силы тока и температур использовать следующие соотношения:

$$\Delta U_{\text{тр}} = 0,1 \varphi_U, \text{ В}$$

$$I_{\text{тр}} = 2 \varphi_I, \text{ А}$$

$$t = 27,3 e_i, \text{ }^{\circ}\text{С},$$

где φ , e – показания цифрового вольтметра в mV.

11. Провести опыт при втором тепловом режиме в соответствии с заданием.

Таблица 2

Измеря- емая величина		φ_U	φ_I	e_0	e_1	e_2	e_3	e_4	e_5	e_6	e_7	e_8	e_9	e_{10}	e_{11}	e_{12}	Π
Показа- ния прибо- ров в опытах	1																
	2																

Обработка опытных данных

1. Для каждого опыта требуется вычислить коэффициент теплоотдачи в десяти сечениях трубы по формуле:

$$\alpha_x = \frac{\dot{q}_c}{\Delta t_i}, \text{ Вт/}(\text{м}^2 \text{ К}), \quad (1)$$

где $\dot{q}_c$ – плотность теплового потока в данном сечении;
 $\Delta t_i = t_{c_{вн i}} - t_{ж i}$ – средний температурный напор в данном сечении.

Если принять во внимание, что температура стенки трубки по длине изменяется незначительно, то обогрев ее можно считать равномерным ($q_c = const$), при этом полагая, что местная и средняя плотности теплового потока приблизительно одинаковы.

$$\text{Поэтому } \dot{q}_c = \frac{\dot{Q}}{F} = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot l}, \text{ Вт/}(\text{м}^2), \quad (2)$$

где F – площадь внутренней поверхности трубки; $\dot{Q}$ – тепловой поток на внутренней поверхности трубки:

$$\dot{Q} = \Delta U_{тр} \cdot I_{тр} - \dot{Q}_{ном}, \text{ Вт.} \quad (3)$$

Здесь $\Delta U_{тр}$ и $I_{тр}$ – падение напряжения и сила тока на трубке;
 $\dot{Q}_{ном}$ – потери теплоты от наружной поверхности трубки в окружающую среду.

$\dot{Q}_{ном}$ может быть определен из соотношения:

$$\dot{Q}_{ном} = \alpha \cdot \pi \cdot d_n \cdot l \cdot (\bar{t}_c - \bar{t}_{oc}), \quad (4)$$

где α – коэффициент теплоотдачи при свободном движении от наружной поверхности горизонтальной трубки к воздуху; $d_n = 8,5 \cdot 10^{-3}$ м – наружный диаметр трубки; $l = 0,65$ м – длина трубки; $\overline{t_c}$ – средняя температура наружной поверхности стенки; $\overline{t_{oc}}$ – средняя температура воздуха в помещении.

Принимаем $\alpha \sim 5$ Вт/(м²*К).

Тогда из (4) получаем

$$\dot{Q}_{nom} = 5 \cdot 3,14 \cdot 8,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,65 \cdot (\overline{t_c} - \overline{t_{oc}}) \approx 0,087 \cdot (\overline{t_c} - \overline{t_{oc}}) \quad (5)$$

Учитывая, что при $\dot{q}_c = const$, средняя температура воздуха внутри трубки по ее длине изменяется линейно и ее можно рассчитать по уравнению:

$$\overline{t_{жi}} = t'_{жс} + (t''_{жс} - t'_{жс}) \cdot \frac{x_i}{l}, \quad (6)$$

где $t'_{жс}$ и $t''_{жс}$ – температуры воздуха во входной и выходной камерах.

Температура внутренней поверхности трубки $t_{свн}$ в 10 сечениях может быть определена из соотношения: $\dot{q}_c = \frac{2 \cdot \lambda_c \cdot (t_{свн} - t_{сн})}{d_{вн} \cdot \ln d_n / d_{вн}}$.

$$\text{Тогда } t_{свн} = t_{сн} + \frac{\dot{q}_c \cdot d_{вн} \cdot \ln d_n / d_{вн}}{2 \cdot \lambda_c}. \quad (7)$$

Здесь $\lambda_c = 13$ Вт/(м К) – коэффициент теплопроводности материала стенки.

Результаты обработки опытных данных записать в таблицы 3 и 4 для двух серий опытов.

Таблица 3.

№ опы-та	ΔU_{mp} , В	I_{mp} , А	$t'_{жс}$, °С	$t''_{жс}$, °С	$\overline{t_{oc}}$, °С	$\dot{q}_c$, Вт/м ²	$\dot{Q}_{nom}$, Вт	$\dot{Q}$, Вт
1								
2								

Таблица 4.

Параметры	Сечение									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{с\ ni}, ^\circ\text{C}$										
$t_{с\ в\ ni}, ^\circ\text{C}$										
$\overline{t_{ж\ i}}, ^\circ\text{C}$										
$\overline{\Delta t_i}, ^\circ\text{C}$										
$\alpha, \text{Вт/м}^2\text{К}$										

2. Рассчитать среднюю скорость воздуха внутри трубки для каждого опыта, которая определяется из уравнений массового расхода $\dot{m} = \rho \cdot \overline{W} \cdot f$ и теплового баланса $\dot{Q} = U_{тр} \cdot I_{тр} - \dot{Q}_{пот} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t''_{жс} - t'_{жс})$, (8)

где $f = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}$ – площадь поперечного сечения внутренней трубы.

$$\text{Отсюда } \overline{W} = \frac{\dot{m} \cdot 4}{\rho \cdot \pi \cdot d_{вн}^2} = \frac{\dot{Q} \cdot 4}{\rho \cdot c_p \cdot (t''_{жс} - t'_{жс}) \cdot \pi \cdot d_{вн}^2}, \text{ м/с,} \quad (9)$$

где ρ и c_p – плотность и изобарная теплоемкость воздуха при его средней температуре.

3. Построить график зависимости местного коэффициента теплоотдачи α от продольной координаты x для двух скоростей движения воздуха в трубе: $\alpha_i = \psi(x)$.

По графику определить длину начального участка термической стабилизации, на котором коэффициент теплоотдачи уменьшается от значения α_{max} на входе в трубу до предельного значения, равного α_∞ на участке стабилизированного теплообмена.

4. Провести обобщение результатов измерений для области стабилизированного теплообмена в виде уравнения подобия:

$$Nu_{\infty жсд} = c \cdot Re_{жсд}^n,$$

где $Nu_{\infty жд} = \frac{\alpha_{\infty} \cdot d_{вн}}{\lambda}$, $Re_{жд} = \frac{w \cdot d_{вн}}{\nu}$.

Задача сводится к отысканию вида функции, т. е. определение константы c и показателя степени n на основе данных опыта, так как теория подобия явный вид функции не раскрывает.

С этой целью для каждого опыта необходимо рассчитать

$$Nu_{\infty жд,1}, Re_{жд1}, Nu_{\infty жд,2}, Re_{жд2}.$$

Построить график зависимости $lg Nu_{жд} = f(lg Re_{жд})$, принимая масштабы по осям одинаковыми:

$$\Delta(lg Nu_{жд}) = \Delta(lg Re_{жд}) = 0,1 \rightarrow 2 \text{ см (рис. 3).}$$

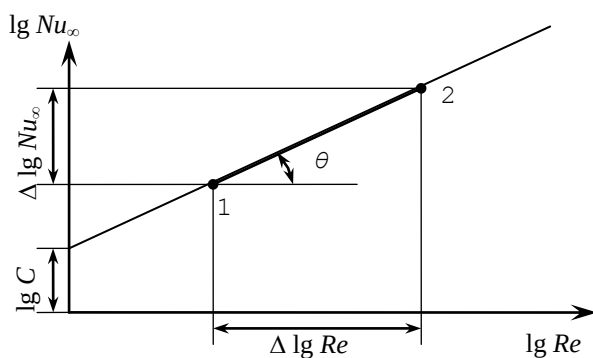


Рис.4. График зависимости
 $lg Nu = f(lg Re)$

Провести через точки 1 и 2 прямую, уравнение которой имеет вид

$$lg Nu_{\infty} = lg c + n \cdot lg Re.$$

В этом уравнении

$$n = tg \theta = \frac{\Delta(lg Nu_{\infty})}{\Delta(lg Re)} = \frac{lg Nu_{\infty 2} - lg Nu_{\infty 1}}{lg Re_2 - lg Re_1}$$

Для любой точки, лежащей на прямой 1-2, рассчитать коэффициент c :

$$c = \frac{Nu_{\infty 1}}{Re_1^m} = \frac{Nu_{\infty 2}}{Re_2^m}.$$

Записать уравнение подобия в явном виде:

$$Nu_{\infty жд} = c \cdot Re_{жд}^n =$$

Сравнить полученное уравнение с уравнением, представленным в литературе. Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении воздуха в трубе в литературе приводится уравнение подобия $Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8}$.

Согласно третьей теореме подобия полученное уравнение подобия можно использовать для расчета α для подобных процессов теплоотдачи в области изменения определявших чисел подобия, охваченных в эксперименте. В данной работе определяющим числом подобия принято число Re .

Контрольные вопросы

1. Что следует понимать под термином "конвективный теплообмен или теплоотдача"?
2. Закон Ньютона-Рихмана. Коэффициент теплоотдачи. Его физический смысл и размерность.
3. Экспериментальная установка для исследования процесса теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении воздуха внутри трубы.
4. Особенности процесса теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении воздуха на начальном участке трубы.
5. Как рассчитать местные коэффициенты теплоотдачи на основе данных опыта?
6. Как изменяются местные коэффициенты теплоотдачи в зависимости от продольной координаты на начальном участке?
7. Как влияет изменение местных коэффициентов теплоотдачи на начальном участке на средний коэффициент теплоотдачи?
8. Как влияет скорость движения воздуха на интенсивность процесса теплоотдачи?
9. Уравнение подобия конвективного теплообмена в общем виде.
10. Как установить явный вид уравнения подобия на основе данных опыта? Как записать уравнение подобия, описывающего процесс теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении воздуха внутри трубы?
11. Какова область применения уравнения подобия, описывающего процесс теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении воздуха внутри трубы?

Литература.

1. Теплофизические свойства теплоносителей и рабочих тел энерготехнологических процессов и установок. Метод указания.

/Аляев В.А. и др. Казань, КГТУ, 2000 г. 64 с.

2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача, М., 2008. – 496 с.

3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М., Энергия, 1975-486с.

Приложение

Теплофизические свойства воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	$\lambda, \text{Вт/м}\cdot\text{К}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
10	1,010	0,0245	14,16
15	1,011	0,0248	14,61
20	1,012	0,0252	15,06
25	1,013	0,0255	15,47
30	1,014	0,0258	16,00
35	1,015	0,0267	16,50
40	1,016	0,0276	16,96
45	1,017	0,0280	17,50
50	1,018	0,0283	17,95
55	1,019	0,0287	18,50
60	1,020	0,0290	18,97
65	1,021	0,0293	19,50
70	1,022	0,0296	20,02

Лабораторная работа 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ЧЕРНОТЫ МЕТАЛЛОВ

Цель работы: ознакомиться с основными положениями теории теплообмена излучением; освоить экспериментальный метод определения степени черноты металлов.

Задание

1. Провести опыты по определению степени черноты ε никромовой и вольфрамовой проволок калориметрическим методом при трех значениях температуры. Температура зависит от электрической мощности, которая задается силой тока в соответствии с вариантом задания, табл. 1.

Таблица 1

Нихромовая проволока										
№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$I_1, \text{ A}$	0,6	0,7	0,65	0,6	0,7	0,65	0,65	0,7	0,75	0,65
$I_2, \text{ A}$	0,9	1,0	0,9	1,0	1,1	1,0	0,95	1,1	1,1	1,1
$I_3, \text{ A}$	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,25	1,3	1,35	1,35	1,35
Вольфрамовая проволока										
$I_1, \text{ A}$	2,3	2,4	2,3	2,3	2,4	2,25	2,4	2,45	2,5	2,5
$I_2, \text{ A}$	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	2,8	2,9	2,9	3,0	3,0
$I_3, \text{ A}$	3,1	3,2	3,3	3,3	3,35	3,3	3,35	3,35	3,35	3,3

2. Составить отчет о выполненной работе, который должен содержать: задание, основы теории (кратко), схему экспериментальной установки, таблицу опытных данных, результаты обработки и график, выполненный на миллиметровой бумаге.

Основы теории

Все тела, температура которых выше абсолютного нуля, постоянно испускают лучистую энергию и поглощают падающую на них от других тел лучистую энергию. В результате этих явлений, связанных с двойным взаимным превращением энергии (тепловая – лучистая – тепловая) и осуществляется процесс **теплообмена из-**

лучением[1-4].

Наряду с теплопроводностью и конвективным теплообменом лучистый теплообмен является одним из трех элементарных видов переноса теплоты. Этот процесс вносит существенный вклад в общий теплообмен в высокотемпературных аппаратах химической технологии, например, пиролизных печах, топочных камерах и т.д.

Важными теплофизическими характеристиками излучающих поверхностей являются коэффициент излучения C и степень черноты ε .

Тепловое излучение свойственно всем телам. Излучение происходит во всем диапазоне длин волн $\lambda=0\div\infty$. Но только в видимой и инфракрасных областях излучения $\lambda=0,4\div800$ мкм оно значительно и обычно учитывается в технических расчетах. В этом интервале длин волн лучистая энергия поглощается телами, превращаясь в тепловую энергию, и проявляется через изменение внутренней энергии этих тел. Такое излучение называют тепловым. Ему присущи все известные нам свойства света: поглощение, отражение, преломление.

Источником электромагнитных волн является внутренняя энергия излучающего тела, т.е. тепловое движение. Возбудителями электромагнитных волн являются заряженные материальные частицы – электроны и ионы. Все виды электромагнитного излучения (космическое, рентгеновское, ультрафиолетовое, световое, инфракрасное, радиоволны) имеют одинаковую природу и различаются лишь длиной волны.

Основные положения теплового излучения

Полное количество энергии, излучаемое в единицу времени с произвольной поверхности F , м², называется потоком излучения $\dot{Q}$, Вт.

Поток излучения с единицы поверхности по всем направлениям полусферического пространства

$$E = \frac{\dot{Q}}{F}, \text{ Вт/м}^2 \quad (1)$$

называется плотностью потока излучения тела. Если рассматрива-

ется излучение в интервале длин волн $\lambda \div \lambda + d\lambda$, то $E_\lambda = \frac{dE}{d\lambda}$ - спектральная плотность потока излучения.

Падающий на тело поток излучения $\dot{Q}_{nad}$ частично поглощается $\dot{Q}_A$, частично отражается $\dot{Q}_R$ и частично проходит сквозь тело $\dot{Q}_D$ (рис. 1).

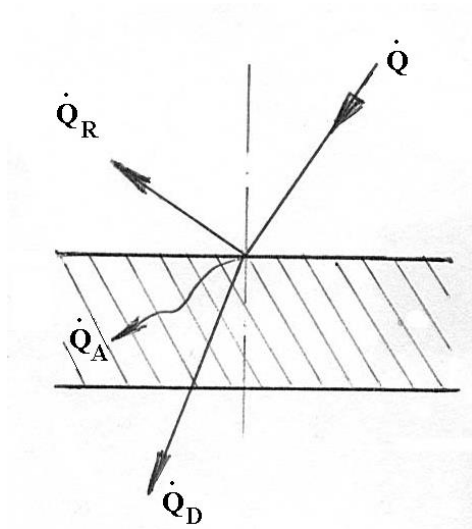


Рис. 1. Схема распределения падающего на тело теплового потока

Согласно закону сохранения энергии можно составить уравнение теплового баланса

$$\dot{Q}_{nad} = \dot{Q}_A + \dot{Q}_R + \dot{Q}_D, \quad (2)$$

$$\text{или } E_{nad} = E_A + E_R + E_D. \quad (3)$$

Если соотношения (2) и (3) поделить соответственно на $\dot{Q}_{nad}$ и E_{nad} , то уравнение баланса можно представить в виде

$$A + R + D = 1, \quad (4)$$

где $A = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_{nad}}$ - поглощательная способность тела,

при $A=1$ – тело поглощает весь падающий поток излучения – абсолютно черное тело ($R=0$ и $D=0$);

$R = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{nad}}$ - отражательная способность тела,

при $R=1$ – тело отражает весь падающий поток излучения – абсолютно белое тело ($A=0$ и $D=0$);

$D = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{Q}_{nad}}$ – пропускательная способность тела,

при $D=1$ – тело пропускает весь падающий поток излучения – абсолютно прозрачное тело ($A=0$ и $R=0$).

Основные законы «черного» излучения

1. Закон Планка – устанавливает зависимость величины спектральной плотности полусферического потока излучения абсолютно черного тела $E_{o\lambda}$ от его температуры T и длины волны λ :

$$E_{o\lambda} = \frac{c_1 \cdot \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}, \quad (5)$$

где c_1 и c_2 – постоянные Планка.

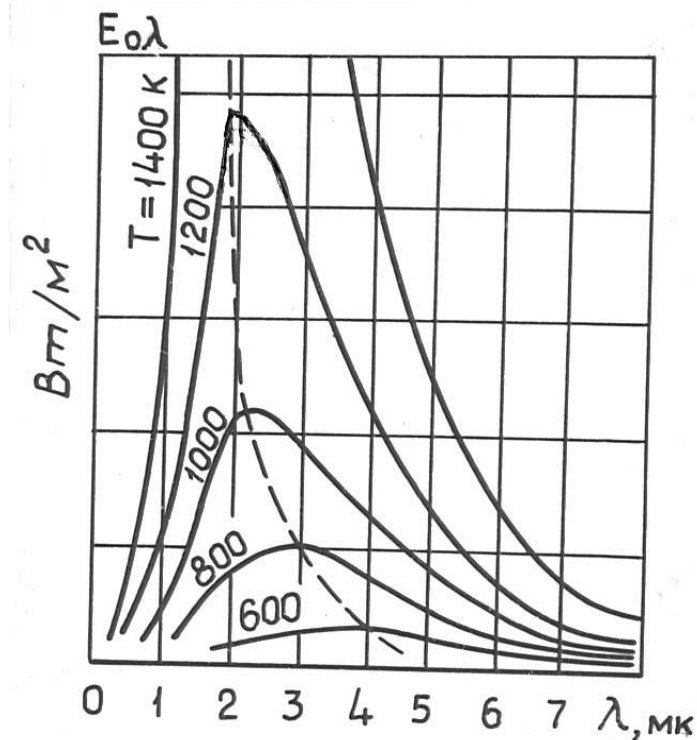


Рис. 2. График зависимости $E_{o\lambda}=f(\lambda)$

Из рис. 2, на котором закон Планка представлен графически, видно, что плотность излучения при отдельных температурах $T=const$ проходит через максимум. При $\lambda=0$ и $\lambda=\infty$ эта плотность стремится к нулю.

С повышением температуры плотность потока излучения зна-

чительно увеличивается. Тепловое излучение существенно только в интервале длин волн λ от 0,8 до 40 мкм.

2. Закон Вина. С каждым последующим повышением температуры T максимум излучения абсолютного черного тела $E_{o\lambda}$ смещается в сторону более коротких длин волн – на рис. 2 показано пунктирной линией. Связь между T и λ выражается законом смещения Вина

$$(\lambda \cdot T)_{E_{o\lambda}=\max} = \text{const}. \quad (6)$$

3. Закон Стефана-Больцмана устанавливает зависимость интегральной плотности потока излучения абсолютно черного тела E_o от температуры T . Проинтегрировав $E_{o\lambda}$ по всему интервалу длин волн λ (от 0 до ∞), получим

$$E_o = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} E_{o\lambda} \cdot d\lambda = C_o \left(\frac{T}{100} \right)^4, \text{ Вт/м}^2 \quad (7)$$

где $C_o=5,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$ – коэффициент излучения абсолютного черного тела.

Закон Стефана-Больцмана можно применять и для серых тел. В этом случае он принимает вид

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (8)$$

где E – интегральная плотность потока излучения серого тела;

C – коэффициент излучения данного серого тела.

Связь между характеристиками серого и абсолютно черного тел можно представить соотношениями

$$\frac{E}{E_o} = \frac{C}{C_o} = \varepsilon, \quad (9)$$

где ε – интегральная степень черноты серого тела.

Знание величины степени черноты рассматриваемых серых тел позволяют рассчитать плотность потока излучения этих тел.

$$E = \varepsilon \cdot E_o, \quad (10)$$

$$C = \varepsilon \cdot C_o, \quad (11)$$

$$E = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (12)$$

Абсолютно черное тело при данной температуре обладает наибольшей излучательной способностью по сравнению с другими телами. Поэтому степень черноты серых тел ε может принимать значения от 0 до 1.

Для реальных тел степень черноты является сложной функцией, зависящей от природы излучающего тела, его температуры, состояния поверхности, а для металлов от степени окисления этой поверхности. Для чистых металлов с полированной поверхностью при невысоких температурах $\varepsilon \approx 0,1$. Степень черноты металлов практически линейно растет с увеличением температуры. Для чистых *полированных* металлов степень черноты связана с удельным электрическим сопротивлением $\rho_{эл}$ зависимостью [1]

$$\varepsilon_{мет} = 0,576 \cdot \sqrt{\rho_{эл} \cdot T} \quad (13)$$

С появлением окисных пленок на поверхности металлов степень черноты может принимать значение $\varepsilon_{мет} = 0,5$ и выше. Степень черноты диэлектриков выше, чем чистых металлов и обычно уменьшается с увеличением температуры.

Описание экспериментальной установки и методика измерений

Существуют различные методы измерения степени черноты и коэффициента излучения тел. В каждом из них создаются условия, когда перенос тепла за счет конвекции и теплопроводности оказывается пренебрежимо малым, по сравнению с излучением. Воспользуемся методом, который можно считать калориметрическим, так как он основан на непосредственном измерении лучистого потока, испускаемого изучаемым телом.

Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух тел, описывается уравнением

$$\dot{Q}_л = \varepsilon_{пр} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F_1, \text{ Вт} \quad (14)$$

где $\dot{Q}_n$ - поток излучения, испускаемый поверхностью исследуемого тела F_1 .

Система состоит из нагреваемой электрическим током проволоки с поверхностью F_1 и стеклянной оболочки с поверхностью F_2 . Приведенная степень черноты этих тел при условии, что $F_1 \ll F_2$

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \approx \varepsilon_1, \quad (15)$$

то есть величину ε_{np} в уравнении (14) можно принять равной истинной степени черноты ε_1 излучающего материала проволоки - никрома или вольфрама.

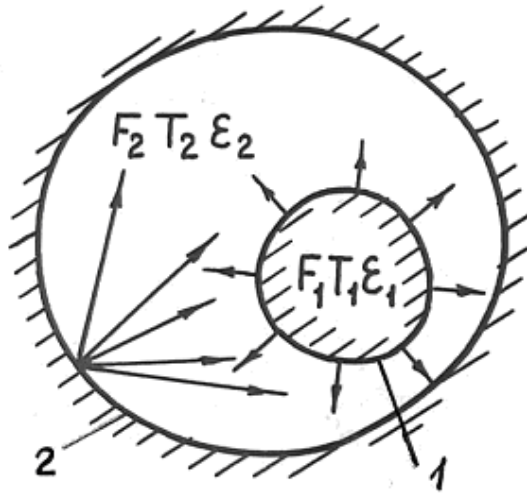


Рис. 3. Схема расположения двух излучающих тел

Основным элементом экспериментальной установки (рис. 4) является калориметр. Он выполнен в виде стеклянного вакуумированного баллона с впаянной излучающей проволокой площадью F_1 . Стенки баллона являются тепловоспринимающими поверхностями F_2 .

Вакуумирование внутренней полости баллона до остаточного давления воздуха порядка 10^{-5} мм рт. ст. позволяет пренебречь переносом тепла конвекцией и теплопроводностью из-за отсутствия носителей этих видов переноса. Поэтому будем считать, что весь выделяемый тепловой поток $\dot{Q}$ от проволоки передается стенкам

оболочки только излучением. Этот тепловой поток определяется, согласно закону Джоуля-Ленца, по измеренным значениям падения напряжения $\Delta U_{эл}$ и силы тока I , проходящего через проволоку.

Температура излучающей поверхности проволоки T_1 устанавливается по измеренным значениям падения напряжения на проволоке, используя градуировочную зависимость $T_1 = f(\Delta U_{эл})$ приложения 1 и 2. Температура поверхности стеклянного баллона t_2 принимается равной температуре окружающей среды и измеряется ртутным термометром.

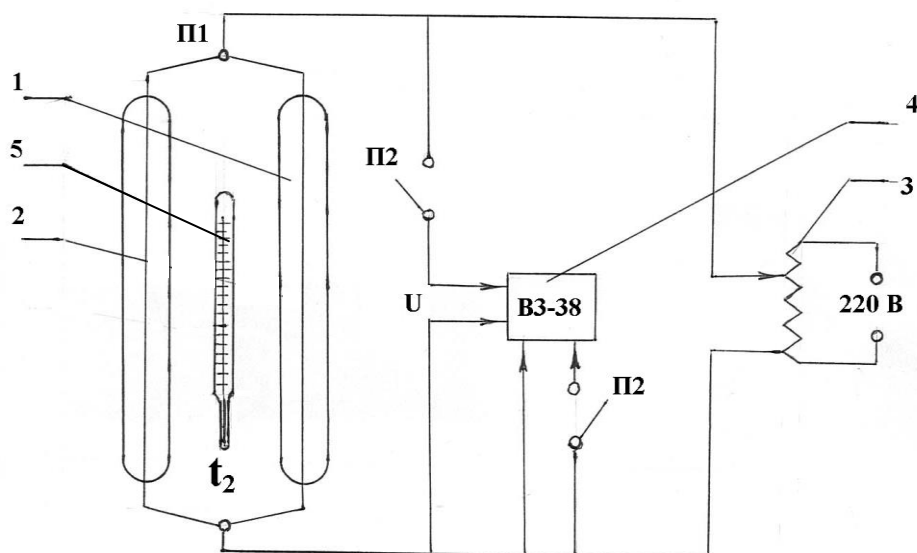


Рис. 4. Схема экспериментальной установки:

1 и 2 – вакуумированные стеклянные колбы калориметра с излучающим телом – нихромовой или вольфрамовой проволокой; 3 – регулирующий автотрансформатор; 4 – измерительный прибор – вольт-амперметр; 5 – ртутный термометр; П₁ и П₂ – переключатели тока и напряжения

Проведение опытов

1. Подключить установку к электрической сети.
2. Переключатель П₁ поставить в положение «НИХРОМ».
3. Переключатель П₂ – в положение «I» - ток. При помощи трансформатора (поз. 7 на рис. 4) установить значение силы тока $I_1 = \varphi_I \cdot K_I$ в соответствии с вариантом задания (показания цифрового прибора φ_I умножаются на коэффициент $K=0,01$). Внести значения

силы тока в таблицу измерений (табл. 2).

Таблица 2

Материал	№ опыта	$I = \varphi_I \cdot K_I,$ А	$\Delta U_{эл} = \varphi_u \cdot K_u,$ В	$t_1,$ °С	$t_2,$ °С
Нихром	1				
	2				
	3				
Вольфрам	1				
	2				
	3				

4. Переключатель Π_2 поставить в положение $\Delta U_{эл}$ – падение напряжения. (Показания цифрового прибора φ умножаются на коэффициент $K_u=0,01$). Внести значения падения напряжения $\Delta U_{эл} = \varphi_u \cdot K_u$ в табл. 2.

5. Аналогично произвести измерения при I_2 и I_3 значений $\Delta U_{эл2}$ и $\Delta U_{эл3}$; внести их в таблицу измерений.

6. Поставить переключатель Π_1 в положение «ВОЛЬФРАМ».

7. Произвести измерения в последовательности, соответствующей пунктам 3-5. Показания прибора внести в таблицу измерений.

8. По измеренным в опыте значениям напряжения $\Delta U_{эл}$ из градуировочных графиков Приложения (рис.1) и (рис. 2) определить величины температур проволоки t_i .

9. Температура поглощающих поверхностей F_2 (ими являются стенки колб) принимается равной температуре окружающей среды t_2 . За время опыта она практически не меняется; измеряется при помощи ртутного термометра, расположенного на стенде.

10. Показать таблицу измерений преподавателю. Отключить установку от сети.

Обработка опытных данных

1. Определить температуру проволоки по измеренным значениям показаний вольтметра $\Delta U_{эл}$ из градуировочного графика (см. прил. 1 и 2). Рассчитать абсолютную температуру $T_1 = t_1 + 273$, К.

2. Записать температуру стенки калориметра принимая ее рав-

ной температуре окружающей среды $T_2 = t_2 + 273$, К.

3. По измеренным в опыте значениям силы тока I и напряжения $\Delta U_{эл}$ найти тепловой поток, выделяемый проволокой:

$$\dot{Q} = I \cdot \Delta U_{эл}, \text{ Вт} \quad (16)$$

который можно принять за тепловой поток, излучаемый с поверхности проволоки $\dot{Q}_{луч}$.

Рассчитанные значения внести в таблицу 3.

4. Определить площадь излучающей поверхности нихромовой и вольфрамовой проволоки, соответствующей каждой из измеренных температур с учетом линейного расширения:

$$F_1 = \pi \cdot d \cdot l_o \cdot (1 + \alpha_i \cdot t_1), \text{ м}^2 \quad (17)$$

Для нихрома:

$l_o = 0,45$ м – длина проволоки при 0°C ;

$d = 0,00029$ м – диаметр проволоки;

$\alpha = 18,0 \cdot 10^{-6}$ 1/К – коэффициент линейного расширения.

Для вольфрама:

$l_o = 0,45$ м; $d = 0,0003$ м; $\alpha = 4,5 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

5. Принимая, что при $F_1 \ll F_2$ приведенная степень черноты $\varepsilon_{пр} \approx \varepsilon_1$, учитывая уравнения (9) и (16), рассчитать из уравнения (14) степень черноты нихромовой и вольфрамовой проволок $\varepsilon_{эксн} = \varepsilon_{пр}$ при каждой из измеренных температур T_i . Результаты расчетов занести в табл. 3 (отдельно для нихрома и вольфрама).

6. По результатам обработки опытов построить график зависимости $\varepsilon_{эксн} = f(T_i)$, выбрав масштаб по осям:

ордината - ε : $\Delta\varepsilon = 0,02 \rightarrow 1$ см.

абсцисса - T : $\Delta T = 20 \text{ К} = 1$ см.

7. По уравнению (13) рассчитать степень черноты $\varepsilon_{расч}$ нихрома и вольфрама при исследованных в опыте температурах. Величина удельного электрического сопротивления этих металлов определяется по формуле

$$\rho_{эл} = \rho_o \cdot (1 + \alpha_\rho \cdot t_i), \quad (18)$$

где ρ_o , Ом·см – удельное электрическое сопротивление металла при $t = 0^\circ$; α_ρ – температурный коэффициент сопротивления, 1/К.

Для нихрома: $\rho_o=1,0 \cdot 10^{-4} \text{ Ом} \cdot \text{см}$; $\alpha_\rho=0,25 \cdot 10^{-3} \text{ I/K}$.

Для вольфрама: $\rho_o=0,06 \cdot 10^{-4} \text{ Ом} \cdot \text{см}$; $\alpha_\rho=4,4 \cdot 10^{-3} \text{ I/K}$.

Результаты занести в таблицу 3.

8. На графике $\varepsilon_{\text{эксн}}=f(T_1)$ нанести расчетные значения $\varepsilon_{\text{расч}}$ соответственно для нихрома и вольфрама.

9. Считая $\varepsilon_{\text{эксн}}=f(I, \Delta U_{\text{эл}}, T_1 \text{ и } T_2)$, рассчитать погрешность измерения $\varepsilon_{\text{эксн}}$.

Таблица 3

Расчетная величина	Расчетное соотношение	Нихром			Вольфрам		
		Опыты			Опыты		
		1	2	3	1	2	3
Температура проволоки	$T_1 = t_1 + 273K$ (t_1 – из Приложения (рис.1) и (рис. 2))						
Температура оболочки калориметра	$T_2 = t_2 + 273, K$ где $t_2=t_{\text{окр. возд.}}$						
Тепловой поток, излучаемый проволокой	$\dot{Q}_l = I \cdot \Delta U_{\text{эл}}, \text{ Вт}$						
Площадь поверхности проволоки при температурах t_1	$F_1 = \pi \cdot d \cdot l_o \cdot (1 + \alpha_o \cdot t_i),$ м^2						
Экспериментальное значение степени черноты проволоки	$\varepsilon_{\text{эксн}} = \frac{E}{E_o} =$ $= \frac{\dot{Q}_l}{F_1 \cdot C_o \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}$						
Удельное электрическое сопротивление проволоки при температуре t_i	$\rho_{\text{эл}} = \rho_o (1 + \alpha_\rho \cdot t_i),$ $\text{Ом} \cdot \text{см}$						
Расчетное значение степени черноты проволоки $\varepsilon_{\text{расч}}$	$\varepsilon_{\text{расч}} = 0,576 \cdot \sqrt{\rho_{\text{эл}} \cdot T_1}$						

Контрольные вопросы

1. Механизм теплообмена излучением. Источники излучения. Носители лучистой энергии.
2. Основные понятия: поток излучения, плотность потока излучения, спектральная плотность потока излучения.
3. Понятие о поглощательной, отражательной и пропускательной способности тела. Абсолютно черное тело.
4. Основные законы излучения абсолютно черных тел.
5. Излучение серых тел. Степень черноты и коэффициент излучения, их использование в расчетах теплообмена излучением.
6. Калориметрический метод определения степени черноты электрически обогреваемой проволоки. Экспериментальная установка. Измеряемые в опыте величины. Расчетные соотношения.
7. Характер зависимости экспериментальных и расчетных значений степени черноты от температуры.
8. Источники погрешностей измерения. Виды погрешностей. Методика расчета (см. раздел «Оценка погрешностей эксперимента»).

Литература.

1. Галин Н.М. Кириллов Л.П. Теплообмен (в ядерной энергетике): Учебное пособие для вузов. М.: Энергоиздат, 1987. – 376 с.
2. Теплофизические свойства теплоносителей и рабочих тел энерготехнологических процессов и установок. Метод. указания. /Аляев В.А. и др. Казань, КГТУ, 2000 г. – 64 с.
3. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача, М., 2008. – 496 с.
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М., Энергия, 1975. – 486 с.

Приложение

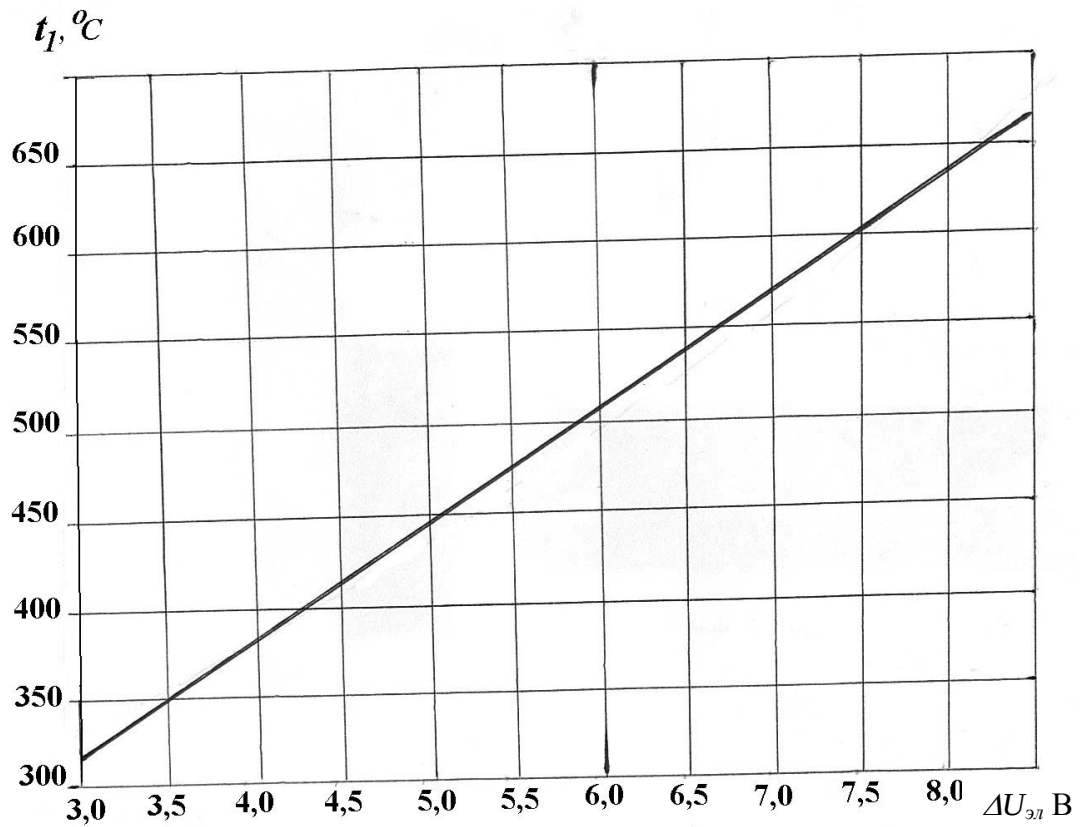


Рис.1. График зависимости $t_1=f(\Delta U_{эл})$ для нихрома

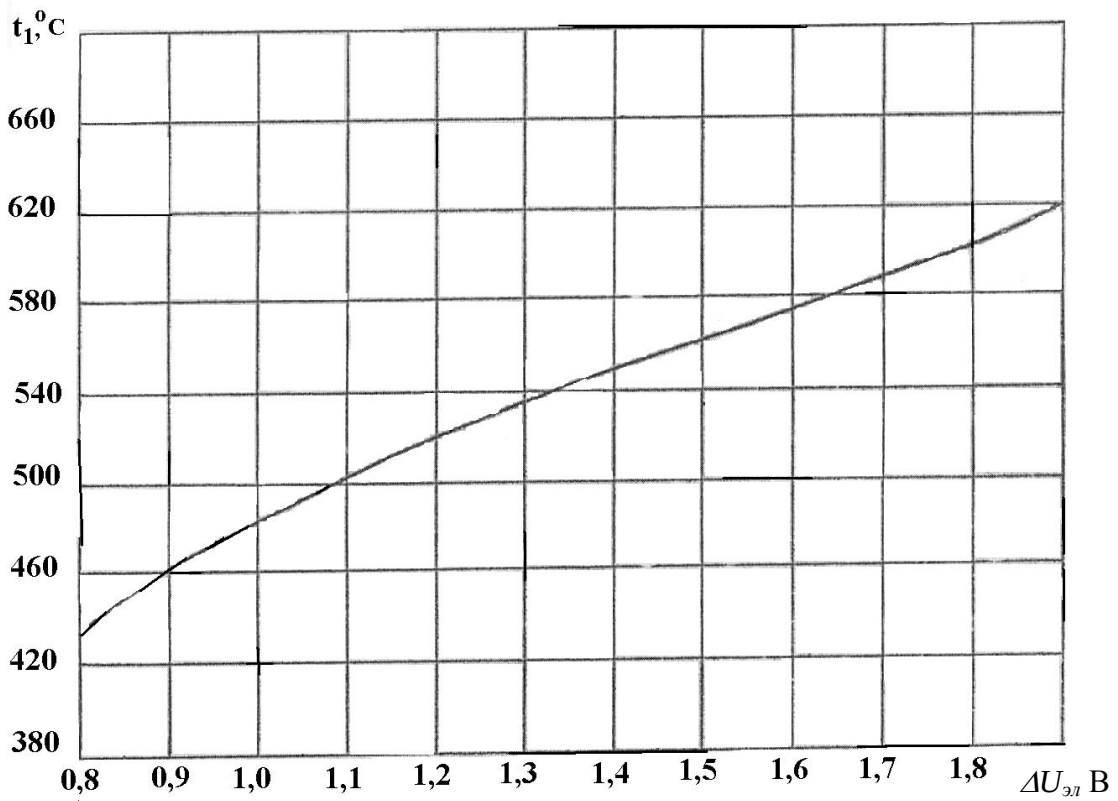


Рис.2. График зависимости $t_1=f(\Delta U_{эл})$ для вольфрама

Лабораторная работа 14

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОТ ВОДЫ К ВОЗДУХУ В ТЕПЛООБМЕННИКЕ С ОРЕБРЕННЫМИ СТЕНКАМИ

Цель работы: ознакомиться с назначением и типами теплообменных аппаратов; рассмотреть влияние оребрения на эффективность их работы; изучить основы теплового расчета теплообменных аппаратов и методику их экспериментального исследования.

Задание

1. Провести опыты по измерению температур теплоносителей (воды и воздуха) в теплообменном аппарате при тепловом режиме в соответствии с вариантом задания:

Таблица 1

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Π_1	25	20	25	20	30	25	30	20	25	30
Π_2	55	50	60	55	65	65	70	60	65	70
$t'_1, ^\circ\text{C}$	55	48	50	55	48	50	55	48	50	55

Здесь Π_1 и Π_2 – показания ротаметров, измеряющих расходы воды и воздуха соответственно; t'_1 – температура воды на входе в теплообменник.

2. По экспериментальным данным определить коэффициент теплопередачи $k_{\text{эксп}}$ в исследованном режиме работы теплообменника.

3. Рассчитать коэффициент теплопередачи $k_{\text{расч}}$. Сравнить полученные значения $k_{\text{эксп}}$ и $k_{\text{расч}}$.

4. Составить отчет по выполненной работе, который должен содержать: задание, основы теории (кратко); схему экспериментальной установки, таблицу опытных данных; результаты обработки и расчетов, включая таблицы и графики.

Основы теории

Теплообменным аппаратом называется устройство, в котором один теплоноситель (жидкость или газ) с более высокой температурой передает теплоту другому теплоносителю (жидкости или газу), с более низкой температурой. Если передача теплоты происходит

без изменения агрегатного состояния (при отсутствии кипения и конденсации), то температуры обеих жидкостей в процессе теплопередачи изменяются.

Теплообменники являются наиболее распространенными аппаратами в технике и особенно в химической технологии.

По принципу действия теплообменные аппараты делятся на три группы.

Рекуперативные (паровые котлы, подогреватели, конденсаторы и др.) - теплота от горячего теплоносителя к холодному передается через разделяющую их стенку. Такие аппараты являются наиболее распространенными.

Регенеративные (регенераторы мартеновских и стеклоплавильных печей, воздухоподогреватели доменных печей и др.) – одна и та же поверхность нагрева периодически омывается то горячим, то холодным теплоносителем. При протекании горячего теплоносителя теплота передается стенкам аппарата и ими аккумулируется, а при протекании холодного теплоносителя эта теплота возвращается ему.

Смесительные (башенные охладители, скрубберы и др.) – процесс теплопередачи происходит путем непосредственного соприкосновения и смешения горячего и холодного теплоносителей. В этом случае теплопередача может протекать одновременно с массопередачей.

Несмотря на большое разнообразие теплообменных аппаратов по виду, устройству, принципу действия и теплоносителям, основные положения теплового расчета для них остаются общими.

Тепловые расчеты теплообменных аппаратов могут быть проектными и поверочными.

Проектные (конструкторские) тепловые расчеты выполняются при проектировании новых аппаратов. Целью расчета является определение размера поверхности теплообмена.

Поверочные тепловые расчеты необходимы в том случае, если известна поверхность нагрева F теплообменного аппарата, а требуется найти количество переданного тепла и конечные температуры теплоносителей на выходе при заданных значениях температур на входе.

Тепловой расчет теплообменных аппаратов сводится к сов-

местному решению двух уравнений: *теплового баланса и теплопередачи*. Эти уравнения лежат в основе теплового расчета любого теплообменного аппарата.

Уравнение теплового баланса записывается на основании *закона сохранения энергии*: тепловой поток, подводимый горячим теплоносителем $\dot{Q}_{\text{прих}}$, равен тепловому потоку, получаемому холодным теплоносителем $\dot{Q}_{\text{расх}}$, то есть $\dot{Q}_{\text{прих}} = \dot{Q}_{\text{расх}} = \dot{Q}$:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1(h_1' - h_1'') = \dot{m}_2(h_2'' - h_2'), \text{ Вт} \quad (1)$$

или, имея в виду, что $h = c_{pm} \cdot t$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{pm_1}(t_1' - t_1'') = \dot{m}_2 c_{pm_2}(t_2'' - t_2'), \text{ Вт} \quad (2)$$

где h , Дж/кг – энтальпия теплоносителей на входе (') и выходе (") из теплообменного аппарата; c_{pm} , Дж/(кг·К) – средняя изобарная теплоемкость теплоносителей в интервале температур t' и t'' ; $\dot{m}_1$ и $\dot{m}_2$, кг/с – массовые расходы горячего (воды) и холодного (воздуха) теплоносителей.

Уравнение теплопередачи характеризует интенсивность процесса переноса тепла между теплоносителями в целом, учитывая конвективный теплообмен на границах стенка - среда и теплопроводность в стенке:

$$\dot{Q} = k \cdot \Delta t \cdot F, \text{ Вт} \quad (3)$$

где F – площадь поверхности теплообмена, м²;

Δt – средняя разность температур между теплоносителями, °С;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

При передаче теплоты через плоскую стенку:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (4)$$

при передаче теплоты через цилиндрическую стенку

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \quad (5)$$

Для тонкостенных труб при $d_2/d_1 < 2$ расчет коэффициента теплопередачи $k_{расч}$ можно вести по выражению (4), как для плоской стенки. Погрешность расчета при этом не превышает 4 %.

В выражениях (4) и (5) α_1 и α_2 , Вт/м²·К – коэффициенты теплоотдачи на границах стенка - среда – рассчитываются по уравнениям подобия;

λ_c – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К); δ_c – толщина стенки, м; d_1 , d_2 – внутренний и наружный диаметры трубы, м.

Температура теплоносителей в общем случае изменяется вдоль поверхности теплообмена.

Рассмотрим рекуперативные теплообменные аппараты с непрерывно изменяющейся температурой теплоносителей для схем прямоточного и противоточного движения теплоносителей. В первом случае горячий и холодный теплоносители протекают параллельно в одном направлении, во втором – параллельно, но в противоположных направлениях.

Характер изменения температуры теплоносителей в прямоточных и противоточных теплообменниках представлены на рис. 1.

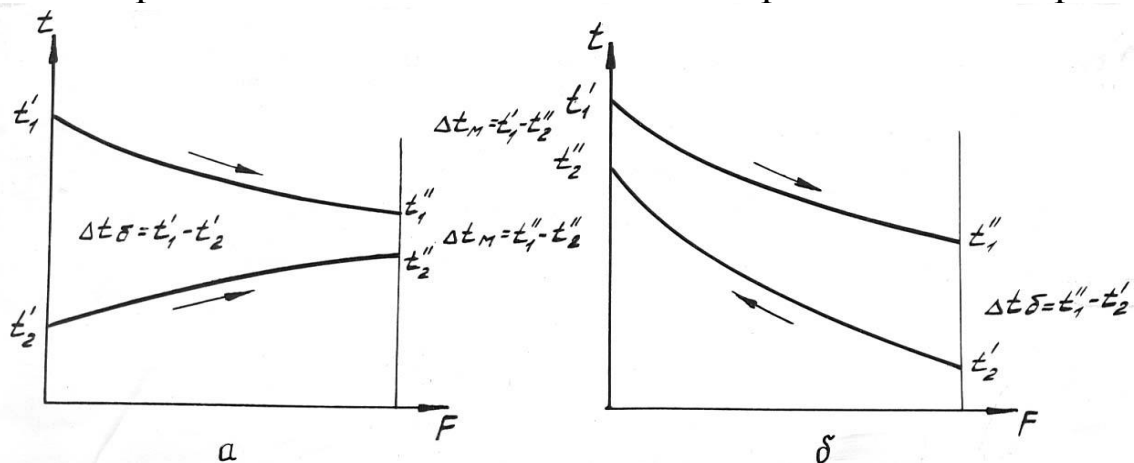


Рис. 1. Характер изменения температур теплоносителей при прямотоке (а) и противотоке (б)

Чтобы учесть сложный характер изменения температуры теплоносителей в уравнении теплопередачи используется средняя логарифмическая разность температур – среднелогарифмический температурный напор

$$\overline{\Delta t}_l = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}, \quad (6)$$

где Δt_{δ} – бóльшая разность температур между теплоносителями (на входе или выходе); Δt_m – меньшая разность температур между теплоносителями (на входе или выходе).

Уравнение (6) применимо как для противоточных, так и прямоточных теплообменников. Следует отметить, что при прочих равных условиях в случае противотока средняя логарифмическая разность температур больше, чем при прямотоке, поэтому через одну и ту же поверхность нагрева при противотоке количество передаваемой теплоты будет больше. Следовательно, эта схема с теплотехнической точки зрения является более предпочтительной и часто практически реализуется.

Теплопередача в трубных пучках с оребренными стенками

Исследуемый теплообменный аппарат имеет трубный пучок с двумя рядами труб по ходу движения внешнего теплоносителя – в нашем случае нагреваемого воздуха. Внутри гладкостенных труб, соединенных последовательно, протекает «горячий» теплоноситель – вода. Например, такие теплообменные аппараты в качестве радиаторов используются в автомашинах для охлаждения их ДВС (двигателей внутреннего сгорания). Для увеличения теплосъема на внешней поверхности труб располагаются ребра, за счет которых увеличивается отвод теплоты с оребренной поверхности:

$$\dot{Q} = \alpha_2 \cdot (t_c - t_{ж}) \cdot F_{оребр}.$$

Коэффициент теплопередачи $k_{расч}$ с учетом оребрения рассчитывается как

$$k_{расч} \cong \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2 \psi}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (7)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от воды к внутренним стенкам труб, Вт/(м²·К);

α_2 – средний коэффициент теплоотдачи от наружной ореб-

ренной поверхности труб к воздуху, Вт/(м²·К).

Коэффициент оребрения определяется как

$$\psi = F_{\text{оребр}} / F_{\text{глад}}, \quad (8)$$

где $F_{\text{оребр}}$ – суммарная внешняя поверхность оребренных труб, м²; $F_{\text{глад}}$ – внешняя поверхность труб без оребрения, м².

При толщине стенки $\delta_c = 0,001$ м, и коэффициенте теплопроводности материала стенки – медной трубки $\lambda_{\text{медн}} = 383$ Вт/(м·К), величиной термического сопротивления теплопроводности δ_c / λ_c можно пренебречь. Тогда

$$k_{\text{оребр}}^{\text{расч}} \cong \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2 \psi}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (9)$$

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 рассчитываются из уравнений подобия.

Расчет коэффициента теплоотдачи от воды к стенке α_1 .

При вынужденном движении жидкости в трубе уравнения подобия, из которых можно рассчитать коэффициент теплоотдачи, имеют вид:

Для $Re < 2000$ – ламинарный режим течения

$$Nu_{\text{жcd}} = 0,15 Re_{\text{жcd}}^{0,33} Pr_{\text{жс}}^{0,33} (Gr_{\text{жcd}} \cdot Pr_{\text{жс}})^{0,1} (Pr_{\text{жс}} / Pr_c)^{0,25}. \quad (10)$$

Для $Re_{\text{жcd}} > 10000$ – турбулентный режим течения:

$$Nu_{\text{жcd}} = 0,021 Re_{\text{жcd}}^{0,8} Pr_{\text{жс}}^{0,43} (Pr_{\text{жс}} / Pr_c)^{0,25}. \quad (11)$$

Для $2000 < Re_{\text{жcd}} < 10000$ – переходный режим течения

$$Nu_{\text{жcd}} = c Pr_{\text{жс}}^{0,43} (Pr_{\text{жс}} / Pr_c)^{0,25}, \quad (12)$$

где коэффициент $c = f(Re_{\text{жcd}})$ определяется из табл. 2.

Таблица 2

$Re_{\text{жcd}} \cdot 10^{-3}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
c	2,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

В уравнениях подобия (10) – (12)

$$Re_{\text{жcd}_1} = \frac{\dot{w}_1 d_1}{V_1}, \quad \text{– число Рейнольдса,}$$

где $\dot{w}_1$, м/с – скорость движения воды в трубе; d_1 – внутренний диаметр трубы; ν_1 , м²/с – коэффициент кинематической вязкости воды – из прил. 1 при средней температуре воды;

$$Nu_{жд} = \frac{\alpha_1 d_1}{\lambda_1} - \text{число Нуссельта,}$$

где λ_1 , Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности воды, по прил. 1 при средней температуре воды.

$$Gr_{жд} = \frac{g d_1^3 \beta_1 \Delta t}{\nu_1^2} - \text{число Грасгофа,}$$

где $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; β – коэффициент объемного расширения, 1/К, из прил. 1; $\Delta t = t_c - \bar{t}_1$, принять $t_c \approx 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2)$;

$$Pr = \frac{\nu}{a} - \text{число Прандтля.}$$

Числа $Pr_{жс}$ и Pr_c – из прил. 1 определяются при $\bar{t}_1$ и t_c соответственно.

В уравнениях (10)-(12) за определяющий размер принят внутренний диаметр трубы d_1 , а за определяющую температуру – средняя температура воды $\bar{t}_{ж1} = \bar{t}_1 = 0,5(t'_1 + t''_1)$, °С.

Расчет коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху α_2 .

Коэффициент теплоотдачи от наружной стенки труб α_2 при поперечном омывании воздухом коридорных пучков труб рассчитывается по уравнению подобия:

для $Re_{жд} < 1000$

$$Nu_{жд} = 0,56 Re_{жд}^{0,5} Pr_{жс}^{0,36} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25}; \quad (13a)$$

для $Re_{жд} > 1000$

$$Nu_{жд} = 0,22 Re_{жд}^{0,65} Pr_{жс}^{0,36} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25}, \quad (13b)$$

где определяющий размер $d_2^{нар}$ – наружный диаметр труб; определяющейся температура – средняя температура воздуха $\bar{t}_{ж2} = \bar{t}_2 = 0,5(t'_2 + t''_2)$.

Уравнение (13) позволяет рассчитывать коэффициент теплоотдачи к воздуху α_2 для третьего и последующих рядов коридорного пучка. Чтобы определить коэффициенты теплоотдачи первого и второго рядов нужно умножить эту величину на поправочный коэффициент ε_i , который составляет соответственно 0,6 и 0,9, то есть

$$\alpha^I = \alpha^{III} \cdot 0,6; \quad \alpha^{II} = \alpha^{III} \cdot 0,9 \quad (14a)$$

Средний для двухрядного трубного пучка коэффициент теплоотдачи в исследуемом теплообменнике равен

$$\bar{\alpha}_2 = 0,5 \cdot (\alpha^I + \alpha^{II}) = \alpha^{III} \cdot 0,75, \quad (14b)$$

так как число труб и их размеры в обоих рядах одинаковы.

Проведение опытов

Экспериментальная установка (рис.2) представляет собой теплообменный аппарат с двумя рядами труб. Наружные поверхности труб, омываемые поперечным потоком холодного воздуха, оребрены. Внутри труб протекает нагретая вода, которая и охлаждается воздухом.

Порядок работы:

1. Включить компрессор 2 и отрегулировать расход воздуха по ротаметру Π_2 в соответствии с вариантом задания.

2. Включить термостат 3 и отрегулировать расход воды по ротаметру Π_1 в соответствии с вариантом задания.

3. С помощью контактного термометра 7 выставить заданную температуру воды, которая устанавливается в термостате 3.

4. Измерение разности температур теплоносителей на входе и выходе осуществляется с помощью цифрового милливольтметра 9, подключенного к двум дифференциальным термопарам:

- переключатель термопар 8 в положении «2» соответствует показаниям $e_2 \sim \Delta t_1$ – изменение температуры воды – определяется по градуировочному графику $\Delta t_1 = f(e_2)$, $\Delta t_1 = t_1' - t_1''$, температура t_1' определяется с помощью контактного термометра 7;

- переключатель термопар 8 в положении «4» соответствует показаниям $e_4 \sim \Delta t_2$ – изменение температуры воздуха – определяется по градуировочному графику $\Delta t_2 = f(e_4)$, $\Delta t_2 = t_2' - t_2''$, температура t_2' определяется с помощью термометра, установленного во

входном трубопроводе.

Здесь (') – на входе, (") – на выходе.

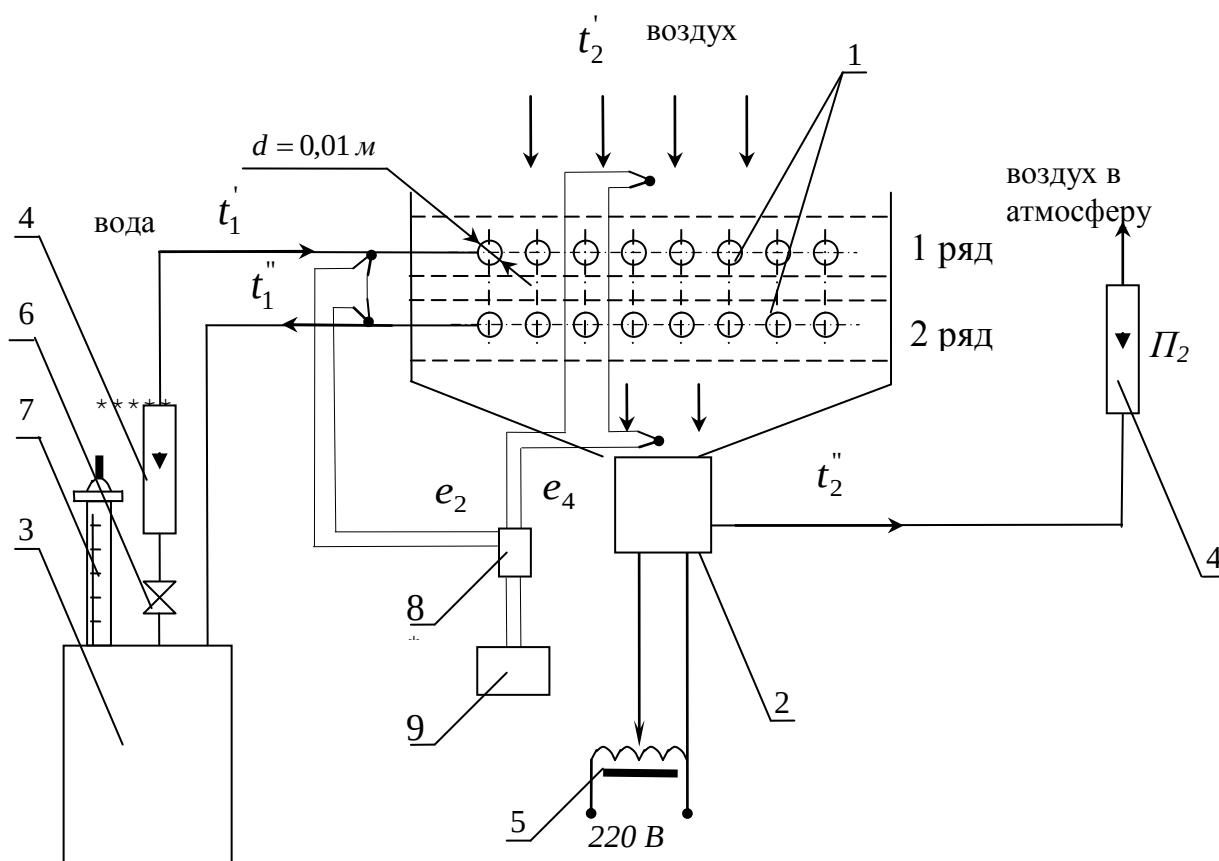


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:

1 – оребренные трубные пучки коридорного типа; 2 – воздуходувка; 3 – термостат; 4 – ротаметры; 5 – регулятор расхода воздуха; 6 – кран регулирования расхода воды; 7 – контактный термометр; 8 – переключатель термопар; 9 – цифровой милливольтметр; 10-дифференциальные термопары.

5. Контроль за выходом теплообменника на стационарный режим ведется по термопаре с показанием e_4 – соответствующем изменению температуры воздуха Δt_2 (переключатель термопар установить в положение 4)

На графике стационарности (рис. 3) наносить показания милливольтметра e_4 через каждые 2 мин до наступления стационарного режима, (о чем свидетельствует неизменность разности температур

$\Delta t_2 = t_2' - t_2''$, а следовательно, и показаний e_4 в течение 6 мин).

6. По наступлении стационарного режима занести показания всех приборов в табл. 3. По градуировочным графикам определить значения всех искомых величин и заполнить табл. 3.

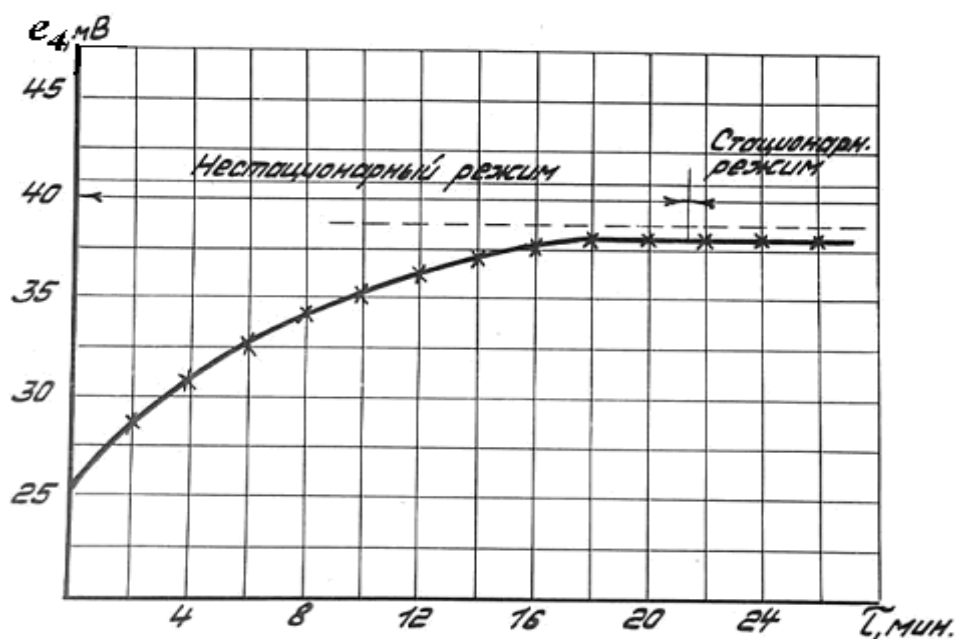


Рис. 3. График стационарности (образец)

Таблица 3

№ опы- та	P_1 , дел.	$\dot{V}_1$, м ³ /с	P_2 , дел.	$\dot{V}_2$, м ³ /с	Вода				Воздух				B, мм. рт. ст.
					e_2 , мВ	Δt_1 , °C	t_1' , °C	t_1'' , °C	e_4 , мВ	Δt_2 , °C	t_2' , °C	t_2'' , °C	
1													
2													

Обработка опытных данных

Конечной целью работы является сопоставление опытных $k_{эксп}$ и расчетных $k_{расч}$ значений коэффициентов теплопередачи в теплообменном аппарате с двухрядным трубным пучком и оребренными стенками.

Определение экспериментального значения коэффициента теплопередачи $k_{эксп}$

По измеренным данным в соответствии с уравнением теплопередачи (3) рассчитать коэффициент теплопередачи

$$k_{\text{эксн}} = \frac{\dot{Q}_{\text{эксн}}}{\Delta t \cdot F} . \quad (15)$$

1. Определить в соответствии с уравнением (2) экспериментальные значения тепловых потоков, подведенные горячей водой $\dot{Q}_{\text{подв}}^{\text{вода}} = \dot{Q}_{\text{прих}}$, и полученные воздухом $\dot{Q}_{\text{получ}}^{\text{возд}} = \dot{Q}_{\text{расх}}$.

Значения теплоемкостей воды и воздуха устанавливаются при их средних температурах из приложений 1 и 2.

Массовые расходы теплоносителей рассчитываются как

$$\dot{m}_1 = \dot{V}_1 \cdot \rho_1, \text{ кг/с}; \quad \dot{m}_2 = \dot{V}_2 \cdot \rho_2, \text{ кг/с} \quad (16)$$

где плотность воды ρ_1 определяется при средней температуре из приложения 1; а плотность воздуха ρ_2 рассчитывается при средней температуре воздуха $\bar{T}_2$ по уравнению Клапейрона-Менделеева

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{p_2}{RT_2}, \text{ кг/м}^3 \text{ принимая } p_2 = B - \text{барометрическое давление,}$$

Па. Газовая постоянная воздуха $R_{\text{возд}} = \frac{\mu R}{\mu_{\text{возд}}} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.

2. Вычисленные тепловые потоки из-за погрешностей измерения могут не совпадать. Рассчитать расхождение между потоком тепла, подведенным горячей водой $\dot{Q}_{\text{подв}}^{\text{вода}} = \dot{Q}_{\text{прих}}$, и тепловым потоком, полученным холодным воздухом $\dot{Q}_{\text{получ}}^{\text{возд}} = \dot{Q}_{\text{расх}}$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{подв}}^{\text{вода}} - \dot{Q}_{\text{получ}}^{\text{возд}}}{\dot{Q}_{\text{подв}}^{\text{вода}}} \cdot 100, \% \quad (16)$$

При превышении расхождения $\varepsilon = 30\%$ достоверность опытных данных сомнительна и измерения надо повторить.

3. В исследуемом теплообменном аппарате реализуется перекрестная схема движения теплоносителей – перекрестный ток. С хорошим приближением можно рассматривать эту схему как противоток, рис. 1б. Среднелогарифмическая разность температур температурный напор можно рассчитать по выражению (6).

4. Площадь внутренней поверхности всех труб теплообменника $F_1 = \pi \cdot d_1 \cdot l_{\text{тр}} = 0,15 \text{ м}^2$, где d_1 – внутренний диаметр труб, $d_1 = 0,01 \text{ м}$; $l_{\text{тр}}$ – общая длина труб теплообменного аппарата, $l_{\text{тр}} = 7 \text{ м}$.

5. Полагая, что точность измерений температур и расхода воды оказывается выше, чем для воздуха, расчет $k_{эксн}$ выполнить по данным для воды $\dot{Q}_{подв}^{вода}$ из уравнения (16).

$$k_{эксн} = \frac{\dot{Q}_{подв}^{вода}}{F_1 \cdot \Delta t_l} \quad (17)$$

Определение расчетного значения коэффициента теплопередачи $k_{расч}$

1. Рассчитать коэффициент теплоотдачи α_1 с использованием уравнения (10), (11) или (12)

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{жcd_1} \lambda_1}{d_1} \quad (18)$$

Значение числа Нуссельта $Nu_{жcd_1}$ определяется в соответствии со значением числа Рейнольдса $Re_{жcd_1} = \frac{\dot{w}_1 d_1}{\nu_1}$, по величине которого устанавливается режим течения и выбирается уравнение (10)-(12). Коэффициент кинематической вязкости воды ν_1 , м²/с – из прил. 1 при средней температуре воды; $\dot{w}_1$, м/с – скорость воды в трубе,

$$\dot{w}_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot f_1};$$

$$f_1, \text{ м}^2 - \text{площадь сечения трубы}^2, \quad f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

2. Рассчитать коэффициент теплоотдачи α_2^{III} при поперечном омывании труб из выражения

$$\alpha_2^{III} = \frac{Nu_{жcd_2} \lambda_2}{d_2} \quad (19)$$

Здесь число Нуссельта $Nu_{жcd_2}$ рассчитывается по уравнению (13a) или (13b);

d_2 – наружный диаметр трубы, $d_2 = 0,012$ м;

λ_2 , Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности воздуха – из прил. 2

при средней температуре воздуха $\bar{t}_2 = 0,5(t'_2 + t''_2)$.

$$Re_{жд_2} = \frac{\dot{w}_2 d_2}{\nu_2} - \text{число Рейнольдса},$$

где w_2 - скорость воздуха в самом узком сечении пучка труб,

$$w_2 = \frac{\dot{m}_2}{f_2 \cdot \rho_2}, \text{ м/с; } f_2 - \text{площадь самого узкого сечения в трубном}$$

пучке, $f_2 = 0,022 \text{ м}^2$; ν_2 , $\text{м}^2/\text{с}$ - коэффициент кинематической вязкости воздуха, из прил. 2 при $\bar{t}_2$; $Pr_{жс}$ и Pr_c - число Прандтля - по прил. 2 при $\bar{t}_2$ и t_c соответственно; ρ_2 , кг/м^3 - плотность воздуха при средней температуре воздуха $\bar{t}_2$, рассчитываемой по уравнению Клапейрона-Менделеева ($\bar{T}_2$).

3. Рассчитать средний коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ от стенок оребренных труб первого и второго ряда к воздуху с учетом (14а) и (14б).

4. Вычислить расчетное значение коэффициента теплопередачи $k_{расч}$ по уравнению (9) с учетом коэффициента оребрения $\psi=5$.

5. Рассчитать расхождение между $k_{эксп}$ и $k_{расч}$

$$\varepsilon_k = \frac{k_{эксп} - k_{расч}}{k_{эксп}} \cdot 100, \% . \quad (20)$$

Контрольные вопросы

1. Теплообменные аппараты. Назначение, классификация.
2. Цель проектного (конструкторского) и поверочного тепловых расчетов теплообменных аппаратов.
3. Основы теплового расчета теплообменных аппаратов. Уравнение теплового баланса и теплопередачи.
4. Методы интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах. Оребрение теплоотдающих поверхностей.
5. Влияние схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах: прямотока и противотока.
6. Экспериментальная установка и методика проведения эксперимента. Расчет $k_{эксп}$.
7. Порядок определения расчетного значения коэффициента

теплопередачи $k_{расч}$.

8. Сравнение экспериментального и расчетного значений коэффициента теплопередачи.

Приложение 1

Теплофизические свойства воды

t , °C	C_{pm} , кДж/(кг·К)	ρ , кг/м ³	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с при $B=760$ мм. рт. ст.	λ , Вт/(м·К)	Pr
10	4,191	999,7	1,306	0,574	9,52
15	4,187	990,0	1,150	0,586	8,22
20	4,183	998,2	1,006	0,599	7,02
25	4,187	997,1	0,900	0,605	6,22
30	4,174	995,7	0,805	0,618	5,46
35	4,174	994,0	0,730	0,620	4,90
40	4,174	992,2	0,650	0,627	4,36
45	4,174	990,0	0,600	0,634	4,00
50	4,174	989,1	0,556	0,640	3,59
55	4,176	985,6	0,010	0,645	3,30
60	4,179	983,1	0,478	0,650	3,03
65	4,183	980,4	0,445	0,656	2,80
70	4,187	977,8	0,415	0,662	2,58

Приложение 2

Теплофизические свойства сухого воздуха

t , °C	C_{pm} , кДж/(кг·К)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с при $B=760$ мм. рт. ст.	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Pr
10	1,005	14,16	2,51	0,705
15	1,005	14,60	2,55	0,704
20	1,005	15,06	2,59	0,703
25	1,005	15,50	2,63	0,702
30	1,005	16,00	2,67	0,701
35	1,005	16,50	2,71	0,700
40	1,005	16,96	2,76	0,699
45	1,005	17,50	2,80	0,698
50	1,005	17,95	2,83	0,698