

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ

Лабораторная работа №3

План занятия:

1. Цель работы
2. Основные понятия и определения теории теплообмена
3. Теплоотдача при свободном движении около горизонтальных труб
4. Описание экспериментальной установки
5. Порядок проведения эксперимента
6. Методика обработки экспериментальных данных
7. Содержание отчета
8. Контрольные вопросы

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Экспериментально определить значение коэффициента теплоотдачи от поверхности горизонтального цилиндра в условиях свободной конвекции воздуха в неограниченном пространстве при различных разностях температур поверхности цилиндра и окружающего воздуха. Полученные в опытах данные представить в виде **уравнения подобия**.

2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

Конвективным теплообменом называется перенос теплоты при движении жидкости. Под жидкостями здесь и в дальнейшем понимаются не только капельные жидкости, но и газы. В реальных условиях: конвективный теплообмен всегда сопровождается теплопроводностью, а иногда и лучистым теплообменом. Процесс теплообмена между поверхностью твердого тела и жидкостью называется **конвективной теплоотдачей**, а поверхность тела, через которую переносится теплота, - **поверхностью теплообмена**.

Конвективный теплообмен при движении жидкости под действием разности плотностей нагретых и холодных частей жидкости в поле сил тяжести называется **свободной конвекцией**.

Конвективный теплообмен при движении жидкости под действием внешних сил, создаваемых с помощью насосов, компрессоров, вентиляторов и т.д., называется **вынужденной конвекцией**.

Согласно закону Ньютона - Рихмана тепловой поток при теплоотдаче пропорционален площади поверхности теплообмена F и разности температур поверхности t_{cm} и жидкости $t_{жс}$:

$$Q = \alpha(t_{cm} - t_{жс})F. \quad (1)$$

Коэффициент пропорциональности α в уравнении (1) называется коэффициентом теплоотдачи. Он характеризует интенсивность теплоотдачи. Численное значение его равно тепловому потоку от единичной поверхности теплообмена при разности температур поверхности и жидкости в один градус:

$$\alpha = \frac{Q}{(t_{cm} - t_{жс})F}, \quad [Вт/(м^2 \cdot град)]. \quad (2)$$

Основной трудностью при расчете конвективной теплоотдачи является определение коэффициента α , который зависят от большого количества параметров:

$$\alpha = f(w, \rho, \lambda, \mu, c_p, \beta, g, L, \Phi, \dots), \quad (3)$$

где: w - скорость жидкости, $[м/с]$; ρ - плотность жидкости, $[кг/м^3]$; λ - коэффициент теплопроводности жидкости, $[Вт/(м \cdot град)]$; μ - коэффициент динамической вязкости жидкости, $[м^2/с]$; c_p - удельная массовая изобарная теплоемкость жидкости, $[Дж/(кг \cdot град)]$; β - коэффициент объемного расширения жидкости, $[K^{-1}]$; g - ускорение свободного падения, $[м/с^2]$; L - характерный линейный размер поверхности обтекаемого тела, $[м]$; Φ - геометрическая форма тела.

Найти математическую зависимость (3) в явном виде очень сложно и в большинстве случаев не представляется возможным. Экспериментальное определение этой зависимости также является практически нереальной задачей из-за большого числа параметров. Однако одиночные эксперименты можно распространить на большее число случаев пользуясь методами теории подобия.

Теория подобия устанавливает подобие физических явлений и на этой основе дает возможность существенно сократить число переменных. Она дает правила моделирования, которые позволяют заменить экспериментальное изучение реального объекта изучением его модели, выполненной в масштабе, удобном для проведения опытов. Причем результаты отдельных опытов можно распространить на все объекты, подобные исследуемому. Теория подобия позволяет представить систему сложных дифференциальных: уравнений, описывающих конвективную теплоотдачу, в виде зависимостей между безразмерными комплексами, составленными из физических величин. Такие комплексы называются **числами подобия** (критериями подобия) и могут рассматриваться как новые обобщенные переменные, число которых существенно меньше числа величин, из которых они состоят. Сокращение числа переменных значительно упрощает проведение экспериментов и обобщение их результатов. Методами теорий подобия показано, что стационарная конвективная теплоотдача описывается всего четырьмя числами подобия **Nu**, **Re**, **Gr**, **Pr** вместо существенно большего числа параметров в зависимости (3). Эти числа имеют определенный физический смысл, и им присвоены имена ученых, внесших большой вклад в исследование процессов теплообмена и гидродинамики.

Число Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = \frac{L}{\lambda F} \bigg/ \frac{1}{\alpha F} = \frac{k_\lambda}{k_\alpha}, \quad (4)$$

характеризует безразмерный коэффициент теплоотдачи. Число Нуссельта можно представить в виде отношения термических сопротивлений k_λ/k_α . k_λ - термическое сопротивление, возникающее за счёт теплопроводности слоя жидкости толщиной L , прилегающего к омываемой стенке. k_α - термическое сопротивление, возникающее за счёт конвективной теплоотдачи от стенки.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho w L}{\mu} = \rho w^2 \bigg/ \frac{\mu w}{L}, \quad (5)$$

характеризует интенсивность вынужденного движения жидкости. Число Рейнольдса представляет собой отношение сил инерции (скоростного напора) к силам вязкостного трения.

Число Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g\beta(t_{cm} - t_{жс})L^3\rho^2}{\mu^2}, \quad (6)$$

характеризует интенсивность свободного движения жидкости. Число Грасгофа представляет собой отношение подъемной силы, возникающей вследствие теплового расширения жидкости, к силам вязкостного трения.

Число Прандтля

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}, \quad (7)$$

характеризует влияние свойств жидкости на интенсивность теплообмена.

Числа подобия, в которые входит искомая величина, называются **определяемыми**. Например, число Нуссельта, в которое входит искомая величина - коэффициент теплоотдачи α . Числа подобия, целиком составленные из величин, заданных условиями однозначности, называются **определяющими**. Например, числа **Re**, **Gr**, **Pr**.

При вычислении чисел подобия все входящие в них физические свойства жидкости ($\lambda, \mu, c_p, \beta, \dots$) находятся из таблиц при определяющей температуре жидкости. За определяющую можно принять любую из температур, характерную для исследуемого течения (температуру набегающего потока, среднюю температуру жидкости и т.д.).

Физические свойства сухого воздуха при атмосферном давлении в зависимости от температуры можно определить по таблице №1.

Таблица №1

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ $\text{кг}/\text{м}^3$	$c_p,$ $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$	$\lambda \times 10^{-2},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$	$\mu \times 10^{-6},$ $\text{Па} \cdot \text{с}$	Pr
10	1,247	1004	2,49	17,73	0,714
20	1,204	1004	2,57	18,22	0,713
30	1,164	1005	2,64	18,70	0,713
40	1,127	1006	2,70	19,17	0,713
50	1,092	1006	2,77	19,64	0,713
60	1,060	1007	2,84	20,10	0,713
70	1,029	1008	2,90	20,55	0,713
80	1,000	1008	2,97	21,00	0,713
90	0,972	1009	3,03	21,44	0,713
100	0,946	1010	3,10	21,88	0,713
120	0,921	1011	3,16	22,31	0,714
140	0,898	1013	3,22	22,74	0,714
160	0,876	1014	3,29	23,16	0,714
180	0,854	1015	3,35	23,58	0,715
200	0,834	1017	3,41	23,99	0,715

При выборе определяющего размера - L , входящего в числа **Re**, **Gr**, **Pr**, стараются выбрать такой размер, который оказывает наибольшее влияние на исследуемый процесс. При теплоотдаче от пластин это длина в направлении течения потока, при теплоотдаче от труб - диаметр теплоотдающей поверхности и т.д.

Результаты экспериментальных исследований по теплоотдаче обобщают в виде **уравнений подобия** (критериальных уравнений), связывающих определяемое число подобия с определяющими. Для случая стационарной конвективной теплоотдачи уравнение подобия имеет вид:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr). \quad (8)$$

При вынужденном движении жидкости влияние свободной конвекции незначительно, и число **Gr** можно не учитывать. Наоборот, при свободной конвекции исключается число **Re**. Зависимость между числами подобия обычно определяют в виде степенных функций:

для свободной конвекции

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n, \quad (9)$$

для вынужденной конвекции

$$Nu = C Re^n Pr^m. \quad (10)$$

Константы C, n, m различны для свободной и вынужденной конвекции, зависят от значения определяющих чисел подобия, определяются экспериментально или путём численного моделирования.

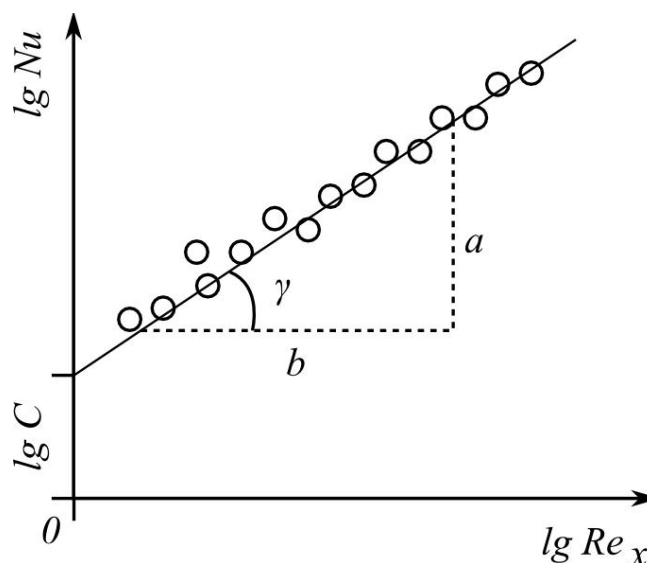
Так как число **Pr** для газов от температуры зависит незначительно (см. Таблицу №1), то при исследовании теплоотдачи газов его можно считать постоянным и исключить из рассмотрения (значение числа **Pr** будет в неявном виде содержаться в коэффициенте C). Тогда уравнения подобия (9) и (10) примут вид:

$$Nu = C Gr^n, \quad (11)$$

$$Nu = C Re^n. \quad (12)$$

Рассмотрим метод определения значений констант C и n на примере теплоотдачи при вынужденной конвекции газа. На исследуемом объекте проводится серия опытов при различных значениях скорости газа. По результатам опытов вычисляют значения чисел **Nu** и **Re** и строят графическую зависимость **Nu** от **Re** в логарифмических координатах, в которых степенная функция (12) имеет вид прямой линии (см. рисунок):

$$\lg Nu = \lg C + n \lg Re. \quad (13)$$



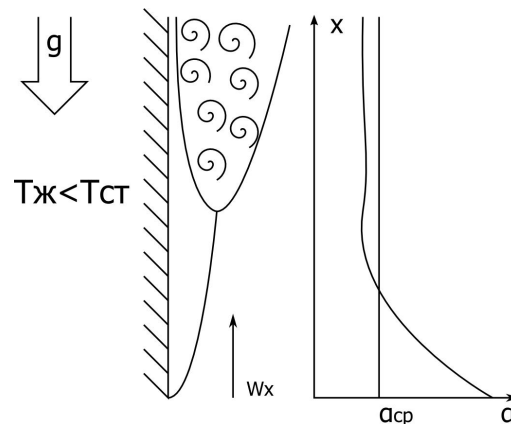
Показатель степени n при числе Re равен угловому коэффициенту прямой $n = \operatorname{tg} \gamma = a/b$. На основании свойств прямой постоянная C может быть определена как величина отрезка, отсекаемого прямой на оси ординат (с учетом знака), и равного $\lg C$. По значению $\lg C$ находят постоянную C .

Уравнения (11) и (12) являются эмпирическими, и их можно применять только в тех пределах изменения чисел Re и Gr , в которых, проводился эксперимент. При расчетах коэффициента теплоотдачи по этим уравнениям определяющие температура и размер необходимо, выбирать точно так же, как это делалось при получении уравнений. Поэтому в описании уравнения подобия обязательно указываются диапазон изменения определяющих чисел подобия и определяющие температура и размер.

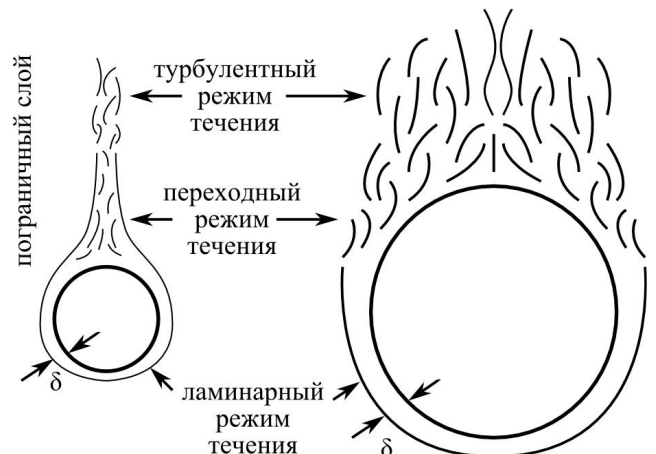
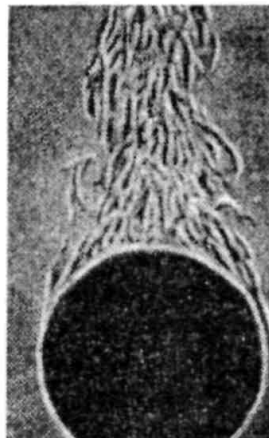
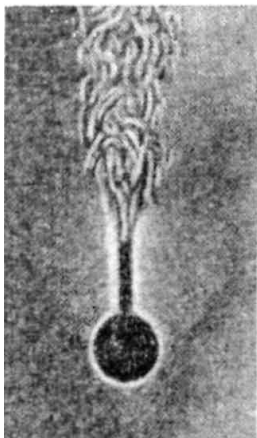
3. ТЕПЛООТДАЧА ПРИ СВОБОДНОМ ДВИЖЕНИИ ОКОЛО ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ

В гравитационном поле массовых сил свободное движение возникает в результате различной плотности холодных и горячих объемов теплоносителя. Нагреваемые от стенки объемы теплоносителя всплывают, а охлаждаемые опускаются.

Характер движения теплоносителя около стенки зависит от формы поверхности, ее положения в пространстве и направления теплового потока. На рисунке показана картина движения теплоносителя около нагретой вертикальной стенки.



Движение теплоносителя вдоль нагретой вертикальной стенки в нижней части имеет **ламинарный характер**, выше - **переходный**, а затем - **турбулентный**. В случае холодной стенки теплоноситель перемещается сверху вниз, и характер течения изменяется в той же последовательности. Режим течения определяется главным образом перепадом температур стенки и теплоносителя, с увеличением которого сокращается длина участка, занятого ламинарным потоком, и увеличивается зона турбулентного движения.



Описанная картина свободного движения вдоль вертикальной стенки типична также и для свободного движения у наклонной стенки, шаров, горизонтальных круглых и овальных труб. Наибольшее практическое значение имеет теплоотдача горизонтальных труб. Характер свободного движения около горячих горизонтальных труб представлен на следующем рисунке выше.

Эйгенсоном было обнаружено, что для тонких проволочек диаметром 0,2...2 мм условия теплоотдачи своеобразны. Так как поверхность проволоки мала, то и количество передаваемого тепла незначительно. При малых температурных напорах вокруг проволочки образуется неподвижная пленка нагретого воздуха. Этот режим называется **плёночным**.

При прочих равных условиях чем больше диаметр труб, тем вероятнее разрушение ламинарного течения. У труб малого диаметра разрушение ламинарного течения может происходить вдали от трубы. Для расчета средних коэффициентов теплоотдачи при свободном движении около горизонтальных труб может быть использована формула:

$$Nu = C (Gr \cdot Pr_0)^n (Pr_0 / Pr_{cm})^{0,25},$$

где: Nu - среднее по поверхности трубы значение числа Нуссельта, Pr_0, Pr_{cm} - числа Прандтля, определённые по температуре окружающего воздуха и температуре стенки соответственно. В формуле за определяющую принята температура жидкости или газа вдали от трубы, в качестве определяющего размера берется диаметр трубы. Коэффициенты C и n выбираются следующим образом:

	$Gr \cdot Pr$	C	n
плёночный	0...1	0,5	0
переходный	$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	1,18	$\frac{1}{8}$
ламинарный	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	$\frac{1}{4}$
турбулентный	$2 \cdot 10^7 \dots 10^{13}$	0,135	$\frac{1}{3}$

Для воздуха при небольших перепадах температур формула упрощается и может быть записана в следующем виде:

$$Nu = 0,5 - \text{плёночный режим}$$

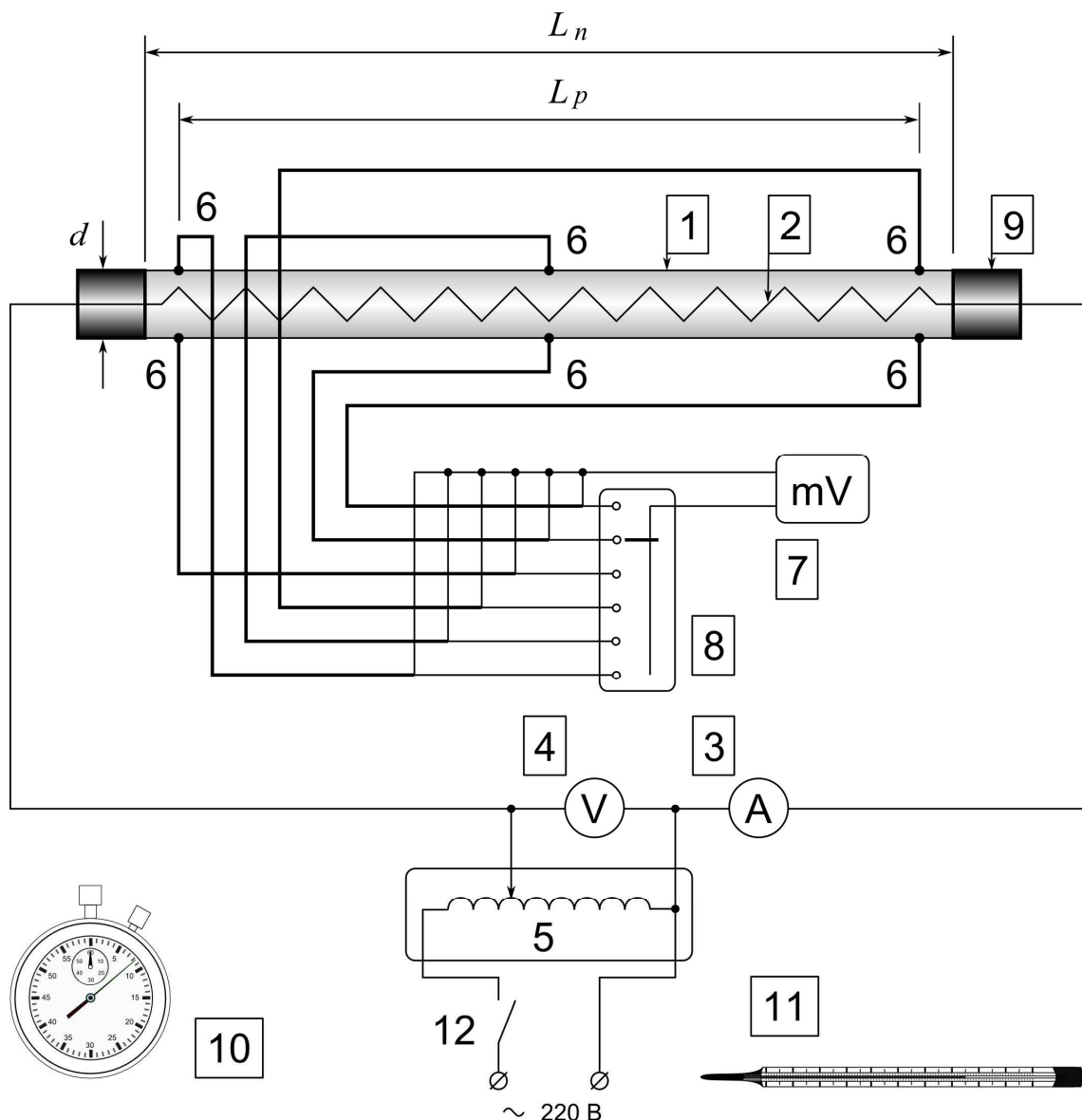
$$Nu = 1,13 \cdot Gr^{1/8} - \text{переходный режим}$$

$$Nu = 0,46 \cdot Gr^{1/4} - \text{ламинарный режим}$$

$$Nu = 0,12 \cdot Gr^{1/3} - \text{турбулентный режим}$$

4. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема установки показана на рисунке ниже. Экспериментальный участок 1 представляет собой горизонтальный алюминиевый цилиндр с внешним диаметром $d = 25$ мм. Тепловой поток к поверхности цилиндра подводится от внутреннего электронагревателя 2, выполненного из нихромового провода, равномерно намотанного на керамическую трубку.



Подводимый тепловой поток определяется по электрической мощности, подаваемой на нагреватель, с помощью амперметра 3 и вольтметра 4, и может регулироваться автотрансформатором 5, подключённым через коммутационный аппарат 12 к сети переменного тока 220 В. Температура наружной поверхности цилиндра измеряется шестью хромель-копелевыми термопарами 6, которые расположены в трех сечениях цилиндра. В каждом сечении установлено по одной термопаре в верхней и нижней частях цилиндра. ЭДС термопар измеряется термометрическим милливольтметром 7, к которому они могут поочередно подключаться переключателем термопар 8. Температура окружающей среды равна комнатной температуре и измеряется ртутным термометром, установленным в помещении 11. Для предотвращения тепловых потерь с торцевых частей цилиндра на его концах предусмотрены теплоизоляторы 9. Время выхода на стационарный режим измеряется секундомером 10.

Так как на концевых участках цилиндра возможны искажения температурного поля, то они исключаются из расчета. Для этого расчет теплоотдачи производят не на всей поверхности цилиндра с полной длиной $L_n = 1000 \text{ мм}$, а на его рабочем участке длиной $L_p = 880 \text{ мм}$, расположенном между крайними сечениями цилиндра, в которых установлены термопары.

Принимая допущения о равномерном тепловом потоке по длине цилиндра, тепловой поток на рабочем участке можно определить по формуле $Q_p = Q_n L_p / L_n$.

Теплоотдача при свободной конвекции является малоинтенсивным процессом, стационарное состояние которого устанавливается в течение длительного времени, поэтому для увеличения числа исследуемых режимов за время лабораторного занятия на установке предусмотрено два одинаковых цилиндра. На каждом из этих цилиндров могут устанавливаться не зависящие друг от друга тепловые режимы.

5. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

ВНИМАНИЕ! Включение и выключение лабораторной установки производится только лаборантом или преподавателем !

Экспериментальное определение зависимости коэффициента теплоотдачи от разности температур поверхности цилиндра и окружающей среды проводится на четырех режимах. Режимы устанавливаются изменением электрической мощности, подводимой к электронагревателю. Опыты проводят в следующем порядке:

1. Включить электронагреватели экспериментальных цилиндров и установить на них мощности по заданию преподавателя.
2. Ожидать установления стационарного теплового режима цилиндров. Тепловой режим можно считать установившимся, если показания всех термомпар не изменяются в течение 3-5 минут.
3. После установления стационарного теплового режима цилиндров измерить температуры поверхностей цилиндров, температуру окружающей среды, силу тока и напряжение на электронагревателе. Записать данные в протокол измерений.

6. МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Экспериментальные данные, полученные в результате выполнения лабораторной работы, обрабатываются по методике, изложенной в таблице №2. Необходимые для расчетов данные о физических свойствах воздуха берут из таблицы №1.

Таблица №2

Диаметр цилиндра $d = 25$ мм.

Полная длина цилиндра $L_n = 1000$ мм.

Длина рабочего участка цилиндра $L_p = 880$ мм.

№ п./п.	Наименование величины, размерность	Обозначение, расчётная формула	Режимы				
			1	2	3	4	
1	Температура поверхности, °C	$(t_{cm})_i$	i- номер термомпары	1			
				2			
				3			
				4			
				5			
				6			

2	Температура окружающей среды, °C	$t_{жс}$				
3	Сила тока в цепи электронагревателя, A	I				
4	Напряжение в цепи электронагревателя, B	U				
5	Полный пепловой поток, Bm	$Q_n = 0,96 \cdot I \cdot U$				
6	Тепловой поток на рабочем участке, Bm	$Q_p = Q_n L_p / L_n$				
7	Средняя температура на поверхности цилиндра, °C	$t_{cm} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (t_{cm})_i$, n - число термопар				
8	Поверхность теплообмена цилиндра на рабочем участке, м ²	$F_p = \pi d L_p$				
9	Радиационная составляющая теплового потока на рабочем участке, Bm	$Q_{рад} = F_p C_0 \varepsilon \times$ $\times \left[\left(\frac{t_{cm} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{жс} + 273}{100} \right)^4 \right]$, $C_0 = 5,67 \text{ Bm} / (\text{м}^2 \text{K}^4)$, $\varepsilon = 0,2$				
10	Конвективная составляющая теплового потока на рабочем участке, Bm	$Q_k = Q_p - Q_{рад}$				
11	Коэффициент теплоотдачи, Bm / (м ² · град)	$\alpha = \frac{Q_k}{(t_{cm} - t_{жс}) F_p}$				
12	Определяющая температура, °C	$t_{онр} = 0,5(t_{cm} + t_{жс})$				
13	Коэффициент теплопроводности воздуха, Bm / (м · град)	$\lambda = f(t_{онр})$				
14	Коэффициент динамической вязкости воздуха, Па · с	$\mu = f(t_{онр})$				
15	Плотность воздуха, кг / м ³	$\rho = f(t_{онр})$				
16	Коэффициент объемного расширения воздуха, 1 / K	$\beta = \frac{1}{(t_{онр} + 273)}$				

17	Число Нуссельта	$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$				
18	Число Грасгофа	$Gr = \frac{g\beta(t_{cm} - t_{жс})d^3\rho^2}{\mu^2}$				
19	Логарифм числа Нуссельта	$\lg Nu$				
20	Логарифм числа Грасгофа	$\lg Gr$				
21	Показатель степени n	Определяются в соответствии с описанной методикой по графику функции $\lg Nu = f(\lg Gr)$				
22	Коэффициент C					
23	Уравнение подобия для теплоотдачи при свободной конвекции	$Nu = C Gr^n$ (подставить в уравнение полученные значения C и n)				

Примечание: жирной рамкой выделены величины, которые необходимо измерить в ходе эксперимента.

7. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Титульный лист.
2. Цель работы.
3. Принципиальная схема экспериментальной установки.
4. Протокол измерений с результатами замеров опытных данных и расчётов искомых величин.
6. График зависимости $Nu = f(Gr)$, построенный по результатам измерений.
7. Сопоставление с критериальным уравнением теплообмена для свободной конвекции для чисел Грасгофа, полученных в эксперименте.
8. Выводы по работе.

8. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Укажите, какие условия вызывают вынужденное и свободное движение жидкости.
2. Приведите формулы, по которым вычисляется тепловой поток при конвективной теплоотдаче.
3. Каков физический смысл коэффициента теплоотдачи?
4. Укажите факторы, влияющие на величину коэффициента теплоотдачи.
5. Что называется числами подобия?
7. Каков вид функциональной зависимости между числами подобия при свободной конвекции?
8. Укажите физический смысл чисел подобия: **Nu, Re, Gr, Pr**.
10. Поясните методику определения постоянного коэффициента C и показателя степени n в уравнении подобия для теплоотдачи при свободной конвекции.
11. Что называется определяющим размером и определяющей температурой?
12. Объясните устройство и принцип действия лабораторной установки.

13. Укажите условия, при которых конвективное движение будет направлено вниз.
14. Поясните методику определения конвективной составляющей теплового потока.
15. Объясните, почему измерения должны выполняться только при стационарном тепловом режиме.
16. Как определяется температура поверхности теплоотдачи и какая аппаратура при этом используется?
17. Почему температуру поверхности вертикального цилиндра достаточно измерить на одной образующей, а температура поверхности горизонтального цилиндра должна измеряться на нижней и верхней образующих?
18. Как компенсируется влияние температуры среды на показание термопар в измерительной схеме установки?
19. Как влияет повышение температуры цилиндрической стенки на интенсивность теплоотдачи? Какие величины могут характеризовать интенсивность теплоотдачи?
20. Будет ли справедливо полученное Вами уравнение подобия для труб большего диаметра и большей длины?