



Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана

Методические указания

ВЫПОЛНЕНИЕ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО КУРСУ «ТЕОРИЯ ТЕПЛОМАССОБМЕНА»

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана

Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана

ВЫПОЛНЕНИЕ
ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО КУРСУ
«ТЕОРИЯ ТЕПЛОМАССОБМЕНА»

Методические указания

Под редакцией *В.И. Хвостова, В.Н. Афанасьева*

Москва
Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
2012

УДК 536.24
ББК 31.31
В92

Рецензент *С.А. Бурицев*

Авторы: А.М. Пылаев (работа ТП-01), К.С. Егоров
(работа ТП-03), В.Н. Афанасьев (работа ТП-04),
А.Ю. Чирков (работа ТП-05), С.В. Рыжков (работа ТП-11),
В.И. Хвостов (работа ТП-14)

**Выполнение лабораторных работ по курсу «Теория
В92 тепломассообмена»**: метод. указания / Под ред. В.И. Хвостова,
В.Н. Афанасьева. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана,
2012. — 67, [5] с. : ил.

Методические указания содержат подробное описание и руководство по выполнению лабораторных работ.

Для студентов 3-го и 4-го курсов МГТУ им. Н.Э. Баумана, обучающихся по машиностроительным специальностям.

Рекомендовано Учебно-методической комиссией НУК Э МГТУ им. Н.Э. Баумана.

УДК 536.24
ББК 31.31

Работа ТП-01
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА
ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ТВЕРДЫХ МАТЕРИАЛОВ

Цель работы — ознакомление с основными понятиями теории теплопроводности; освоение методики экспериментального определения коэффициента теплопроводности и методики обработки полученных результатов.

Содержание работы

1. Экспериментальное определение коэффициента теплопроводности исследуемого материала при трех температурных режимах.
2. Получение аналитической зависимости коэффициента теплопроводности от температуры (в пределах возможной точности).
3. Оценка погрешностей измерений.

Основы теории

Теплопроводностью называется перенос теплоты в сплошной среде вследствие теплового движения структурных частиц вещества, т. е. перенос, не связанный с конвективным движением макроскопических частиц.

Совокупность значений температуры для всех точек рассматриваемого тела в фиксированный момент времени называется *температурным полем тела*; оно скалярно и может быть стационарным или нестационарным.

Геометрическое место точек с одинаковой температурой представляет собой изотермическую поверхность. На плоскости, секущей такие поверхности, получаются линии — *изотермы*.

Любому температурному полю соответствуют поля двух векторных величин — поле температурного градиента и поле плотности теплового потока. *Температурным градиентом* (∇t , или $\text{grad } t$) в какой-либо точке является вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в этой точке в сторону роста температуры и по абсолютной величине равный

$$|\nabla t| = \left| \frac{\partial t}{\partial n} \right| = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left| \frac{\Delta t}{\Delta n} \right|, \quad (1.1)$$

где ∇t — градиент температуры, К/м; Δn — длина отрезка нормали к изотермической поверхности, на концах которого разность температур равна Δt , К.

Плотность теплового потока q , Вт/м², в какой-либо точке есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности (в этой точке) в сторону снижения температур и по абсолютной величине равный количеству теплоты, проходящему в единицу времени через единицу площади изотермической поверхности.

Закон Био — Фурье устанавливает связь между векторами q и $\text{grad } t$:

$$q = -\lambda \text{grad } t. \quad (1.2)$$

Знак минус указывает на противоположные направления векторов. Здесь λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), являющийся теплофизической характеристикой материальной структуры и указывающий на способность вещества проводить теплоту.

В общем случае коэффициент теплопроводности является функцией структуры, плотности и влажности вещества, а также температуры и давления. В большинстве технических задач λ рассматривается либо как постоянная величина, либо как функция только температуры. По своему физическому смыслу коэффициент теплопроводности можно определить как количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу изотермической поверхности в рассматриваемой среде при единичном значении градиента температуры.

Числовое значение коэффициента теплопроводности изменяется в широких пределах: для газов $\lambda = 0,005 \dots 0,50$ Вт/(м·К); для капельных жидкостей $\lambda = 0,08 \dots 0,80$ Вт/(м·К); для строитель-

ных и теплоизоляционных материалов $\lambda = 0,02 \dots 3,0$ Вт/(м·К); для металлов $\lambda = 8 \dots 410$ Вт/(м·К).

Значения коэффициента теплопроводности определяют экспериментальным путем. Наиболее простыми для определения величины λ являются стационарные методы, в частности так называемый метод пластины. Для плоской стенки, имеющей толщину δ и состоящей из однородного вещества, при соблюдении граничных условий первого рода (при поддержании постоянства температуры на границах раздела (t_{c1} и t_{c2})), распределение температуры линейно, изотермические поверхности параллельны границам раздела, а градиент температуры постоянен и равен $\text{grad } t = (t_{c2} - t_{c1})/\delta$.

Плотность теплового потока, проходящего через стенку,

$$q = -\lambda \text{grad } t = -\lambda(t_{c2} - t_{c1})/\delta, \quad (1.3)$$

поэтому коэффициент теплопроводности следует определять по формуле

$$\lambda = \frac{q\delta}{t_{c2} - t_{c1}}$$

или

$$\lambda = \frac{Q\delta}{F(t_{c2} - t_{c1})}, \quad (1.4)$$

где $Q = qF$ — общее количество теплоты, проходящее через плоскую стенку, Вт; F — площадь поверхности теплообмена, м².

В рассматриваемой задаче торцовые поверхности стенки считаются теплоизолированными.

Описание установки

Для экспериментального определения коэффициента теплопроводности в этой работе используют стационарный метод — метод пластины. Пластинами служат два плоских диска. Схема установки представлена на рис. 1.1. Два диска 3 (толщина $\delta = (5,0 \pm 0,15)$ мм, диаметр $d = 140$ мм) из исследуемого материала установлены между двумя холодильниками 2 и нагревателем 5. Плотность контакта дисков с поверхностями нагревателя и холодильника обеспечивается благодаря высокому качеству обработки поверхностей (по седьмому классу) и скреплению элементов установки болтовым соединением.

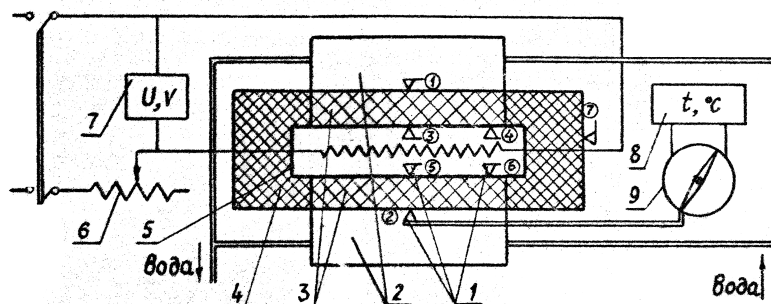


Рис. 1.1. Схема экспериментальной установки:

1 — термопары; 2 — холодильники; 3 — диски (исследуемые образцы); 4 — кожух; 5 — нагреватель; 6 — автотрансформатор; 7 — комбинированный прибор (вольтметр); 8 — милливольтметр; 9 — переключатель термопар

Корпус нагревателя состоит из двух скрепляемых между собой латунных дисков (диаметр $d_n = 146$ мм, общая высота $h_n = 12$ мм). В пространстве между дисками установлен нагревательный элемент из нихромовой проволоки, изолированный от дисков асбестом. Питание нагревателя осуществляется переменным током через автотрансформатор 6, позволяющий изменять подаваемую мощность. Падение напряжения на нагревательном элементе измеряется комбинированным прибором 7 (Щ-4313 первого класса). Электрическое сопротивление элемента определено в процессе изготовления лабораторной установки и равно 41,7 Ом (с погрешностью менее 1%). Нагреватель окружен кожухом 4, являющимся теплоизолятором для боковых поверхностей исследуемых дисков 3.

В установившемся тепловом режиме выделяющаяся в нагревателе теплота почти полностью (за вычетом радиальных утечек) проходит через образцы и затем отводится с водой, протекающей через полости двух холодильников. Каждый из них представляет собой цилиндрическую коробку (наружным диаметром 140 мм) из стали, состоящую из корпуса и крышки (общая высота 20 мм). Корпус выполнен в виде диска с выфрезерованными спиральными канавками для направленной циркуляции воды.

Для измерения температуры поверхностей образцов использовано шесть хромель-копелевых термопар. Термопары № 1 и 2

зачеканены по центру прилегающих к образцам поверхностей холодильников; четыре термопары — на торцовых поверхностях нагревателя (№ 3 и 5 — по центру, № 4 и 6 — на периферии). На боковой поверхности теплоизолирующего кожуха установлена термопара № 7. Термопары присоединены через переключатель 9 к милливольтметру 8 (МВ 46-41 А первого класса), фиксирующему их показания. Время выхода установки на стационарный режим — не более 20 мин.

Порядок выполнения работы

Перед включением установки проверить наличие и исправность цепи заземления корпуса установки. Убедиться, что ручка регулятора напряжения (автотрансформатора) выведена против хода часовой стрелки до упора.

1. Включить установку в сеть нажатием кнопки выключателя на пульте (при этом загорится сигнальная лампа).

2. Записать показания ртутного термометра, фиксирующего температуру воздуха в помещении ($t_{\text{в}}$).

3. Открыть вентиль подачи охлаждающей воды в холодильники, убедиться в нормальной работе системы охлаждения.

4. Включить подачу напряжения на нагревательный элемент и затем, вращая ручку автотрансформатора по ходу часовой стрелки, плавно установить значение напряжения для первого режима $U \approx 35$ В. Для более точного измерения U в первом, а затем и во втором режиме следует использовать диапазон $U \leq 50$ В прибора 8 (с соответствующим тумблером).

5. После 20 мин работы установки измерить значения температуры t_1, \dots, t_7 милливольтметром.

6. Повторять измерения всех значений температуры через 3...5 мин: убедиться, что показания не меняются во времени.

7. Установить второй режим работы установки, увеличивая напряжение до $U \approx 48$ В.

Время выхода на стационарный режим выдержать в течение 15...20 мин.

8. Провести измерения в таком же порядке, что и в первом режиме (см. п. 6).

9. Установить третий режим ($U \approx 60 \text{ В}$), переключив предел измерений прибора 8 на 500 В, и провести измерения в той же последовательности, что и в первом режиме.

10. По окончании эксперимента отвести ручку автотрансформатора против хода часовой стрелки до упора, выключить подачу напряжения на нагреватель, отключить питание установки, после чего закрыть вентиль подачи воды в холодильники.

Обработка результатов экспериментов

Для расчетов следует использовать результаты, относящиеся к полностью установившемуся стационарному режиму.

Количество теплоты, Вт, выделяемое нагревателем в единицу времени, определяется согласно выражению

$$Q = \frac{U^2}{R}, \quad (1.5)$$

где U — измеренное падение напряжения на рабочем участке, В; R — активное сопротивление нагревательного элемента, Ом.

Расчетный тепловой поток, проходящий через исследуемые образцы,

$$Q_p = Q - Q_{\text{пот}}, \quad (1.6)$$

где $Q_{\text{пот}}$ — количество теплоты, теряемое вследствие утечек через теплоизолирующий кожух. С целью предварительной оценки этой величины было рассмотрено трехмерное (фактическое) стационарное поле в элементах установки. Для расчета потерь получены формулы

$$Q_{\text{пот}} = F_k \alpha_k (t_k - t_b) + 0,33(t_b - t_x); \quad (1.7)$$

$$\alpha_k = 3,31 + 2,4 \cdot 10^{-3}(t_p + t_r); \quad (1.8)$$

$$t_p = t_b + 0,30(t_r - t_b) - 0,06(t_b - t_x). \quad (1.9)$$

Здесь $F_k = 0,039 \text{ м}^2$ и t_k — соответственно расчетная площадь и средняя температура, °С, наружной поверхности теплоизолирующего кожуха; α_k — коэффициент теплоотдачи от поверхности кожуха, Вт/(м²·К); t_p — расчетная температура, °С, теоретически равная температуре, измеренной термопарой № 7; t_b и t_b — температуры окружающего воздуха и крепежного болта, °С; t_x и t_r —

средние температуры торцов двух образцов со стороны холодильников и нагревателя соответственно, °С, при этом

$$t_x = (t_1 + t_2)/2; \quad t_r = (t_3 + t_4 + t_5 + t_6)/4. \quad (1.10)$$

По предварительным расчетам

$$t_6 = 0,13t_r + 0,09t_b + 0,73t_x; \quad t_k = 1,08t_p - 0,08(2t_b - t_x). \quad (1.11)$$

Коэффициент теплопроводности определяют по выражению

$$\lambda = \frac{Q_p \delta}{2F(t_r - t_x)}, \quad (1.12)$$

где $F = \pi d^2/4$ – площадь торцевой поверхности образца, м²; δ – толщина образца, м.

Полученное по формуле (1.12) значение коэффициента теплопроводности следует считать относящимся к средней температуре образца

$$t_{cp} = (t_r + t_x)/2. \quad (1.13)$$

По результатам для трех указанных выше режимов, считая зависимость коэффициента теплопроводности от средней температуры образца линейной функцией вида

$$\lambda = a + bt_{cp}, \quad (1.14)$$

следует построить график этой зависимости и определить значения a и b .

Оценка погрешностей измерений

Среднее квадратичное значение относительной погрешности косвенного измерения коэффициента теплопроводности рассчитывают в соответствии с выражением (1.12) по формуле

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\lambda}{\lambda} \cdot 100\% = \\ = \sqrt{\left(\frac{\Delta\delta}{\delta}\right)^2 + 2\left(\frac{\Delta d}{d}\right)^2 + 2\left(\frac{\Delta t}{t_r - t_x}\right)^2} + W \cdot 100\%, \end{aligned} \quad (1.15)$$

где $W = \frac{\Delta Q^2 + \Delta Q_{\text{пот}}^2}{(Q - Q_{\text{пот}})^2}$; Δ – символ абсолютной погрешности.

Справедливо, что $|\Delta Q_{\text{пот}}| \ll |\Delta Q|$ и $\Delta Q/Q = 2\Delta U/U + \Delta R/R$. Можно принять $|\Delta U/U| \gg |\Delta R/R|$; поэтому $\Delta Q/Q \approx 2\Delta U/U$; $\Delta U/U = \pm 0,01(U_{\uparrow} - U_{\downarrow})/U$, где U_{\uparrow} и U_{\downarrow} – верхний и нижний пределы используемого диапазона значений напряжения; U – измеряемое значение напряжения. Значение Δt допустимо принять равным 1 К. Считая погрешности в определении геометрических размеров образца пренебрежимо малыми ($\Delta \delta = \Delta d = 0$), получаем

$$\frac{\Delta \lambda}{\lambda} \cdot 100 \% = \pm 2 \sqrt{\frac{(U_{\uparrow} - U_{\downarrow})^2 U^2}{10^{-4}(1 - Q_{\text{пот}}/Q)^2} + \frac{1}{(t_{\text{г}} - t_{\text{х}})^2}} \cdot 100 \%.$$

Отчет о работе должен содержать: краткое описание работы; принципиальную схему экспериментальной установки; оформленный протокол испытаний, содержащий оценку погрешности измерения.

Контрольные вопросы

1. Напишите уравнение Био – Фурье. Поясните физический смысл входящих в него величин.
2. Дайте определение коэффициента теплопроводности.
3. При каких граничных условиях получена расчетная формула, используемая при экспериментальном определении коэффициента теплопроводности λ ?
4. Дайте пояснения к схеме экспериментальной установки.
5. При каком режиме работы установки осуществляются измерения?
6. Какие величины измеряются при проведении эксперимента?
7. Назовите основные причины возможных погрешностей данного эксперимента.

Работа ТП-03
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ
ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ
НА ПОВЕРХНОСТИ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ЦИЛИНДРА

Цель работы — ознакомление с основами конвективного теплообмена при естественной конвекции; освоение методики экспериментального исследования процесса теплообмена и методики обобщения полученных результатов.

Содержание работы

1. Определение среднего значения коэффициента теплоотдачи на поверхности горизонтального цилиндра в условиях естественной конвекции при трех значениях температурного перепада.

2. Обработка результатов эксперимента, предоставление их в виде критериальной зависимости и сравнение полученной зависимости с известной расчетной зависимостью.

С основами теории теплообмена при естественной конвекции следует ознакомиться по указаниям к лабораторной работе ТП-04.

Описание установки

Принципиальная схема экспериментальной установки для определения коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции в неограниченном пространстве около горизонтального цилиндра представлена на рис. 3.1. Установка выполнена в виде сборной конструкции, которая включает в себя рабочий участок 11, панель управления 15, блок регулирования мощности 16 и блок измерения температуры 17. Рабочий участок представляет

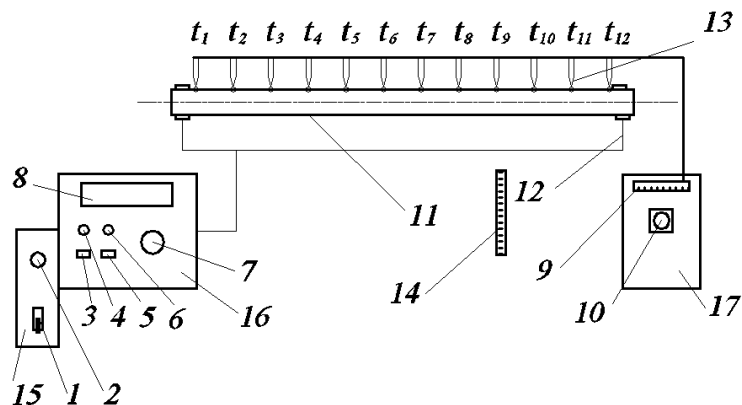


Рис. 3.1. Схема экспериментальной установки:

1 – тумблер подачи напряжения; 2 – индикатор подачи напряжения; 3 – кнопка подачи напряжения на рабочий участок; 4 – индикатор подачи напряжения на рабочий участок; 5 – кнопка отключения подачи напряжения на рабочий участок; 6 – индикатор перегрузки; 7 – регулятор мощности; 8 – комбинированный цифровой прибор ЦЦ-4313; 9 – милливольтметр МВУ-41А; 10 – переключатель-коммутатор; 11 – рабочий участок; 12 – токоподающие шины; 13 – термопары; 14 – ртутный термометр; 15 – панель управления; 16 – блок регулирования мощности; 17 – блок измерения температуры

собой металлическую тонкостенную трубу наружным диаметром $d = 20$ мм (или 9,5 мм) и длиной 874 мм, расположенную горизонтально. Торцы трубы теплоизолированы. Труба нагревается в результате пропускания электрического тока низкого напряжения. Панель управления установкой включает в себя тумблер 1 подачи напряжения и индикатор 2 подачи напряжения. Блок мощности состоит из кнопки 3 подачи напряжения на рабочий участок, индикатора 4 подачи напряжения на рабочий участок, кнопки 5 отключения подачи напряжения на рабочий участок и индикатора перегрузки 6. Для измерения напряжения, подаваемого на рабочий участок, в блоке регулирования мощности 16 используется комбинированный цифровой прибор 8 (ЦЦ-4313), для регулирования напряжения на рабочем участке – автотрансформатор. Плавная регулировка напряжения осуществляется с помощью регулятора мощности 7. Эксперимент проводят на трех режимах нагрева при напряжении $U_1 = 0,8$ В; $U_2 = 1,3$ В; $U_3 = 1,7$ В.

На поверхности трубы заделаны 12 горячих спаев (значения температуры t_1, \dots, t_{12}) хромель-копелевых термопар 13, свободные концы которых выведены на блок измерения температуры 17. В блоке измерения температуры коммутация сигнала с термопар производится с помощью переключателя коммутатора 10. ТермоЭДС термопар измеряется милливольтметром 9 (МВУ-41А) со шкалой, градуированной в градусах Цельсия. Милливольтметр снабжен устройством КТ-3 для автоматической компенсации изменения температуры холодного спая термопары. При принятой в настоящей работе схеме нагрева цилиндра тепловой поток является постоянным и на большей части рабочего участка 11 (за исключением участков, прилегающих к токоподающим шинам 12) направлен по нормали к поверхности. Поэтому при усреднении значений температуры поверхности цилиндра показания четырех крайних термопар не учитывают, в расчет входят значения восьми термопар (значения температуры t_3, \dots, t_{10}).

Температура окружающей среды ($t_{ж}$) измеряется с помощью ртутного термометра 14. В работе применяются приборы первого класса точности.

Порядок выполнения работы

1. Включить тумблер 1 подачи напряжения на панели управления.
2. Включить комбинированный цифровой прибор 8 на блоке регулирования мощности 16.
3. Включить подачу напряжения на рабочий участок, нажав кнопку 3.
4. Установить значение напряжения $U_1 = 0,8$ В для первого режима на рабочем участке поворотом регулятора мощности 7, при этом осуществляется плавная регулировка. Установленное значение падения напряжения U снимается с комбинированного цифрового прибора 8.
5. Через 10...15 мин после установления стационарного температурного режима измерить значения температуры (t_3, \dots, t_{10}) и результаты измерений занести в протокол наблюдений.
6. Установить значения напряжения $U_2 = 1,3$ В и $U_3 = 1,7$ В и повторить действия пп. 4, 5 для второго и третьего режимов.

7. Отключить подачу напряжения на рабочий участок, нажав кнопку 5.

8. Выключить комбинированный цифровой прибор 8 на блоке регулирования мощности 16.

9. Выключить тумблер 1 подачи напряжения на панели управления.

Обработка результатов измерений

Определить количество теплоты, передаваемое от поверхности трубы окружающей среде в единицу времени, Вт:

$$Q = \frac{U^2}{R},$$

где U — напряжение, подаваемое на нагреватель и измеряемое прибором 8, В; $R = 0,068$ Ом для трубы диаметром $d = 20$ мм и $R = 0,0438$ Ом для трубы диаметром $d = 9,5$ мм.

Рассчитать среднюю температуру поверхности трубы, °С:

$$t_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=3}^{10} t_i}{8}.$$

Найти разность средней температуры поверхности трубы и окружающей среды (жидкости):

$$\Delta t = t_{\text{ср}} - t_{\text{ж}},$$

где $t_{\text{ж}}$ — температура окружающей среды, °С.

Определить коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К):

$$\alpha = \frac{Q}{\Delta t F},$$

где $F = \pi dl$ — площадь поверхности теплообмена, м².

Теплота Q передается окружающей среде не только естественной конвекцией, но и излучением. Поэтому полученное в результате эксперимента значение коэффициента теплоотдачи является суммарным:

$$\alpha = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$ определяют по уравнению

$$\alpha_{\text{л}} = \varepsilon \cdot 5,67 \frac{\left(\frac{T_{\text{ср}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ж}}}{100}\right)^4}{t_{\text{ср}} - t_{\text{ж}}},$$

где $\varepsilon = 0,6$ — степень черноты поверхности трубы; $T_{\text{ср}} = t_{\text{ср}} + 273$ — абсолютная средняя температура трубы, К; $T_{\text{ж}} = t_{\text{ж}} + 273$ — абсолютная температура окружающей среды, К.

Определить коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha - \alpha_{\text{л}}.$$

Найти определяющую температуру, °С, в качестве которой принять среднее между значениями температуры окружающей среды и поверхности трубы:

$$t_m = (t_{\text{ж}} + t_{\text{ср}})/2.$$

Из табл. 3.1 по температуре t_m определяют теплофизические параметры воздуха: λ_m — теплопроводность, Вт/(м·К); ν_m — кинематическую вязкость, м²/с; Pr_m — критерий Прандтля; a — коэффициент температуропроводности, м²/с.

Таблица 3.1

Физические параметры сухого воздуха при нормальном давлении

$t, \text{°C}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м·К)}$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
10	2,51	20,06	14,16	0,705
20	2,59	21,42	15,06	0,703
30	2,67	22,54	16,00	0,701
40	2,75	24,26	16,96	0,699
50	2,82	25,72	17,95	0,698
60	2,89	27,26	18,97	0,696
70	2,96	28,85	20,02	0,694
80	3,04	30,48	21,09	0,692
90	3,12	32,03	22,10	0,690
100	3,20	33,62	23,13	0,688
120	3,33	37,10	25,45	0,686

Окончание табл. 3.1

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
140	3,48	40,64	27,80	0,684
160	3,63	44,12	30,09	0,682
180	3,77	47,71	32,49	0,681
200	4,55	51,25	34,85	0,680

Рассчитать критерий Нуссельта

$$\text{Nu}_m = \frac{\alpha d}{\lambda_m},$$

где d — диаметр цилиндра, м.

Рассчитать критерий Грасгофа

$$\text{Gr}_m = \frac{g\beta\Delta t d^3}{\nu_m^2},$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; β — коэффициент объемного расширения среды, К^{-1} . Для идеального газа можно принять $\beta = 1/T_m$.

В логарифмических координатах $\lg \text{Nu}_m - \lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_m$ построить график известной для этого случая теплообмена зависимости

$$\text{Nu}_m = 0,54 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_m^{0,25}$$

и нанести на него экспериментальные точки.

Определить предельную относительную погрешность измерения в соответствии с указаниями, приведенными в работе ТП-04.

Отчет о работе должен содержать оформленный протокол испытаний и обработки результатов.

Контрольные вопросы

1. Какой вид теплообмена называется естественной конвекцией?
2. Напишите формулу Ньютона — Рихмана.
3. Что называется коэффициентом теплоотдачи? Объясните его физический смысл.
4. От каких параметров зависит коэффициент теплоотдачи?

5. Как обобщить результаты экспериментов по исследованию теплообмена при естественной конвекции?

6. Какие критерии являются определяющими при решении задач теплообмена при естественной конвекции?

7. Как экспериментально определить количество теплоты, отдаваемое поверхностью трубы воздуху вследствие естественной конвекции?

8. Объясните, в чем заключается физический смысл критерия Nu .

9. Объясните, в чем заключается физический смысл критерия Gr .

10. Объясните, в чем заключается физический смысл критерия Pr .

Работа ТП-04
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ
НА ПОВЕРХНОСТИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ЦИЛИНДРА
В УСЛОВИЯХ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

Цель работы — ознакомление с основами конвективного теплообмена при естественной конвекции; освоение методики экспериментального исследования процесса теплообмена и методики обобщения полученных результатов.

Содержание работы

1. Определение локальных коэффициентов теплоотдачи на поверхности вертикального цилиндра в условиях естественной конвекции при различных значениях перепада температур.
2. Экспериментальное исследование теплоотдачи вдоль вертикального цилиндра при естественной конвекции.
3. Обработка результатов экспериментов и представление их в виде критериальной зависимости.

Основы теории

Конвективным теплообменом называется процесс переноса тепловой энергии при перемещении (конвекции) макрообъемов жидкости или газа из области с одной температурой в область с иной температурой.

В зависимости от причин возникновения движения жидкости конвекцию называют *естественной* (свободной) либо *вынужденной*.

Конвекция, возникающая под действием неоднородных массовых сил, называется *естественной*, т. е. если движение жидкости, вызываемое неравномерностью ее температурного поля, обусловлено разностью плотностей нагретых и холодных частиц. Например, при соприкосновении воздуха с нагретым телом воздух нагревается, становится легче и поднимается вверх. Если же тело холоднее воздуха, то, наоборот, от соприкосновения с ним воздух охлаждается, становится тяжелее и опускается вниз. В этих случаях движение воздуха возникает без внешнего возбуждения в результате самого процесса теплообмена.

Естественная конвекция имеет место у нагретых стен печей, трубопроводов, у батарей центрального отопления, в холодильниках при охлаждении продуктов и др.

Естественная конвекция, протекающая в поле сил тяготения, часто называется *гравитационной конвекцией*, она имеет весьма широкое распространение не только в технике и быту, но и в природе. К таким процессам в природе относятся формирование ветров и океанических течений, а также процессы охлаждения и нагрева водоемов.

Конвективный теплообмен между жидкостью или газом и поверхностью теплообмена называется *теплоотдачей*. Теплоотдача подчиняется закону Ньютона — Рихмана, согласно которому количество теплоты, которым тело обменивается с окружающей средой, прямо пропорционально поверхности теплообмена и разности температур тела и окружающей среды:

$$Q = \alpha(t_{ст} - t_{ж})F, \quad (4.1)$$

где Q — тепловой поток, т. е. количество теплоты, проходящее через поверхность теплообмена в единицу времени, Вт; $t_{ст}$ и $t_{ж}$ — температура соответственно стенки и окружающей среды (жидкости), °С; F — площадь поверхности теплообмена, м²; α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К).

С физической точки зрения коэффициент теплоотдачи указывает на интенсивность процесса теплоотдачи, а в количественном отношении — это количество теплоты, переносимое конвекцией через единицу поверхности в единицу времени при разности температур поверхности и окружающей среды, равной одному градусу.

Значение коэффициента теплоотдачи α зависит от ряда факторов, главными из которых являются форма и размеры тела, физические свойства жидкости и их зависимость от термодинамических параметров, причины возникновения движения жидкости, скорость и режим течения жидкости, перепад температур, направление теплового потока и др.

Для выявления зависимости коэффициента теплоотдачи от указанных выше факторов применяют два метода: аналитический и экспериментальный.

В первом методе решают систему дифференциальных уравнений, включающую уравнение энергии, уравнение движения, уравнение неразрывности и уравнение состояния. Система дифференциальных уравнений дополняется условиями однозначности. Такую систему решают численными методами при ряде упрощающих предпосылок.

Второй метод основан на экспериментальном изучении конкретного процесса. Экспериментальное изучение множества сложных процессов, зависящих от большого числа отдельных факторов, является чрезвычайно трудным делом. Поэтому при постановке эксперимента помимо подробного изучения рассматриваемого процесса всегда ставится задача получить данные для расчета других процессов, родственных изучаемому.

Каждый отдельный эксперимент, проведенный на модели или натурном объекте, дает одно конкретное числовое значение искомой величины (коэффициента теплоотдачи α) при определенных значениях исходных аргументов. Чтобы найти зависимость коэффициента теплоотдачи хотя бы от одного из аргументов, необходимо провести множество экспериментов при различных значениях данного аргумента, оставляя другие аргументы неизменными. На практике, однако, изменение одного аргумента, как правило, влечет за собой изменение и других аргументов. При большом числе аргументов оказывается трудным, а иногда и невозможным подобрать эмпирическую зависимость, отражающую влияние всех аргументов на коэффициент теплоотдачи.

Кроме того, результаты, полученные экспериментально, имеют практическую ценность только в том случае, если их можно пере-

нести на другие процессы, аналогичные исследованному, которые называются подобными процессами.

Подобными явлениями принято считать явления одной физической природы, которые описываются одинаковыми дифференциальными уравнениями и условия однозначности которых подобны и различаются лишь числовыми значениями.

Одним из средств решения такой задачи является теория подобия, позволяющая обрабатывать и обобщать результаты опытов так, чтобы их можно было переносить с исходной модели на натуральный образец и на другие случаи, кроме того, она дает ответы на три главных вопроса, возникающих при экспериментальных исследованиях:

Какие параметры следует измерять?

В каком виде нужно представлять результаты экспериментов?

В каких случаях полученные результаты могут быть использованы?

В экспериментальных исследованиях должны измеряться только те параметры, которые входят в критерии подобия, описывающие рассматриваемое явление.

Результаты экспериментальных исследований должны представляться в критериальном виде.

Результаты экспериментального исследования можно распространять на явления, подобные данному.

Критерий подобия — это безразмерный комплекс, составленный из физических величин, характеризующих данное явление.

Критерии подобия имеют определенный физический смысл, их обозначения пишутся с заглавной буквы; они выражают собой отношение масштабов двух определенных эффектов, существенных для данных явлений, и являются обобщенными переменными.

Для случая стационарной теплоотдачи при естественной конвекции в неограниченном объеме обобщение результатов имеет вид

$$\text{Nu} = f(\text{Gr} \cdot \text{Pr}), \quad (4.2)$$

где Nu — критерий Нуссельта,

$$\text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda}; \quad (4.3)$$

Gr — критерий Грасгофа,

$$\text{Gr} = \frac{g\beta\Delta tl^3}{\nu^2}; \quad (4.4)$$

Pr — критерий Прандтля,

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}. \quad (4.5)$$

Здесь l — характерный размер тела, м; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; $\beta = 1/T$ — коэффициент объемного расширения, К^{-1} ; Δt — разность температур тела и окружающей среды; ν — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$; a — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$.

Представим критерий Нуссельта в виде

$$\text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda} = \frac{\alpha \Delta t}{\Delta t(\lambda/l)}. \quad (4.3a)$$

Тогда физический смысл критерия Нуссельта Nu — это безразмерный коэффициент теплоотдачи, т. е. соотношение между количествами теплоты, переданными в поток за счет конвективной теплоотдачи и за счет молекулярной теплопроводности. Поскольку конвекция всегда сопровождается и теплопроводностью, значение Nu всегда больше единицы.

Критерий Грасгофа (4.4) характеризует соотношение между подъемной силой, возникающей вследствие расширения нагретой жидкости, с одной стороны, и силами трения и инерции — с другой.

Критерий Прандтля (4.5) характеризует соотношение между скоростью обмена механической энергией в потоке жидкости и скоростью обмена тепловой энергией.

Критерии, содержащие неизвестные (искомые) величины, называются *неопределяющими* (в случае конвекции это критерий Нуссельта, так как он содержит искомую величину — коэффициент теплоотдачи α).

Критерии, составленные из величин, входящих в условия однозначности, называются *определяющими* (в случае естественной конвекции это критерии Грасгофа и Прандтля). Их можно вычислить при постановке задачи без ее решения или экспериментального исследования.

Критерии подобия выводятся из дифференциальных уравнений, описывающих процесс, путем приведения их к безразмерному виду. Кроме того, критерии подобия можно получить, пользуясь методами теории размерности.

Уравнение (4.2) называется критериальным. Вид функции в этом уравнении определяется при обработке результатов экспериментов. Обычно, исходя из соображений удобства, принимают степенную зависимость, т. е.

$$\text{Nu} = C (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n. \quad (4.6)$$

Значения константы C и показателя степени n определяют экспериментально.

Поскольку в настоящей работе ставится задача определения локальных коэффициентов теплоотдачи на поверхности вертикальной трубы в условиях естественной конвекции при различных значениях температурного перепада, также определения конкретного вида критериального уравнения и областей с ламинарным и турбулентным режимами течения, отметим некоторые теоретические предпосылки этого процесса.

При свободном движении жидкости в пограничном слое (пристеночный слой) температура жидкости изменяется от $t_{\text{ст}}$ до $t_{\text{ж}}$, а ее скорость, равная нулю у стенки, проходит через максимум и на большом удалении от стенки снова равна нулю. В развитии свободного движения форма тела играет второстепенную роль. Здесь большее значение имеют протяженность поверхности теплоотдачи, ее ориентация и температурный напор.

Нагрев вертикальной трубы вызывает в ее пристенной области появление слоя с ламинарным течением. По мере продвижения восходящего потока толщина слоя увеличивается и течение на определенном расстоянии от нижнего конца трубы становится неустойчивым, локонообразным и затем постепенно переходит в неупорядоченно-вихревое, турбулентное течение. С изменением характера движения изменяется и теплоотдача. При этом коэффициент теплоотдачи вначале убывает вследствие увеличения толщины ламинарного слоя, а затем в локонообразной области начинает возрастать, а в турбулентной области принимает свое максимальное значение и остается приблизительно постоянным по высоте трубы.

Границу раздела режимов течения $H_{кр}$ находят из условия перехода ламинарного режима течения в турбулентный при $(Gr \cdot Pr)_{ж} = 10^9$:

$$H_{кр} = 10^3 \left[\frac{\nu a}{g \beta \Delta t} \right]^{0,33} . \quad (4.7)$$

Описание установки

Схема установки представлена на рис. 4.1. Рабочий участок РУ представляет собой тонкостенную трубу из коррозионно-стойкой стали наружным диаметром $D = 40$ мм и длиной $H = 1600$ мм, расположенную вертикально. Труба нагревается электрическим током, подводимым к трубе через трансформатор Тр от внешней сети.

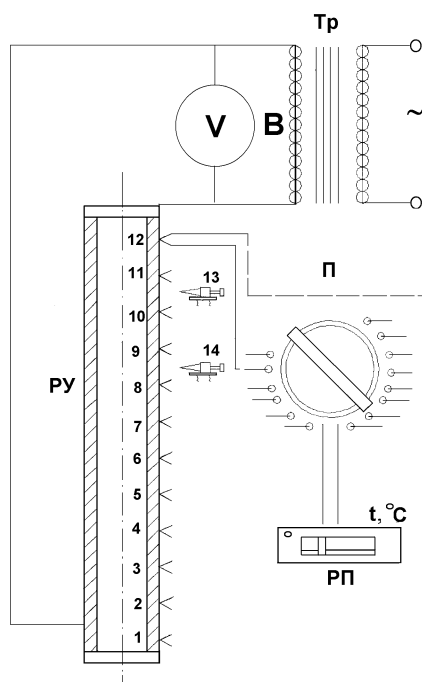


Рис. 4.1. Схема установки:

РП — блок измерения температуры; П — переключатель термопар 1–14;
Тр — трансформатор; В — вольтметр; РУ — рабочий участок

Электрическое сопротивление трубы $R = (0,01950 \pm 0,00035)$ Ом определено в процессе изготовления установки. Электропитание подводится к зажимам на концах трубы, и к этим же зажимам присоединен прибор В, измеряющий падение напряжения на длине трубы. Теплота выделяется по длине трубы равномерно, т. е. стенка нагревается по закону $q_{ст} = \text{const}$.

Температура стенки трубы измеряется с помощью 12 хромель-копелевых термопар, спаи которых заделаны в стенку трубы. Отсчет номеров термопар принят от нижнего конца трубы. Термопары заделаны по винтовой линии, выведены через внутреннюю полость трубы и далее через верхний торец. Торцы закрыты заглушками для устранения отвода теплоты через внутреннее пространство трубы. Координаты термопар H_i от нижнего конца трубы приведены ниже:

Номер термопары.....	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
H_i , м.....	0,06	0,09	0,13	0,17	0,21	0,31	0,56	0,86	1,16	1,46	1,56	1,60

Регистрация температуры осуществляется прибором МВ46-41А (на схеме обозначен РП); прибор дает показания в градусах стоградусной шкалы. Он снабжен компенсационным устройством, исключающим необходимость иметь холодный спай в среде с нулевой температурой. Термопары соединяются с прибором через многопозиционный переключатель П.

Вблизи наружной стенки трубы на расстоянии 400 мм друг от друга по вертикали установлены две передвижные термопары (№ 13 и 14) для измерения температуры воздуха при исследовании пристеночного слоя.

Падение напряжения, подводимого к трубе, измеряется прибором Щ-4313 (на схеме обозначен В), а температура окружающего воздуха — ртутным термометром.

Исследования проводятся на трех режимах работы установки.

Параметры рабочего участка установки и технические характеристики измерительной аппаратуры приведены ниже:

Рабочий участок:	
материал	Сталь 12X18H10T
диаметр, мм	$40 \pm 0,1$
длина, мм	$1600 \pm 0,1$
Электропитание:	
напряжение, В	$\sim 220 \pm 10 \%$
частота, Гц	50 ± 1
Мощность для нагрева рабочего участка, кВт ...	$0,2 \pm 0,02$ (max)
Время выхода на стационарный режим, мин ...	10 ± 2
Термопары:	
материал	Хромель-копель
количество, шт.	14
Вольтметр:	
марка	Щ-4313
класс	1
пределы измерения, В	0,5...500
Милливольтметр:	
марка	МВ46-4IA
пределы измерения, °С	0... (150 ± 2)

Порядок выполнения работы

При выполнении работы запрещается прикасаться к токоведущим частям установки, а также без необходимости вращать ручки пульта управления.

1. Убедиться, что ручка регулятора напряжения T_r на панели прибора выведена против хода часовой стрелки до упора. Включить установку в сеть выключателем (при включении загорится контрольная лампа). При этом включается питание прибора РП.

2. Включить цепь нагрева рабочего участка с помощью выключателя (при включении загорится контрольная лампа). Вращая ручку регулятора напряжения T_r по ходу часовой стрелки, установить значение падения напряжения на рабочем участке, равное 0,9 В (для первого режима).

Напряжение регистрируется прибором В.

3. Наблюдая за показаниями термопар (по прибору РП) в течение 10. . . 12 мин, убедиться в установлении стационарного режима работы установки.

4. Снять показания приборов: падение напряжения на рабочем участке, показания 12 термопар, показания ртутного термометра, фиксирующего температуру окружающего воздуха.

Повторить измерения на других режимах (при падении напряжения 1,4 и 1,7 В).

Переход с режима на режим занимает 10. . . 12 мин.

Обработка результатов эксперимента

Обработку результатов эксперимента следует выполнять в таком порядке.

1. Определить мощность Q , подводимую к рабочему участку, Вт:

$$Q = \frac{U^2}{R}, \quad (4.8)$$

где U – падение напряжения, В; R – активное сопротивление, Ом.

2. Определить среднюю температуру стенки трубы, °С:

$$t_c^{cp} = \frac{1}{12} \sum_i^{12} t_{cti}. \quad (4.9)$$

3. Рассчитать конвективный тепловой поток от стенки трубы Q_k , Вт:

$$Q_k = Q - Q_p - Q_t, \quad (4.10)$$

где Q_p – тепловой поток лучеиспускания, определяемый по формуле

$$Q_p = \varepsilon \sigma_0 F (T_c^{cp4} - T_{ж}^4). \quad (4.11)$$

Здесь $\varepsilon = 0,15$ – степень черноты поверхности трубы; $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – константа Стефана – Больцмана; F – площадь боковой поверхности трубы, м²; T_c^{cp} – средняя по длине трубы абсолютная температура стенки, К; $T_{ж}$ – абсолютная

температура воздуха в помещении, К; Q_T — потери в результате теплоотвода в местах крепления трубы, составляющие 1% от подводимой мощности.

4. Рассчитать локальный коэффициент теплоотдачи по формуле

$$\alpha_i = \frac{Q_k}{\pi L D \Delta t_i}, \quad (4.12)$$

где $\Delta t_i = t_{cti} - t_{ж}$ — температурный напор в местах заделки термомпар по поверхности трубы.

Из табл. 3.1 по значению определяющей температуры $t_{ж}$ найти значения теплофизических параметров воздуха $(\lambda, \nu, Pr)_{ж}$.

5. Определить точку перехода ламинарного режима течения в турбулентный режим по формуле (4.7).

6. Построить в координатах $t_{ct} = f(H_i)$ экспериментально полученное распределение температуры стенки по высоте цилиндра и проанализировать полученный результат, сравнив его с результатом, полученным в п. 5.

7. Определить коэффициент объемного расширения $\beta = 1/T_{ж}$.

8. Рассчитать критерии: Нуссельта Nu — по формуле (4.3), Грасгофа Gr — по формуле (4.4).

В качестве определяющего размера выбрать высоту трубы до данного сечения H_i . При расчете критерия Грасгофа принять $\Delta t_i = (t_{cti} - t_{ж})$.

9. По вычисленным значениям $(Gr \cdot Pr)_{ж}$ определить области ламинарного и турбулентного режимов течения в движущемся слое и сравнить с результатами пп. 5 и 6:

при $10^3 < (Gr \cdot Pr)_{ж} < 10^9$ — ламинарный режим течения;

при $(Gr \cdot Pr)_{ж} > 6 \cdot 10^9$ — турбулентный режим течения.

10. Полученные значения критериев Нуссельта Nu и Грасгофа Gr наносят на поле логарифмической системы координат в виде зависимости

$$\lg Nu = \varphi[\lg(Gr \cdot Pr)_{ж}].$$

Экспериментальные точки аппроксимируются прямой линией, тангенс угла наклона которой представляет собой показатель степени n в критериальной зависимости вида (4.3).

Коэффициент C определить по выражению $C = Nu / (Gr \cdot Pr)_{ж}$, где значения Nu и $(Gr \cdot Pr)_{ж}$ взять для какой-либо точки на аппроксимирующей прямой.

Оценка погрешностей измерений

Предельная погрешность измерения складывается из допустимых погрешностей и погрешностей, зависящих от условий каждого прямого однократного измерения отдельных величин, определяющих процесс.

Так, для коэффициента теплоотдачи эту погрешность необходимо вычислять по формуле

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} \cdot 100\% = \left[\left(\frac{2\Delta U}{U} \right)^2 + \left(\frac{\Delta R}{R} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_c}{t_c - t_{жк}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{жк}}{t_c - t_{жк}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta D}{D} \right)^2 + \left(\frac{\Delta L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \cdot 100\%.$$

Здесь $\frac{\Delta U}{U} = \pm \frac{K}{100U} (x_{\uparrow} - x_{\downarrow})$ — относительная погрешность измерения напряжения (где K — класс прибора; x_{\uparrow} , x_{\downarrow} — пределы измерения напряжения); U — измеряемое напряжение; на установке используется прибор первого класса, пределы измерения 0,5...5,0 В; $\frac{\Delta t_c}{t_c - t_{жк}}$ и $\frac{\Delta t_{жк}}{t_c - t_{жк}}$ — относительные погрешности при измерении температуры; $\frac{\Delta D}{D}$ и $\frac{\Delta L}{L}$ — относительные погрешности при измерении диаметра и длины трубы; $\frac{\Delta R}{R}$ — относительная погрешность при измерении сопротивления (определена при изготовлении установки и равна 1,8).

Отчет о работе должен содержать оформленный протокол испытаний и обработки результатов.

Контрольные вопросы

1. Что такое конвективный теплообмен?
2. Какие виды конвективного теплообмена вы знаете?
3. Какой вид теплообмена называется естественной конвекцией?
4. Каков физический смысл коэффициента теплоотдачи и от каких параметров он зависит?
5. Что такое критерий подобия?

6. Какие критерии являются определяющими в случае естественной конвекции?

7. Какие критерии являются неопределяющими при конвективном теплообмене?

8. Каков физический смысл критерия Нуссельта?

9. Каков физический смысл критерия Грасгофа?

10. Каков физический смысл критерия Прандтля?

Работа ТП-05
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ
ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

Цель работы — ознакомление с основами теории конвективного теплообмена и теории подобия применительно к случаю вынужденной конвекции; освоение методик экспериментального определения коэффициента теплоотдачи при движении газа в трубе и обобщения результатов эксперимента методами теории подобия.

Содержание работы

1. Экспериментальное определение локальных и средних коэффициентов теплоотдачи при принудительном движении воздуха в горизонтальной трубе.
2. Обработка полученных результатов в критериальной форме.
3. Сравнение результатов с известными критериальными зависимостями.
4. Оценка погрешностей измерений.

Основы теории

Конвективным теплообменом называется процесс переноса теплоты при перемещении объемов жидкости или газа из области пространства с одним значением температуры в область с другим значением температуры. Конвективный теплообмен между потоком жидкости (или газа) и поверхностью твердого тела называется *теплоотдачей*.

Различают теплоотдачу при *естественной* (свободной) и *вынужденной* конвекции.

При естественной конвекции движение жидкости (газа) вызывается неоднородными массовыми силами. Например, при неоднородном распределении температуры в поле силы тяжести возникает неоднородность плотности и связанная с ней подъемная сила.

При вынужденной конвекции движение жидкости или газа создается силами, приложенными извне. Такой силой является, например, сила обусловленная перепадом давления, создаваемым насосом. В настоящей работе исследуется теплоотдача между внутренней поверхностью трубы и воздухом, вынужденное движение которого осуществляется вентилятором.

Интенсивность теплоотдачи зависит от многих факторов, в частности от вида конвекции (естественная или вынужденная), скорости и режима движения среды (ламинарный или турбулентный), физических свойств среды (плотности ρ , коэффициента теплопроводности λ , динамической вязкости μ , удельной теплоемкости c_p), а также от формы и размеров теплоотдающей или тепловоспринимающей поверхности, обтекаемой средой.

Явление теплоотдачи описывается системой дифференциальных уравнений, в которую входят уравнения движения, неразрывности, энергии, состояния с комплексом условий однозначности (т.е. с геометрическими, физическими, начальными и граничными условиями). Однако эта система математически очень сложна и может быть решена аналитически только в отдельных простых случаях. Численное решение с помощью ЭВМ часто требует использования нетривиальных вычислительных подходов и принятия упрощающих предположений. В связи с трудностями теоретического исследования теплоотдачи широко применяются экспериментальные методы.

В соответствии с опытным законом теплоотдачи Ньютона — Рихмана тепловой поток, переносимый конвекцией от поверхности теплообмена в окружающую среду, пропорционален площади поверхности теплообмена и разности температур поверхности и окружающей среды:

$$\delta Q = \alpha(t_{сТ} - t_{ж})dF, \quad (5.1)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); δQ — тепловой поток, Вт; dF — элемент поверхности теплообмена, м²; $t_{сТ}$ и $t_{ж}$ —

температуры стенки и окружающей среды (жидкости), °С.

Из уравнения (5.1) следует, что

$$\alpha = \frac{q}{t_{ст} - t_{ж}}, \quad (5.2)$$

где $q = \delta Q/dF$ — плотность теплового потока, Вт/м².

С физической точки зрения коэффициент теплоотдачи представляет собой тепловую мощность, переносимую через единицу поверхности, обтекаемой жидкостью или газом, отнесенную к разности температур поверхности и жидкости. Коэффициент теплоотдачи α характеризует интенсивность теплоотдачи и зависит от перечисленных ранее факторов, но непосредственно не зависит от физических свойств обтекаемого средой твердого тела. Коэффициент теплоотдачи можно определить в результате решения системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена или экспериментально.

Каждый отдельный эксперимент, проведенный на модели или натуральном объекте, дает одно конкретное числовое значение искомой величины (коэффициента теплоотдачи α) при определенных значениях исходных параметров. Чтобы найти зависимость коэффициента теплоотдачи хотя бы от одного параметра, необходимо провести множество экспериментов при различных значениях этого параметра, оставляя другие параметры неизвестными. Полученные экспериментально значения коэффициента теплоотдачи связываются с варьируемыми в экспериментах величинами эмпирической формулой. Такие зависимости, как правило, не отражают полностью физическую сущность процессов и справедливы только в диапазонах значений входящих в них величин, охваченных экспериментами. При большом числе факторов крайне трудно подобрать эмпирическую зависимость, отражающую влияние всех факторов. Кроме того, необходимо быть уверенным, что результаты, полученные экспериментально на конкретной установке (модели), можно перенести на другие аналогичные явления, которые называются подобными.

Подобными явлениями принято считать явления одной физической природы, описываемые математически одинаковыми дифференциальными уравнениями, для которых условия однозначности

качественно одинаковы (отличаются лишь числовыми значениями). Для таких явлений разработана теория подобия, позволяющая обобщить результаты в виде зависимостей, содержащих безразмерные комплексы, называемые критериями подобия. Полученные таким образом критериальные зависимости могут быть использованы для всей группы подобных явлений. Так, для рассматриваемого случая теплоотдачи в результате вынужденной конвекции при движении жидкости в трубах обобщение экспериментальных результатов представляет собой зависимость

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}). \quad (5.3)$$

Здесь $\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda}$ — критерий Нуссельта; $\text{Re} = \frac{\bar{w} \rho d}{\mu}$ — критерий Рейнольдса; $\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ — критерий Прандтля; d — диаметр трубы, м; \bar{w} — средняя (по расходу) скорость движения жидкости в трубе, м/с; λ , ρ , μ и c_p — коэффициент теплопроводности, плотность, динамическая вязкость и удельная теплоемкость жидкости, Вт/(м·К), кг/м³, кг/(м·с) и Дж/(кг·К) соответственно.

Все критерии являются безразмерными величинами и представляют собой обобщенные переменные, которые отражают влияние на процесс совокупности отдельных факторов. Критерии, содержащие искомые величины, называются *неопределяющими* (в нашем случае это критерий Нуссельта). Критерии, составленные из величин, входящих в условия однозначности (т. е. из известных величин), называются *определяющими* (в нашем случае это критерии Рейнольдса и Прандтля). Критерии подобия получают путем приведения к безразмерному виду дифференциальных уравнений, описывающих процесс. Кроме того, критерии подобия можно получить, пользуясь методами теории размерности.

Конкретный вид функции в уравнении (5.3) зависит от режима течения (ламинарный или турбулентный), который определяется значением критерия Рейнольдса Re . Критическое значение критерия Рейнольдса для труб, при котором происходит переход из ламинарного режима в турбулентный, лежит в пределах $2300 < \text{Re}_{\text{кр}} < 10^4$. Значение $\text{Re}_{\text{кр}}$ зависит от условий и степени турбулентности потока на входе в трубу, формы сечения трубы, шероховатости стенок, интенсивности теплообмена и некоторых

других факторов. При $Re < 2300$ режим течения газа или жидкости в трубе является ламинарным, при $2300 < Re < 10^4$ — переходным, при $Re > 10^4$ — турбулентным.

При рассмотрении конвективного теплообмена в трубе следует иметь в виду некоторые особенности процесса. Всю длину нагреваемой (или охлаждаемой) трубы можно разбить на два участка. На первом (начальном) участке трубы происходит формирование профиля скоростей и температур. Этот начальный участок называется также участком стабилизации. Длина его при турбулентном режиме течения составляет около $50d$. На втором (основном) участке трубы коэффициент теплоотдачи не изменяется по длине трубы. Формы поперечных профилей скорости и температуры на основном участке не изменяются.

Длина труб во многих теплообменных устройствах соизмерима с длиной участка тепловой стабилизации, поэтому знание локальных коэффициентов теплоотдачи необходимо для расчета количества теплоты, переданного от стенки трубы к потоку на начальном участке.

В условиях теплообмена при постоянной плотности теплового потока по длине нагреваемой трубы ($q = \text{const}$) уменьшение местного (локального) значения коэффициента теплоотдачи на участке тепловой стабилизации приводит к тому, что температура стенки трубы t_c в направлении течения повышается быстрее, чем средняя по сечению температура потока $t_{ж}$. Плотность теплового потока на внутренней поверхности трубы $q = -\lambda(\partial t/\partial r)_c$, и согласно (5.2) $\alpha = -\lambda(\partial t/\partial r)_c/(t_c - t_{ж})$. При постоянной температуре стенки ($t_c = \text{const}$) уменьшение значения α отражает то обстоятельство, что $(\partial t/\partial r)_c$ падает быстрее, чем уменьшается перепад температуры $(t_c - t_{ж})$.

Согласно имеющимся данным критериальное уравнение подобия для расчета коэффициента теплоотдачи при вынужденном турбулентном течении газа в трубе, полученное путем обработки результатов эксперимента методами теории подобия, может быть представлено в следующем виде:

$$Nu = 0,021Re_{ж}^{0,8}Pr_{ж}^{0,43}. \quad (5.4)$$

Эта формула применима при $10^4 < Re_{ж} < 5 \cdot 10^6$ и $Pr \geq 0,7$ на основном участке трубы при близких значениях средних темпера-

тур жидкости (газа) и стенки. Индекс «ж» означает, что в качестве определяющей температуры, для которой значения λ , ρ , μ и c_p берутся из табл. 3.1, принята температура газа $\bar{t}_ж$, усредненная по сечению и длине расчетного участка. Критерий $Re_ж$ рассчитан по скорости газа, усредненной по сечению трубы. В качестве характерного размера принят внутренний диаметр трубы.

В настоящей работе ставится задача сравнить полученные в эксперименте результаты с расчетными значениями, соответствующими уравнению (5.4).

Описание установки

Общий вид установки представлен на рис. 5.1.

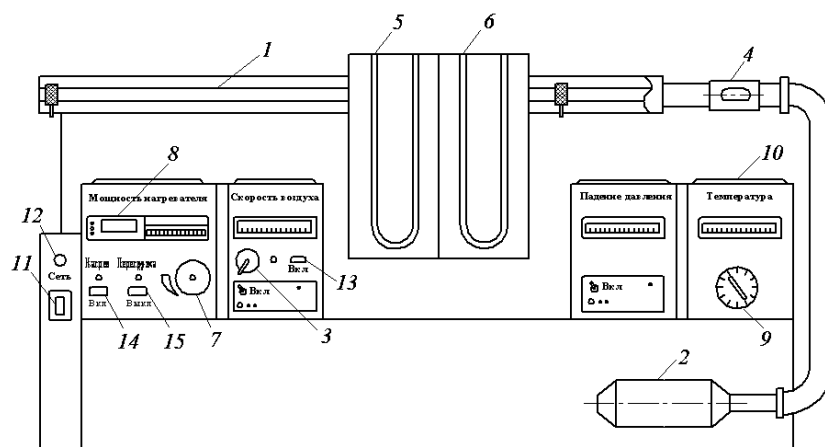


Рис. 5.1. Общий вид установки:

1 – нагреваемая труба; 2 – центробежный вентилятор; 3 – регулятор напряжения электродвигателя вентилятора; 4 – воздушная заслонка; 5 – водяной дифманометр, сообщающийся с трубкой Пито; 6 – водяной дифманометр, показывающий полное падение давления на экспериментальном участке; 7 – регулятор напряжения автотрансформатора цепи нагрева; 8 – цифровой комбинированный прибор; 9 – переключатель терморпар; 10 – блок измерения температуры; 11 – выключатель питания установки; 12 – контрольная лампа блока питания; 13 – кнопка включения и выключения центробежного вентилятора; 14 – кнопка включения нагрева трубы; 15 – кнопка выключения нагрева

Экспериментальный участок установки представляет собой трубу из коррозионно-стойкой стали внутренним диаметром $d = 8,5$ мм и длиной $L = 720$ мм. Один конец ее сообщается с атмосферой, а другой соединен шлангом с центробежным вентилятором. Движение воздуха в трубе 1 обеспечивается благодаря разрежению, создаваемому вентилятором 2 . Скорость воздуха регулируется изменением частота вращения вала электродвигателя вентилятора с помощью регулятора напряжения 3 , а также с помощью заслонки 4 , обеспечивающей подсос атмосферного воздуха через отверстие в трубопроводе, идущем к центробежному вентилятору.

Скорость воздуха измеряется трубкой Пито в паре с водяным дифманометром 5 .

Падение давления на экспериментальном участке измеряется с помощью второго водяного дифманометра 6 .

Опоры, в которых закреплена трубка, изготовлены из фторопласта и служат тепло- и электроизоляцией от окружающих элементов конструкции. На концах трубы припаяны медные шайбы, к которым от понижающего трансформатора подводится электрический ток для нагрева экспериментального участка трубы. Напряжение в цепи нагрева регулируется автотрансформатором ЛАТР-2М (ручка регулятора 7) и регистрируется цифровым комбинированным прибором 8 . Электрическое сопротивление R трубки на длине $L = 720$ мм составляет $0,0344$ Ом.

Температура стенки трубы измеряется десятью хромель-копелевыми термопарами, горячие спаи которых приварены к ее наружной боковой поверхности. Координаты горячих спаев термопар на стенке трубы, отсчитываемые от начального сечения, и длины соответствующих участков измерения (рис. 5.2), указаны в табл. 5.1.

Термопары № 11 и 12 измеряют температуру воздуха соответственно на выходе из трубки и на ее входе. Термопара № 11 установлена в камере смешения. Для перемешивания воздуха перед термопарой № 11 установлена сетка.

Номера термопар, указанные на рис. 5.2, соответствуют позициям на переключателе термопар 9 (см. рис. 5.1). ТермоЭДС измеряется милливольтметром МВУ6-41А в комплекте с усилителем-преобразователем (с автоматической компенсацией температуры

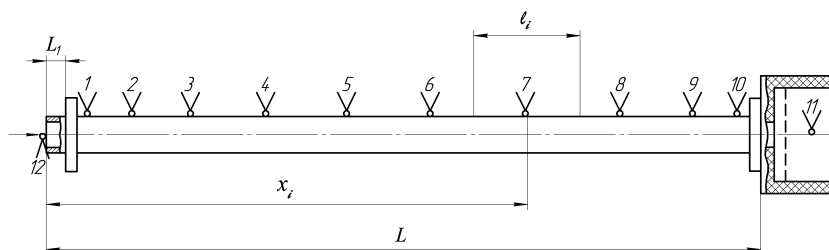


Рис. 5.2. Расположение термопар на рабочем участке. Значения x_i и l_i приведены в табл. 5.1

Таблица 5.1

Координаты горячих спаев термопар и длины соответствующих участков измерения

Параметр	Номер термопары i									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Координата x_i , мм	25	45	85	155	250	370	490	610	695	715
Длина участка измерения l_i , мм	25	30	55	82,5	107,5	120	120	102,5	52,5	25

холодных спаев термопар); показания выводятся на прибор блока измерения температуры 10.

Порядок выполнения работы

Перед включением установки проверить исправность цепи заземления корпуса установки. При выполнении работы запрещается прикасаться к токоведущим частям установки, а также без необходимости вращать ручки на пульте управления.

1. Убедиться, что ручки регуляторов напряжения 3 и 7 (см. рис. 5.1) на панели приборов выведены против хода часовой стрелки до упора. Выключателем 11 на панели управления включить установку в сеть (при включении загорится контрольная лампа 12).

2. Кнопкой 13 включить центробежный вентилятор и с помощью заслонки 4 установить режим, соответствующий минимальной скорости воздуха (заслонка полностью открыта). Скорость определить по перепаду давления, показываемому водяным дифманометром 5, соединенным с трубкой Пито.

3. Кнопкой 14 включить цепь нагрева рабочего участка трубы, установив с помощью автотрансформатора напряжение, не превышающее 1,5 В. Напряжение измеряется цифровым комбинированным прибором 8 и регулируется вращением ручки автотрансформатора 7.

4. Время выхода установки на стационарный режим составляет около 10 мин. Убедившись в стационарности теплового режима по стабильности показаний термопар № 8, 9 и 11 (см. рис. 5.2) во времени, по милливольтметру блока измерения температуры 10 (см. рис. 5.1) найти показания всех 12 термопар. Шкала милливольтметра отградуирована в градусах Цельсия.

5. Водяным дифманометром 5 измерить перепад давления Δp на трубке Пито. Водяным дифманометром 6 измерить падение давления по длине трубы ($\Delta h = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$).

6. С помощью цифрового комбинированного прибора 8 измерить падение напряжения U на теплообменной трубе.

7. Измерить температуру $t_{\text{вн}}$ и давление p окружающей среды.

8. Все показания, снятые при проведении опыта, занести в бланк отчета.

9. Опыты повторить еще на двух режимах — при максимально допустимой и промежуточной скоростях воздуха, которые соответствуют наполовину и полностью открытой заслонке 4.

10. При выключении установки сначала вращением ручки 7 автотрансформатора сбросить напряжение на теплообменной трубе. При этом цифровой комбинированный прибор 8 должен показывать нуль. Нажатием кнопки 15 выключить цепь нагрева трубы. При работающем центробежном вентиляторе по показаниям термопар проконтролировать температуру стенки трубы. Отключить центробежный вентилятор нажатием кнопки 13 только после того, как труба охладится до температуры окружающей среды.

Обработка результатов эксперимента

Обработку результатов эксперимента следует выполнять в порядке, указанном в бланке обработки данных.

1. Мощность, Вт, потребляемую теплообменной трубой (на длине $L = 720$ мм), вычислить по формуле

$$Q = \frac{U^2}{R}, \quad (5.5)$$

где U — напряжение на рабочем участке трубы, В; R — сопротивление рабочего участка трубы, $R = 0,0344$ Ом.

2. При необходимости показания дифманометров блока расхода и блока давления на основании данных градуировки перевести в паскали. Шкалы этих приборов могут быть проградуированы непосредственно в паскалях.

3. Вычислить среднюю по длине рабочего участка температуру и плотность воздуха, а также среднюю по сечению скорость воздуха:

$$t_{\text{ж}} = \frac{\bar{t}_{11} + t_{12}}{2}; \quad (5.6)$$

$$\rho_{\text{ж}} = \frac{p}{R_{\text{в}}(t_{\text{ж}} + 273)}; \quad (5.7)$$

$$\bar{w} = \xi \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{\text{ж}}}}. \quad (5.8)$$

Здесь $\rho_{\text{ж}}$ — плотность воздуха, кг/м³; \bar{w} — средняя скорость воздуха, м/с; $\bar{t}_{11} = \psi t_{11}$ — средняя по сечению температура воздуха на выходе из рабочего участка, °С; t_{12} — температура воздуха на входе в трубу, приблизительно равная температуре окружающей среды (жидкости), °С; t_{11} — температура воздуха на выходе из рабочего участка трубы (измеряется на оси), °С; p — барометрическое давление в окружающей среде, Па; $R_{\text{в}} = 287$ Дж/(кг·К) — газовая постоянная воздуха; Δp — перепад давления на трубке Пито, измеряемый дифманометром 5 (см. рис. 5.1), Па; ψ и ξ — поправочные коэффициенты, связанные с погрешностью измерения температуры и усреднением скорости ($\psi \approx 1,0$; $\xi \approx 0,8$).

4. Вычислить температурный напор в сечениях трубы с координатами x_i ($i = 1, 2, 3, \dots, 10$):

$$\Delta t_i = (t_{ci} - t_{12}) - \frac{t_{11} - t_{12}}{730} x_i. \quad (5.9)$$

Здесь t_{ci} — температура стенки по показаниям i -й термопары, °С;

x_i берут в миллиметрах из табл. 5.1; температуру t_{12} можно принять равной температуре окружающей среды $t_{\text{вн}}$.

5. Рассчитать среднюю температуру стенки:

$$\bar{t}_c = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} t_{ci}. \quad (5.10)$$

6. Экспериментальные значения локальных коэффициентов теплоотдачи определить по формуле

$$\alpha_i = \frac{Q - Q_{\text{п}}}{\Delta t_i \pi d L}, \quad (5.11)$$

где $Q_{\text{п}} = k(\bar{t}_c - t_{12})$ — потери теплоты; коэффициент k находят опытным путем ($k = 0,18$).

7. Экспериментальное значение среднего коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·К), определить по формуле

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=2}^9 \alpha_i l_i}{\sum_{i=2}^9 l_i}. \quad (5.12)$$

При этом вследствие концевых потерь значения α_1 и α_{10} получаются неточными, при усреднении их не учитывать; значения l_i взять из табл. 5.1.

8. Результаты, полученные для трех режимов, обобщить в виде критериальной зависимости, поэтому для каждого режима следует рассчитать

критерий Нуссельта

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda_{\text{ж}}}, \quad (5.13)$$

критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{w d \rho_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}}. \quad (5.14)$$

Значение теплофизических параметров воздуха $\lambda_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{ж}}$ и $\rho_{\text{ж}}$ взять из табл. 3.1 индекс «ж» указывает, что эти характери-

ки должны соответствовать значениям для средней температуры жидкости $t_{ж}$.

9. По результатам расчета построить зависимость $Nu_{ж}$ от $Re_{ж}$ в логарифмических координатах, нанося точки, соответствующие экспериментальным режимам.

10. На этом же графике построить зависимость (в виде линии), рассчитываемую по формуле

$$Nu = f(Re_{ж})Pr_{ж}^{0,43}.$$

Значения $f(Re_{ж})$ приведены ниже:

$Re_{ж} \dots$	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000	$> 10^4$
$f(Re_{ж}) \dots$	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	$0,021Re_{ж}^{0,8}$

Расчет выполнить для значений критерия Рейнольдса, использованных в экспериментах.

Оценка погрешностей измерений

Если косвенно измеряемая величина y связана с независимыми друг от друга величинами x_1, x_2, \dots, x_n функциональной зависимостью $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, то предельная погрешность измерения будет складываться из допустимых погрешностей и погрешностей, зависящих от условий каждого прямого однократного измерения величин, определяющих процесс. При оценке точности результата измерения производят квадратичное суммирование погрешностей. В этом случае абсолютную (Δy) и относительную (δ_y) погрешности рассчитывают по следующим формулам:

$$\Delta y = \pm \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2 \right]^{1/2}; \quad (5.15)$$

$$\delta_y = \pm \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{f} \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (5.16)$$

где $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$ — погрешности определения соответствующих величин.

Поскольку экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К), вычисляется по формуле

$$\alpha = \frac{U^2}{R\pi dL(t_c - t_{\text{ж}})}, \quad (5.17)$$

среднее квадратичное значение относительной погрешности косвенного измерения коэффициента теплоотдачи α в соответствии с формулами (5.16) и (5.17) равно

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\alpha}{\alpha} \cdot 100\% = & \left[\left(\frac{2\Delta U}{U} \right)^2 + \left(\frac{\Delta R}{R} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_c}{t_c - t_{\text{ж}}} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \left(\frac{\Delta t_{\text{ж}}}{t_c - t_{\text{ж}}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta d}{d} \right)^2 + \left(\frac{\Delta L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \cdot 100\%. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Здесь относительная погрешность измерения напряжения равна

$$\frac{\Delta U}{U} = \pm \frac{K(U_{\text{в}} - U_{\text{н}})}{100U}, \quad (5.19)$$

где $K = 1$ – класс точности прибора; $U_{\text{в}} = 5$ В и $U_{\text{н}} = 0,5$ В – верхний и нижний пределы измерений напряжения; U – измеряемое значение напряжения; $\Delta R/R$ – относительная погрешность измерения сопротивления трубы, определенная при изготовлении установки и равная $\pm 0,0179$.

Температуры t_c и $t_{\text{ж}}$ измеряют термоэлектрическим термометром. Пределы абсолютной погрешности милливольтметра первого класса, используемого для измерения термоЭДС, равны $\pm 0,1062$, что для хромель-копелевой термопары соответствует $\pm 1,5$ °С.

Пределы допустимой абсолютной погрешности блока с устройством для компенсации температуры холодных спаев термопар не превышают ± 2 °С. Квадраты общей относительной погрешности термоэлектрического термометра и относительных погрешностей измерения t_c и $t_{\text{ж}}$ равны

$$\left(\frac{\Delta t_c}{t_c - t_{\text{ж}}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{\text{ж}}}{t_c - t_{\text{ж}}} \right)^2 = \pm \frac{1,5^2 + 2^2}{(t_c - t_{\text{ж}})^2}. \quad (5.20)$$

Отчет о работе должен содержать: принципиальную схему экспериментальной установки; оформленный протокол испытаний и

обработки результатов; анализ полученных результатов, основанный на сравнении экспериментальных данных с результатами расчета по существующим критериальным формулам; оценку погрешностей измерений.

Контрольные вопросы

1. От каких факторов зависит интенсивность переноса теплоты от поверхности твердого тела к обтекающему его газу?
2. В чем состоит закон теплоотдачи Ньютона — Рихмана?
3. Каков физический смысл коэффициента теплоотдачи?
4. Как определить средний температурный напор по длине трубы?
5. Как по экспериментальным данным вычислить локальный (местный) и средний коэффициенты теплоотдачи?
6. При каких значениях критерия Рейнольдса режим течения газа в трубе является ламинарным, переходным и турбулентным?
7. Как определить скорость течения воздуха в трубе?
8. Какие безразмерные комплексы называют определяющими критериями подобия?
9. Назовите критерии подобия для явления теплоотдачи при вынужденном течении газа в трубе.
10. В чем состоит преимущество зависимостей, связывающих безразмерные критерии подобия, по сравнению с обычными зависимостями, содержащими размерные переменные?

Работа ТП-11
ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ЧЕРНОТЫ
И КОЭФФИЦИЕНТА ИЗЛУЧЕНИЯ ТВЕРДОГО ТЕЛА

Цель работы — ознакомление с основными понятиями теории теплообмена излучением; освоение методики экспериментального определения коэффициента излучения и степени черноты твердого тела.

Содержание работы

1. Экспериментальное определение коэффициента излучения и степени черноты твердого тела для трех температурных режимов.
2. Оценка погрешностей результатов измерений.

Основы теории

Нагретые тела излучают электромагнитные волны. Это излучение происходит вследствие преобразования энергии теплового движения частиц тела в энергию излучения.

Полное количество энергии, излучаемой в единицу времени единицей поверхности абсолютно черного тела, имеющего температуру T , К, определяется законом Стефана — Больцмана:

$$E_0 = \sigma_0 T^4,$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — константа Больцмана; E_0 — интегральная плотность потока полусферического излучения абсолютно черного тела, $\text{Вт}/\text{м}^2$. Таким образом, закон Стефана — Больцмана показывает, что величина E_0 прямо пропорциональна

четвертой степени абсолютной температуры абсолютно черного тела.

В технических расчетах закон Стефана — Больцмана удобно применять в другой форме:

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

где $c_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Закон Стефана — Больцмана может быть использован и для реальных тел. В этом случае он принимает следующий вид:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 = c \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (11.1)$$

Здесь E — интегральная плотность потока полусферического излучения реального тела, $\text{Вт}/\text{м}^2$; $\varepsilon = E/E_0$ — интегральная степень черноты тела.

Интегральной степенью черноты тела называется соотношение интегральных плотностей потоков полусферических излучений рассматриваемого тела и абсолютно черного тела при одинаковой для обоих тел температуре. Степень черноты реальных тел всегда меньше единицы ($0 < \varepsilon < 1$).

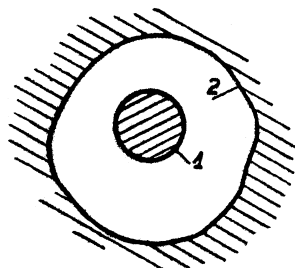
Величина $c = c_0 \varepsilon \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$, называется *коэффициентом излучения реального тела*. Коэффициент излучения, так же как и степень черноты, зависит от материала, состояния поверхности и температуры тела.

Тела, для которых спектральная степень черноты ε_λ не зависит от длины волны, называются *серыми телами*; значения интегральной и спектральной степеней черноты этих тел совпадают.

Тепловое взаимодействие тел, разделенных диатермичной (прозрачной) средой и имеющих различные температуры, можно выразить через результирующий поток лучистой энергии, который представляет собой поток теплоты, передаваемый от более нагретого тела к менее нагретому телу.

Значение этого потока зависит от температуры тел, их лучистых характеристик (степени черноты, коэффициента поглощения), площадей поверхности тел и взаимного расположения в пространстве. Для системы двух тел, первое из которых находится

Рис. 11.1. Схема лучистого теплообмена между двумя телами, образующими замкнутую систему:
1 – излучающее тело; 2 – оболочка



в полости второго, причем первое тело не самооблучается (тело выпуклое) (рис. 11.1), теплообмен рассчитывают по формуле

$$Q_{1,2} = c_{1,2} F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (11.2)$$

где

$$c_{1,2} = \left[\frac{1}{c_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0} \right) \right]^{-1}, \quad (11.3)$$

$c_{1,2}$ – приведенный коэффициент излучения рассматриваемой системы тел, Вт/(м²·К⁴); c_1, c_2 – коэффициенты излучения первого и второго тел соответственно, Вт/(м²·К⁴); T_1, T_2 – абсолютные температуры тел, К; F_1, F_2 – площади поверхностей тел, м².

Если площадь поверхности первого тела во много раз меньше площади поверхности второго тела, т.е. $F_1 \ll F_2$, то согласно выражению (11.3)

$$c_{1,2} = c_1. \quad (11.4)$$

В этом случае коэффициент излучения тела с меньшей площадью поверхности может быть рассчитан на основании (11.2) и (11.4) по формуле

$$c_1 = \frac{Q_{1,2}}{\left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1}. \quad (11.5)$$

Здесь c_1 выражено в Вт/(м²·К⁴). Значение коэффициента излучения зависит от температуры, материала и состояния поверхности тела.

Описание установки

В настоящей работе коэффициент излучения и, следовательно, степень черноты исследуемого материала определяются калориметрическим методом, т.е. измеряются температуры поверхностей, обменивающихся теплотой, и величина результирующего потока излучения, а коэффициент излучения определяется расчетом.

Экспериментальная установка (рис. 11.2), состоит из калориметра 1 с запаянным в него участком проволоки 2, коэффициент излучения поверхности которой и определяется. Проволока нагревается при пропускании через нее электрического тока, напряжение которого устанавливается регулятором напряжения 3. Внутри калориметра циркулирует вода, температура которой измеряется термопарами 4. Термопары подключены к измерительному прибору через переключатель 7.

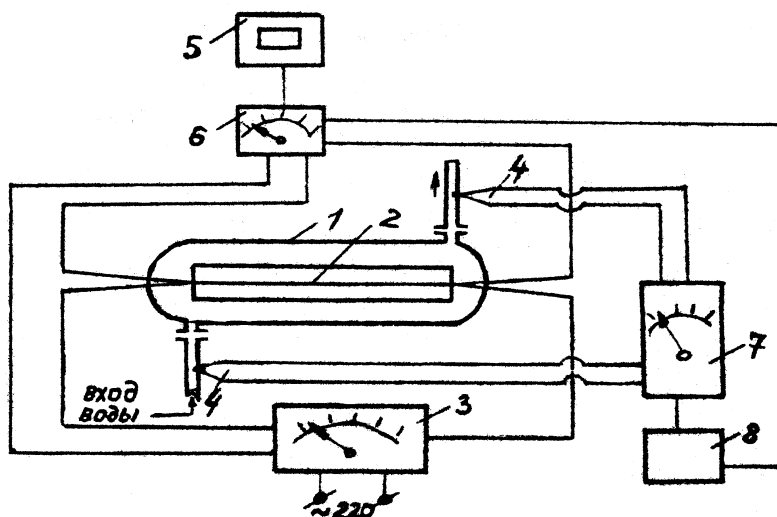


Рис. 11.2. Схема установки:

1 — калориметр; 2 — излучающий элемент; 3 — регулятор напряжения; 4 — термопары; 5 — измерительный прибор; 6, 7 — переключатели; 8 — преобразователи напряжения

Напряжение, подаваемое на рабочий участок проволоки от электросети, измеряется комбинированным измерительным при-

бором 5. Переключатель 6 позволяет измерять с помощью этого же прибора силу тока на рабочем участке и температуру охлаждающей воды на входе и выходе калориметра, причем благодаря преобразователю 8 прибор 5 показывает температуру в градусах Цельсия.

Измерения проводятся при установившемся стационарном режиме работы установки. При этом проволока и оболочка (внутренняя поверхность калориметра) находятся в состоянии установившегося теплообмена излучением. Очевидно, что подводимая электрическая энергия, затраченная на нагрев проволоки, равна результирующему потоку излучения; а так как в рассматриваемом случае $F_1 \ll F_2$ (где F_1 — площадь поверхности проволоки, F_2 — площадь поверхности оболочки), коэффициент излучения определяется соотношением (11.5). Необходимую для расчета температуру внутренней поверхности калориметра T_2 принимают равной средней температуре охлаждающей воды.

Порядок проведения эксперимента и обработка результатов измерений

1. Перед включением установки в электрическую сеть установить постоянный расход охлаждающей воды через калориметр.

2. Установку подключить к электросети, после чего с помощью тумблера регулятора напряжения подать ток на рабочий участок проволоки.

3. Измерить значения напряжения ΔU , силы тока I ; температуры охлаждающей воды на входе $t_{2\text{вх}}$ и на выходе $t_{2\text{вых}}$ при трех установившихся режимах работы установки.

Установившийся режим характеризуется постоянством всех показателей измерительного прибора во времени.

4. По закону Ома для участка цепи определить сопротивление рабочего участка исследуемой проволоки, Ом:

$$R = \frac{\Delta U}{I}.$$

5. Определить температуру T_1 поверхности проволоки в зависимости от значения сопротивления R по результатам специально-

го опыта (см. вывод) или по зависимости

$$T_1 = \frac{(R - 1) \cdot 520}{0,6} + 1093. \quad (11.6)$$

R , Ом.....	1,15	1,32	1,40	1,50	1,56	1,63	1,67
t , °С.....	950	1050	1180	1250	1305	1340	1400

6. Рассчитать температуру воды T_2 по формуле

$$T_2 = \frac{t_{2\text{вх}} + t_{2\text{вых}}}{2} + 273.$$

7. Вычислить результирующий поток излучения по значениям силы тока и падения напряжения на рабочем участке:

$$Q_{1,2} = I \Delta U.$$

8. Рассчитать коэффициент излучения c_1 по формуле (11.5), а степень черноты — по формуле

$$\epsilon_T = \frac{c_1}{5,67}.$$

Отчет о работе должен содержать оформленный протокол испытаний и обработки результатов.

Контрольные вопросы

1. Какие тела называются абсолютно черными?
2. Запишите и объясните закон Стефана — Больцмана.
3. Что называется коэффициентом излучения абсолютно черного тела?
4. Как видоизменяется закон Стефана — Больцмана, если его применять к реальным телам?
5. Что такое серое тело?
6. Опишите экспериментальную установку для определения коэффициента излучения калориметрическим методом.
7. Назовите величины, измеряемые в этой работе и рассчитываемые по формулам. Как они измеряются? Как рассчитываются?

Работа ТП-14
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ
ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Цель работы — практическое ознакомление с методикой тепловых испытаний теплообменных аппаратов и получение навыков их проведения; экспериментальное определение значений коэффициента теплопередачи при различных условиях работы теплообменного аппарата; экспериментальное изучение влияния режима работы и схемы включения теплообменного аппарата по направлению потоков теплоносителей на показатели его тепловой эффективности.

Содержание работы

1. Ознакомление со схемой установки, ее конструкцией, методикой проведения работы.
2. Проведение испытаний теплообменного аппарата на различных режимах его работы и при разных схемах включения.
3. Обработка полученных данных, определение тепловой мощности аппарата, коэффициента теплопередачи и тепловой эффективности, числа единиц переноса теплоты в каждом из режимов.
4. Анализ влияния режима и схемы включения на показатели работы; оценка погрешности определения итоговых характеристик.

Основы теории

Теплообменным аппаратом (ТА), или теплообменником, называют устройство, в котором теплота передается от одного теплоно-

сителя (греющего, охлаждаемого) к другому (обогреваемому, охлаждаемому). В зависимости от назначения, области применения, конструктивных особенностей ТА обычно имеют специальные названия: нагреватель, холодильник, воздухоподогреватель, регенератор, конденсатор и т. п.

По принципу действия различают рекуперативные, регенеративные и смешительные ТА.

Рекуперативными называются ТА, в которых теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую непроницаемую стенку.

Регенеративными называются ТА, в которых теплоаккумулирующая масса материала (насадка) попеременно омывается то горячим, то холодным теплоносителем.

Смешительными называются ТА, в которых горячий и холодный теплоносители вступают в непосредственный контакт между собой, образуя однородную смесь (если оба теплоносителя газообразные или жидкие вещества) или гетерогенную смесь (если теплоносители имеют разные агрегатные состояния и могут быть снова разделены после обмена теплотой).

В этой работе исследуется *рекуперативный теплообменный аппарат типа «труба в трубе»*, поэтому дальнейшее изложение ведется в основном применительно к ТА такого типа.

Основными уравнениями при расчете ТА являются уравнения теплопередачи и теплового баланса.

Уравнение теплопередачи выражает количество переданной в ТА теплоты в единицу времени, т. е. тепловую мощность ТА в зависимости от разности температур теплоносителей, размеров поверхности теплообмена и коэффициента теплопередачи, характеризующего интенсивность процесса теплопередачи в данном ТА:

$$Q = \int_0^H k(T_1 - T_2)dh, \quad (14.1)$$

где Q — поток теплоты, тепловая мощность, Дж/с, Вт; k — коэффициент теплопередачи, Дж/(с·м²·К), Вт/(м²·К); H — площадь поверхности теплообмена, м²; T_1, T_2 — температуры греющего и обогреваемого теплоносителя соответственно, К.

Как коэффициент теплопередачи, так и разность температур изменяются вдоль поверхности нагрева, разделяющей теплоносители. Обычно в расчет вводят усредненное (или постоянное) значение k_{cp} и усредненную разность температур теплоносителей — средний температурный напор ΔT_{cp} , записывая уравнение теплопередачи в виде

$$Q = k_{cp} \Delta T_{cp} H, \quad (14.2)$$

где средний температурный напор

$$\Delta T_{cp} = \frac{\int_0^H (T_1 - T_2) dh}{H}. \quad (14.3)$$

Уравнение теплового баланса выражает количество переданной теплоты через изменение энтальпии или температуры теплоносителей:

$$Q = G_1 c_{p1} (T_1' - T_1'') = G_2 c_{p2} (T_2' - T_2'') \pm \Delta Q, \quad (14.4)$$

где G — расход, кг/с; c_p — изобарная удельная теплоемкость Дж/(кг·К); верхние индексы означают вход (') теплоносителя в ТА и его выход (') из ТА.

Значения ΔQ характеризует потери теплоты в результате теплообмена с окружающей средой или паразитные теплопритоки, которые при хорошей теплоизоляции ТА невелики, поэтому в упрощенных расчетах полагают $\Delta Q = 0$.

Произведение секундного расхода теплоносителя и его удельной теплоемкости называют *расходной (секундной) теплоемкостью* W . Так, $W_1 = G_1 c_{p1}$; $W_2 = G_2 c_{p2}$. Изменения температур теплоносителей при прохождении через ТА обратно пропорциональны их расходным теплоемкостям:

$$\frac{\delta T_1}{\delta T_2} = \frac{T_1' - T_1''}{T_2' - T_2''} = \frac{W_2}{W_1} = \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}}. \quad (14.5)$$

В зависимости от вида расчета (поверочный, конструкторский и т. п.) целью определения может стать любая из величин, входящих в расчетные уравнения. В этой работе уравнение (14.4)

используется для расчета тепловой мощности ТА, а уравнение (14.2) — для определения коэффициента теплопередачи $k_{\text{ср}}$.

Значение среднего температурного напора (14.3) зависит от начальной и конечной температур теплоносителей, а также от схемы включения теплообменного аппарата, т. е. от взаимного направления движения греющей и обогреваемой сред.

Существуют три основные схемы включения: *прямоточная*, *противоточная* и *перекрестная*, а также множество смешанных схем, полученных в результате различных комбинаций основных.

При *прямоточной* схеме включения (прямоток) (рис. 14.1) греющая 1 и обогреваемая 2 среды движутся вдоль поверхности нагрева 3 в одном направлении так, что на входе в аппарат теплота передается от греющей среды к обогреваемой среде при относительно большой начальной разности температур $\Delta T_{\text{нач}} = T_1' - T_2'$. На выходе из аппарата теплота передается от остывшей греющей среды к нагретой обогреваемой среде, в результате чего конечная разность температур $\Delta T_{\text{кон}} = T_1'' - T_2''$ оказывается значительно меньше начальной.

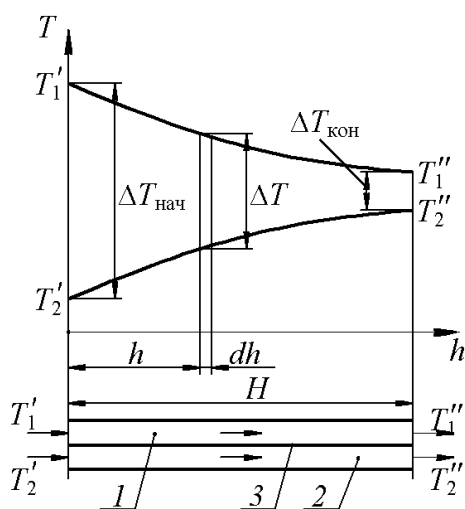


Рис. 14.1. Распределение температур при прямотоке:
1 — греющий теплоноситель; 2 — обогреваемый теплоноситель; 3 — разделительная стенка («поверхность теплообмена»)

При *противоточной* схеме включения (противоток) (рис. 14.2) теплоносители 1 и 2 движутся вдоль поверхности нагрева 3 в противоположных направлениях так, что входящая в ТА греющая среда отдает теплоту уже подогретой обогреваемой среде, а на выходе остывшая греющая среда отдает теплоту холодной обогреваемой среде. Разность температур греющей и обогреваемой сред может возрастать по направлению движения греющей среды (рис. 14.2, а), оставаться постоянной (рис. 14.2, б) либо уменьшаться (рис. 14.2, в) в зависимости от значения отношения W_1/W_2 .

При *перекрестной* схеме включения (перекрестный ток) теплоносители 1 и 2 движутся вдоль поверхности нагрева 3 так, что их потоки направлены поперек друг друга. Если поверхность нагрева имеет значительную протяженность «поперек» направления движения теплоносителей, то температура каждого теплоносителя изменяется не только по длине, но и по ширине потока, что сильно усложняет вычисление среднего температурного напора.

Если расходы теплоносителей и коэффициент теплопередачи не изменяются вдоль поверхности теплообмена, то средний температурный напор для прямоточной и противоточной схем включения выражается одинаково через начальные и конечные температурные напоры:

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{\Delta T_{\text{нач}} - \Delta T_{\text{кон}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{нач}}}{\Delta T_{\text{кон}}}}. \quad (14.6)$$

Здесь $\Delta T_{\text{нач}}$ и $\Delta T_{\text{кон}}$ — разность температур теплоносителей в начале и в конце поверхности теплообмена соответственно (при противотоке началом условно считается место входа греющего теплоносителя). В случае прямотока

$$\Delta T_{\text{нач}} = T_1' - T_2'; \quad \Delta T_{\text{кон}} = T_1'' - T_2''. \quad (14.7)$$

В случае противотока

$$\Delta T_{\text{нач}} = T_1' - T_2''; \quad \Delta T_{\text{кон}} = T_1'' - T_2'. \quad (14.8)$$

Вычисленный таким образом средний температурный напор называется *средним логарифмическим температурным напором*. Если изменение температуры теплоносителей в ТА незначительно

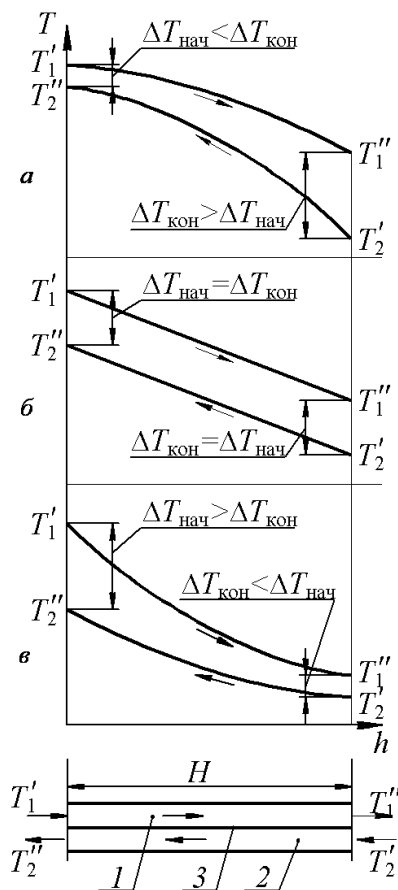


Рис. 14.2. Распределение температур при противотоке:
 1–3 то же, что и на рис. 14.1; а – $G_1 c_{p1} > G_2 c_{p2}$, температурный напор возрастает по ходу греющего теплоносителя; б – $G_1 c_{p1} = G_2 c_{p2}$, температурный напор вдоль поверхности теплообмена не меняется; в – $G_1 c_{p1} < G_2 c_{p2}$, температурный напор убывает по ходу греющего теплоносителя

или $\Delta T_{\text{нач}} \approx \Delta T_{\text{кон}}$, то вместо среднего логарифмического температурного напора для расчета можно пользоваться его *средним арифметическим* значением:

$$\Delta T_{\text{ср.ар}} = \frac{\Delta T_{\text{нач}} + \Delta T_{\text{кон}}}{2}. \quad (14.9)$$

Условие $\Delta T_{\text{ср.ар}} > \Delta T_{\text{ср}}$ всегда справедливо, но расхождение не превышает 1 %, если разность между $\Delta T_{\text{нач}}$ и $\Delta T_{\text{кон}}$ не превышает 40 %. Если оказывается, что температурные напоры в начале ТА ($\Delta T_{\text{нач}}$) и в конце его ($\Delta T_{\text{кон}}$) мало отличаются друг от друга, то формула (14.9) дает более правильный результат, чем формула (14.6). Это объясняется тем, что неточности измерения температур и неизбежные погрешности округления при вычислениях приводят к большой ошибке при определении $\Delta T_{\text{ср}}$ по формуле (14.6), если $\Delta T_{\text{нач}} - \Delta T_{\text{кон}} \approx 0$ и $\ln(\Delta T_{\text{нач}}/\Delta T_{\text{кон}}) \approx 0$.

Прямоточная и противоточная схемы включения имеют разные закономерности изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева.

При прямотоке температуры теплоносителей «идут навстречу» одна другой: понижение температуры греющей среды по направлению ее движения сопровождается повышением температуры обогреваемой среды. Это влечет за собой два важных следствия:

- 1) максимальная температура подогрева среды при прямотоке не может быть выше минимальной температуры греющей среды;
- 2) несмотря на наличие большой разности температур на входе в ТА *средняя разность* температур по всей поверхности нагрева довольно низкая из-за большого значения $\ln(\Delta T_{\text{нач}}/\Delta T_{\text{кон}})$.

При противотоке разность температур изменяется вдоль поверхности нагрева относительно медленнее, чем при прямотоке, что дает противоточной схеме следующие преимущества:

- 1) максимальная температура подогрева среды при противотоке может быть близкой к максимальной температуре греющей среды;
- 2) средний температурный напор при противотоке больше, чем при прямотоке, что позволяет в соответствии с формулой (14.2) либо увеличить количество передаваемой теплоты в данном ТА, либо при проектировании нового ТА уменьшить поверхность его нагрева и тем самым упростить, облегчить и удешевить аппарат.

Единственным преимуществом прямоточной схемы является несколько меньшее значение максимальной температуры поверхности нагрева. Это значение лежит между значениями температуры греющей и обогреваемой сред. Применяя прямоточную схему при конструировании высокотемпературных теплообменников, облегчают условия работы металла. Однако при этом из-за уменьше-

ния температурного напора увеличиваются габариты теплообменника.

Тепловая эффективность работы ТА характеризуется следующими показателями.

1. *Коэффициент теплопередачи* $k_{\text{ср}}$ является показателем интенсивности теплопередачи в данном ТА. По своему физическому смыслу он представляет собой количество теплоты, передаваемое через единицу теплообменной поверхности в единицу времени и отнесенное к температурному напору.

Коэффициент теплопередачи весьма сложно зависит от свойств и условий движения обоих теплоносителей, конструктивных особенностей ТА, степени загрязнения поверхности теплообмена и других факторов. Как следует из формулы (14.2), чем выше значение $k_{\text{ср}}$, тем больше тепловая мощность ТА, или, при заданной мощности, тем меньшими могут быть размеры ТА. При испытании ТА определяют зависимость $k_{\text{ср}}$ от режимных параметров, из которых наиболее сильно на коэффициент теплопередачи влияют расходы теплоносителей.

2. *Коэффициент тепловой эффективности* E представляет собой отношение фактической тепловой мощности ТА к предельной мощности, которая была бы достигнута при заданных значениях начальных температур теплоносителей, т. е. при полном использовании температурного напора на входе в ТА или выходе из ТА при противоточной схеме включения:

$$E = \frac{Q}{W_{\min}(T'_1 - T'_2)}. \quad (14.10)$$

Здесь W_{\min} — наименьшее из значений расходной теплоемкости двух теплоносителей (W_1 или W_2). Коэффициент тепловой эффективности характеризует полноту использования теплового потенциала теплоносителей в данном ТА. Его значение всегда меньше единицы; при противоточной схеме оно приближается к единице при бесконечно большой площади поверхности теплообмена, а при прямотоке предельное значение E зависит от значения отношения расходных теплоемкостей W_1/W_2 .

Расчетные теоретические формулы для коэффициента тепловой эффективности имеют следующий вид:

для прямоточной схемы включения

$$E_{\text{прям}} = \frac{1 - \exp \left[-\frac{kH}{W_{\min}} \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \right) \right]}{1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}}; \quad (14.11)$$

для противоточной схемы включения

$$E_{\text{прот}} = \frac{1 - \exp \left[-\frac{kH}{W_{\min}} \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \right) \right]}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \exp \left[-\frac{kH}{W_{\min}} \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \right) \right]}, \quad (14.12)$$

где W_{\min} и W_{\max} — меньшее и большее значения из W_1 и W_2 .

3. Число единиц переноса теплоты (ЧЕП) N входит в выражения (14.11), (14.12) и представляет собой безразмерную форму среднего коэффициента теплопередачи, отнесенного к наименьшей из двух расходных теплоемкостей:

$$N = \frac{kH}{W_{\min}}. \quad (14.13)$$

Число единиц переноса теплоты характеризует степень приближения данного ТА к термодинамическому пределу его работоспособности: чем больше ЧЕП, тем ближе значение коэффициента тепловой эффективности к его предельному значению.

Следует иметь в виду, что рассмотренные показатели качества ТА характеризуют его только с точки зрения *тепловой* работы. Для полной оценки конкретного ТА обязательно учитывают его *гидродинамические* характеристики (затраты работы на преодоление сопротивления движению теплоносителей), габаритные, массовые, стоимостные и другие характеристики.

Описание установки

Принципиальная схема установки и схема измерений показаны на рис. 14.3. Основной элемент установки — теплообменный аппарат типа «труба в трубе» — состоит из внутренней трубы 5, по которой движется греющий теплоноситель (вода), и концентричной с ней наружной трубы 6, по которой движется обогреваемый

теплоноситель (воздух). Внутренняя труба имеет внутренний диаметр 14 мм и толщину стенки 1 мм, внутренний диаметр наружной трубы 30 мм. Расчетную длину внутренней трубы, по которой вычисляют площадь поверхности теплообмена, принимают равной 990 мм.

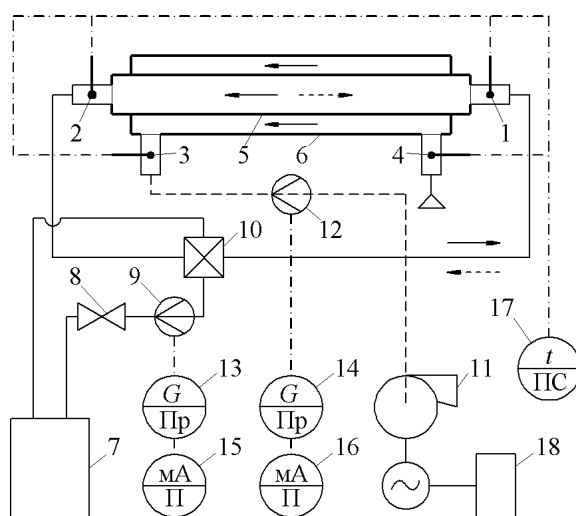


Рис. 14.3. Принципиальная схема установки и схема измерений:

1–4 – термопары; 5 – внутренняя труба, диаметр 16/14 мм, расчетная длина 990 мм; 6 – наружная труба, внутренний диаметр 30 мм; 7 – термостат; 8 – вентиль для изменения расхода воды; 9 – диафрагма измерителя расхода воды; 10 – четырехходовой кран-переключатель; 11 – вентилятор; 12 – диафрагма измерителя расхода воздуха; 13, 14 – дифференциальные манометры – преобразователи сигнала; 15, 16 – показывающие приборы (расходы воды и воздуха); 17 – самопишущий и показывающий потенциометр (температуры теплоносителей); 18 – регулятор расхода воздуха

Горячая вода, подаваемая насосом термостата 7, пройдя вентиль 8, служащий для регулирования расхода, и диафрагму 9, предназначенную для измерения расхода воды, поступает к четырехходовому крану-переключателю 10. Отсюда поток воды может быть направлен по внутренней трубе 5 либо справа налево (при прямом токе, как показано на схеме сплошными стрелками), либо слева направо (при противотоке, штриховые стрелки). Пройдя ТА, охла-

дившаяся вода направляется в термостат 7, где подогревается до ранее установленной постоянной температуры.

Воздух под действием разрежения, создаваемого вентилятором 11, поступает в пространство между внутренней и наружной трубами, где воспринимает от воды теплоту, передаваемую через стенку внутренней трубы. Пройдя через диафрагму 12, воздух удаляется в атмосферу. Расход воздуха регулируют, изменяя частоту вращения вала двигателя вентилятора регулятором электрического напряжения, совмещенным с прибором 16.

Схема измерений

Для измерения расходов воздуха и воды перепады давлений, возникающие на диафрагмах 9 и 12 (см. рис. 14.3), с помощью мембранных дифференциальных манометров 13 и 14 типа ДМ-ЭР2, снабженных преобразователями, преобразуются в сигналы постоянного тока, которые измеряются приборами 15 и 16 (миллиамперметры М1730А первого класса, пределы измерения 0...5 мА). Шкалы этих приборов проградуированы непосредственно в единицах расхода среды (кг/с).

Температуры воды и воздуха на входе в ТА и выходе из него измеряются термопарами 1—4, установленными в гильзах в подводящих и отводящих патрубках. Термопары подключены к измерительному прибору 17 (потенциометр КСП2-005), шкала которого градуирована в градусах Цельсия.

Барометрическое давление и температура воздуха в помещении лаборатории, которые необходимы для фиксации условий проведения эксперимента, измеряются приборами, расположенными в помещении лаборатории.

Порядок выполнения работы

Предварительная подготовка установки к проведению работы выполняется лаборантом и состоит в заполнении термостата дистиллированной водой, проверке правильности функционирования всех элементов установки, предварительном подогреве воды в термостате до заданной температуры, включении электродвигателя насоса термостата.

При работе запрещается открывать крышки электрических щитков и клеммных коробок, изменять настройку регулятора температуры подогрева воды в термостате. Должна соблюдаться строгая последовательность операций при выключении установки, указанная в п. 9.

1. С помощью четырехходового крана-переключателя *10* (см. рис. 14.3) установить направление движения греющего теплоносителя (воды), соответствующее прямоточной схеме включения ТА. Вентилем *8* отрегулировать расход воды, ориентируясь по показаниям прибора *15*. Рекомендуемые характеристики режимов указаны на щитке, расположенном на установке.

2. Включить двигатель вентилятора *11* и регулятором, расположенным на панели прибора *16*, установить расход воздуха, соответствующий первому режиму, ориентируясь по показаниям прибора *16*.

3. Поддерживая постоянными расходы воды и воздуха, наблюдать за показаниями прибора *16*, фиксируя в протоколе температуры теплоносителей через каждые 2...4 мин. Можно считать, что установка вышла на стационарный режим, если изменение температуры в любой точке измерения не превышает 2 К за 2 мин в течение трех последовательных измерений.

4. Значения температуры теплоносителей (термопары *1* — *4*) и расходов теплоносителей (приборы *15* и *16*) фиксировать не менее трех раз с интервалом 2 мин.

5. Записать барометрическое давление и температуру воздуха в помещении лаборатории.

6. Установить расход воздуха, соответствующий режиму № 2 (а затем режиму № 3), и повторить измерения, указанные в пп. 3, 4, 5.

7. Изменить направление движения воды с помощью крана-переключателя *10*, включив ТА по противоточной схеме; установить такие же расходы воды и воздуха, как в режиме № 3.

8. Провести испытания в режиме № 4, следуя указаниям пп. 3, 4.

9. Сообщить об окончании работы лаборанту и согласно его указаниям выключить установку.

10. Обработать результаты измерений.

11. Предъявить результаты работы преподавателю.

Обработка результатов измерений

1. В каждом режиме выделить измерения, соответствующие стационарным периодам работы.

2. Усреднить показания термодатчиков 1–4 (см. рис. 14.3) по каждому из стационарных периодов и принять для дальнейшей обработки средние значения температур T_1' , T_1'' , T_2' , T_2'' .

Среднее значение любой из усредняемых величин φ находится как среднее арифметическое значение по формуле

$$\varphi = \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_i}{n}, \quad (14.14)$$

где φ — среднее значение; φ_i — значение в отдельном измерении; n — число измерений.

3. Начертить схему изменения температур по длине ТА. Ориентируясь по схемам, найти значения температурных напоров на входе и выходе и вычислить значения среднего температурного напора в каждом режиме по формуле (14.6) или (14.9).

4. Усреднить по стационарным периодам показания приборов 15 и 16 (см. рис. 14.3), найдя средние (расчетные) значения расхода воды G_1 и воздуха G_2 .

5. Определить расчетное количество переданной теплоты как теплоту, полученную воздухом:

$$Q = Q_2 = G_2 c_{p2} (T_2'' - T_2'), \quad (14.15)$$

где c_{p2} — теплоемкость воздуха, которую принять равной 1,025 кДж/(кг·К).

В качестве расчетного принять количество теплоты, полученное воздухом, поскольку теплота, отданная водой, определяется с большой погрешностью.

6. Вычислить значения коэффициента теплопередачи для каждого режима:

$$k = \frac{Q}{H \Delta T_{cp}}, \quad (14.16)$$

где $H = 0,0466 \text{ м}^2$ — расчетная площадь поверхности теплообме-

на, определяемая по формуле

$$H = \pi \frac{d_{\text{нар}} + d_{\text{вн}}}{2} L, \quad (14.17)$$

где $d_{\text{нар}}$, $d_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний диаметры внутренней трубы; L — длина внутренней трубы.

7. Найти расходные теплоемкости теплоносителей:

$$\begin{aligned} W_1 &= G_1 c_{p1}; \\ W_2 &= G_2 c_{p2}. \end{aligned} \quad (14.18)$$

Здесь $c_{p1} = 4,19$ кДж/(кг·К) — теплоемкости воды.

8. Рассчитать коэффициент тепловой эффективности ТА как отношение расчетного значения теплоты к предельному:

$$E = \frac{Q_2}{Q_{\text{пред}}} = \frac{Q_2}{W_{\min}(T_1' - T_2')}, \quad (14.19)$$

где W_{\min} — меньшее из значений W_1 и W_2 .

9. Определить число единиц переноса теплоты:

$$N = \frac{kH}{W_{\min}}. \quad (14.20)$$

10. Для режимов № 1, 2 и 3 (прямоток) построить графики изменения коэффициента теплопередачи k и ЧЕП N в зависимости от расхода воздуха G_2 и изменения коэффициента эффективности E от N . Нанести на эти графики точки, соответствующие режиму № 4 (противоток).

11. Используя построенные графики, проанализировать зависимость показателей тепловой работы ТА от режима работы и схемы включения (см. контрольные вопросы).

Оценка погрешностей измерений

Используя данные о точности применяемых приборов, оценить погрешность определения коэффициента теплопередачи в одном из режимов и предложить меры по повышению точности определения этой величины (см. контрольные вопросы 3, 10, 12, 18).

Погрешность определения величины по результатам измерений можно оценить по значению среднего квадратичного отклонения,

равного квадратному корню из суммы квадратов относительных погрешностей измерения первичных величин с коэффициентами, значения которых определяются видом функциональной зависимости искомой величины от первичных величин. Объединяя формулы (14.16), (14.15), (14.17), (14.9) и (14.7), получим зависимость коэффициента теплопередачи от измеряемых в эксперименте величин в следующем виде:

$$k = \frac{4G_2 c_{p2} (T_2'' - T_1')}{\pi (d_{\text{нар}} + d_{\text{внутр}}) L (T_1' + T_1'' - T_2' - T_2'')} \quad (14.21)$$

Исходя из формулы (14.21), получим следующее выражение для расчета максимальной средней квадратичной погрешности определения коэффициента теплопередачи, %:

$$\begin{aligned} \frac{\delta k}{k} 100 = & \\ = & \sqrt{\left(\frac{\delta G_2}{G_2}\right)^2 + \left(\frac{\delta c_{p2}}{c_{p2}}\right)^2 + \left(\frac{\delta d_{\text{нар}}}{d_{\text{нар}}}\right)^2 + \left(\frac{\delta d_{\text{внутр}}}{d_{\text{внутр}}}\right)^2 +} \\ & \rightarrow \left(\frac{\delta L}{L}\right)^2 + 2\left(\frac{\delta T}{T_2'' - T_2'}\right)^2 + 2\left(\frac{\delta T}{\Delta T_{\text{ср}}}\right)^2, \quad (14.22) \end{aligned}$$

где δT — абсолютная погрешность измерения температур.

Целесообразно принять следующие значения абсолютных погрешностей измерения:

диаметров $d_{\text{нар}}$ и $d_{\text{внутр}}$ внутренней трубы ТА ...	$\delta d = 0,1$ мм
длины трубы	$\delta L = 1,0$ мм
теплоемкости воздуха	$\delta c_{p2} = 0,001$ кДж/(кг·К),
температур теплоносителей	δT — в соответствии с классом точности применяемого прибора

Относительная погрешность измерения расхода воздуха составляет $\delta G_2 / G_2 = 0,03$.

Отчет о работе должен содержать: принципиальную схему установки; протокол испытаний; таблицы и графики с результатами обработки; краткий анализ полученных результатов.

Контрольные вопросы

1. Назовите три типа теплообменных аппаратов. Укажите их отличительные признаки.
2. Какие величины характеризуют качество тепловой работы теплообменного аппарата?
3. Что такое средний температурный напор? Коэффициент теплопередачи? Коэффициент тепловой эффективности? Число единиц переноса теплоты? Каков физический смысл этих величин?
4. Назовите три основные схемы включения теплообменных аппаратов по направлениям движения теплоносителей, укажите их отличительные признаки.
5. В чем состоят преимущества и недостатки прямоточной схемы включения по сравнению с противоточной?
6. К какому конструктивному типу относится ТА данной лабораторной установки?
7. Как определяется момент выхода установки на стационарный режим работы?
8. Чем различаются режимы № 1, 2 и 3 при испытании ТА в данной работе?
9. Чем режим № 4 отличается от других режимов?
10. Как в данной работе измеряются расходы теплоносителей?
11. Как изменяют режим работы ТА?
12. Как определяется количество теплоты, переданное при работе ТА?
13. Какие измерения используются для вычисления среднего температурного напора?
14. В каких случаях следует использовать средний арифметический температурный напор?
15. Как влияет схема включения ТА на значение среднего температурного напора?
16. Как влияет увеличение расхода теплоносителя на коэффициент теплопередачи и на коэффициент тепловой эффективности? Объясните причины такого влияния.
17. Какими изменениями конструкции или режима работы можно улучшить показатели качества тепловой работы ТА?
18. Погрешности измерения каких величин вносят наибольшие погрешности в определение коэффициента теплопередачи?

ЛИТЕРАТУРА

Теория тепломассообмена: Учеб. для технич. ун-тов и вузов / С.И. Исаев, И.А. Кожин, В.И. Кофанов и др.; под ред. А.И. Леонтьева. 2-е изд., испр. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.

Лабораторный практикум по термодинамике и теплопередаче: Учеб. пособие для энергомашиностроит. спец. вузов / В.Н. Афанасьев, А.А. Афонин, С.И. Исаев и др.; Под ред. В.И. Крутова и Е.В. Шишова. М.: Высш. шк., 1988.

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Работа ТП-01.</i> Определение коэффициента теплопроводности твердых материалов.....	3
<i>Работа ТП-03.</i> Исследование теплоотдачи при естественной конвекции на поверхности горизонтального цилиндра.....	11
<i>Работа ТП-04.</i> Исследование теплоотдачи на поверхности вертикального цилиндра в условиях естественной конвекции.....	18
<i>Работа ТП-05.</i> Исследование теплоотдачи при вынужденной конвекции.....	31
<i>Работа ТП-11.</i> Определение степени черноты и коэффициента излучения твердого тела.....	45
<i>Работа ТП-14.</i> Исследование работы теплообменного аппарата ...	51
Литература	67

Учебное издание

Афанасьев Валерий Никанорович

Егоров Кирилл Сергеевич

Пылаев Анатолий Михайлович

Рыжков Сергей Витальевич

Хвостов Виктор Иванович

Чирков Алексей Юрьевич

**ВЫПОЛНЕНИЕ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО КУРСУ
«ТЕОРИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕНА»**

Редактор *С.А. Серебрякова*

Корректор *Е.В. Авалова*

Компьютерная верстка *В.И. Товстоног*

Подписано в печать 15.12.2011. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 4,19. Тираж 300 экз. Изд. № 80.

Заказ

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана.

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., 5.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

ДЛЯ ЗАМЕТОК

ДЛЯ ЗАМЕТОК