

№ 1040

МИСиС

**Теплофизика,  
теплотехника, теплообмен**

Тепломассоперенос. Топливо  
и огнеупоры. Тепловая работа печей

Лабораторный практикум

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

№ 1040

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

МОСКОВСКИЙ ИНСТИТУТ СТАЛИ  
И СПЛАВОВ

МИСиС



Кафедра теплофизики и экологии металлургического  
производства

# **Теплофизика, теплотехника, теплообмен**

Тепломассоперенос. Топливо  
и огнеупоры. Тепловая работа печей

Лабораторный практикум

Допущено учебно-методическим объединением  
по образованию в области металлургии в качестве  
учебного пособия для студентов высших учебных  
заведений, обучающихся по направлению Металлургия

Москва Издательство «УЧЕБА» 2007

УДК 669.04  
Т34

Рецензент  
д-р техн. наук, проф. *Д.И. Бородин*

*Авторы:* В.А. Арутюнов, В.А. Капитанов, И.А. Левицкий, С.Н. Шибалов

**Т34 Теплофизика, теплотехника, теплообмен:** Тепломассоперенос. Топливо и огнеупоры. Тепловая работа печей: Лаб. практикум/ В.А. Арутюнов, В.А. Капитанов, И.А. Левицкий, С.Н. Шибалов – М.: МИСиС, 2007. – 136 с.

Цель лабораторного практикума – освоение методов экспериментального изучения основных закономерностей, связанных с движением жидкостей и газов в различных условиях, а также методов измерения параметров, характеризующих это движение. При выполнении лабораторных работ студент должен получить искомые величины расчетным путем на основании теоретических выкладок и сопоставить их со значениями, определенными экспериментально, оценить погрешности обоих способов получения искомой величины. При наличии существенных расхождений между экспериментальными и теоретическими результатами, превышающими погрешности измерений, студент должен объяснить причины полученных расхождений, учитывая границы применимости теоретических формул, а также особенности измерительной схемы или конкретной лабораторной установки.

Соответствует программе курса «Теплофизика, теплотехника, теплообмен».

Предназначен для студентов специальностей, относящихся к направлению «Металлургия» (550101, 550102, 550103, 550106, 550108, 550109), изучающих дисциплины теплотехнического цикла, а также для студентов специальностей, относящихся к направлению «Техносферная безопасность» (280101, 280202), при изучении ими дисциплины «Тепломассоперенос».

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	4
<i>Лабораторная работа 1.</i> Определение коэффициента конвективной теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении жидкости в трубе .....	5
<i>Лабораторная работа 2.</i> Стационарный тепловой режим в цилиндрической стенке.....	20
<i>Лабораторная работа 3.</i> Излучение твердых тел .....	29
<i>Лабораторная работа 4.</i> Определение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции на обогреваемом цилиндре.....	40
<i>Лабораторная работа 5.</i> Нагрев твердых тел .....	49
<i>Лабораторная работа 6.</i> Регулярный тепловой режим.....	65
<i>Лабораторная работа 7.</i> Определение теплоты сгорания газообразного топлива .....	77
<i>Лабораторная работа 8.</i> Изучение теплопередачи от потока жидкости в трубе круглого сечения к воздуху в окружающей среде....	85
<i>Лабораторная работа 9.</i> Определение плотности и газопроницаемости огнеупорных материалов.....	99
<i>Лабораторная работа 10.</i> Определение термостойкости и шлакоустойчивости огнеупорных материалов.....	107
<i>Лабораторная работа 11.</i> Тепловой баланс электропечи сопротивления.....	114
<i>Приложение 1.</i> Образец оформления титульного листа отчета о лабораторной работе .....	128
<i>Приложение 2.</i> Значение поправочного множителя $\epsilon_L$ в формуле для коэффициента теплоотдачи при турбулентном движении воздуха в трубе $Nu_d = \epsilon_L 0,018 Re_d^{0,8}$ .....	129
<i>Приложение 3.</i> Физические параметры сухого воздуха при $p = 1,013 \cdot 10^5$ Па .....	130
<i>Приложение 4.</i> Коэффициенты $c$ и $n$ для расчета свободной конвекции .....	131
<i>Приложение 5.</i> Теплофизические характеристики основных огнеупорных и изоляционных материалов .....	131
<i>Приложение 6.</i> Физические параметры воды на линии насыщения.....	134
<i>Приложение 7.</i> Суммарный коэффициент теплоотдачи излучением и конвекцией в окружающую среду с температурой 293 К.....	135

## Предисловие

Производство черных и цветных металлов связано с протеканием процессов тепло- и массообмена. Квалификация инженера-металлурга подразумевает умение не только описывать эти процессы, но и использовать их описание для проведения теплотехнического эксперимента с целью определения неизвестных параметров процесса или образца. Задаче обучения студентов этому умению служит настоящий лабораторный практикум, предназначенный для многих металлургических специальностей.

В процессе выполнения лабораторных работ студенты оценивают погрешность определения искомых величин, обусловленную погрешностями измерений, проводимых в работе, и анализируют методические погрешности используемой схемы эксперимента.

В лабораторном практикуме для обозначения *абсолютных* погрешностей величин используется символ  $\delta$  – например,  $\delta T$  – абсолютная погрешность определения величины  $T$ ,  $\delta(\Delta P)$  – абсолютная погрешность определения величины  $\Delta P$  и т.п. Для обозначения *относительной* погрешности специального символа не предусматривается – для названных выше величин относительная погрешность будет записываться, как  $\delta T/T$  и  $\delta(\Delta P)/\Delta P$  соответственно.

Символ  $\Delta$  используется только в обозначениях величин, представляющих собой разность каких-то одноименных величин, или поправку к какой-либо другой величине.

Каждая лабораторная работа завершается составлением отчета, образец титульного листа которого приведен в прил. 1.

# Лабораторная работа 1

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА КОНВЕКТИВНОЙ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТУРБУЛЕНТНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ

### 1.1. Цель работы

Экспериментальное исследование гидродинамики и теплообмена при вынужденном турбулентном движении жидкости в трубе.

Определение коэффициента теплоотдачи, сравнение результатов эксперимента и расчета.

### 1.2. Основы теории и расчетные формулы

*Конвективным теплообменом* называется процесс переноса тепла в движущейся текучей среде, обусловленный действием двух механизмов: *конвективного переноса*, осуществляемого посредством перемещения макрообъемов жидкости или газа из области пространства с одной температурой в область пространства с другой температурой, и *молекулярной теплопроводности*.

Конвективный теплообмен между потоком жидкости или газа и поверхностью твердого тела называется *конвективной теплоотдачей*. При практических расчетах теплоотдачи используют формулу Ньютона – Рихмана

$$q_w = \alpha(T_w - T_0), \quad (1.1)$$

где  $q_w$  – плотность теплового потока, т.е. количество тепла, отданного единицей поверхности твердого тела потоку жидкости в единицу времени, Вт/м<sup>2</sup>;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>· К);

$T_w$  – температура этой поверхности, К ;

$T_0$  – температура жидкости (газа), К.

Коэффициент теплоотдачи численно равен плотности теплового потока, приходящейся на единицу разности температур.

Теплоотдача является сложным процессом. При использовании для ее описания простой формулы (1.1) величина коэффициента теплоотдачи оказывается зависящей от большого количества факторов.

В наиболее общем случае она является функцией скорости и температуры жидкости, ее физических параметров и режима движения, а также формы поверхности тела.

В зависимости от причины возникновения движения жидкости различают *вынужденную* и *свободную* конвекцию. В первом случае жидкость движется за счет внешних для процесса теплообмена сил (вследствие действия насоса, вентилятора и т.п.), во втором случае – за счет разности плотностей нагретых и холодных объемов жидкости. Вынужденное движение в общем случае может сопровождаться свободным.

Большое влияние на процесс теплоотдачи оказывает *режим* движения жидкости (ламинарный или турбулентный), так как им определяется механизм переноса тепла. При *ламинарном* течении перенос тепла поперек направления движения осуществляется *теплопроводностью*. В *турбулентном* потоке перенос тепла в поперечном направлении осуществляется также еще и за счет пульсаций, при этом интенсивность пульсационного переноса во много раз превышает интенсивность передачи тепла теплопроводностью.

Конвективный теплообмен описывается системой дифференциальных уравнений и условий однозначности (содержащих описания геометрии расчетной области, краевых условий и параметров задачи) с большим количеством переменных и параметров, аналитическое решение которой сопряжено с большими трудностями. В настоящее время точные решения имеются только для отдельных частных случаев. Поэтому при изучении конвекции большое значение приобретают экспериментальные методы исследования и применение методов *теории подобия* для обобщения результатов, полученных в единичном эксперименте.

Методы теории подобия позволяют размерные величины, описывающие процесс теплоотдачи, объединить в безразмерные комплексы (критерии), каждый из которых имеет определенный физический смысл и является для данной задачи либо *определяющим* (если он составлен из условий однозначности), либо *определяемым* (если в его состав входит искомая величина).

Безразмерный комплекс  $Nu = \alpha L_0 / \lambda$ , составленный из коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , [Вт/(м<sup>2</sup>·К)], характерного линейного размера потока  $L_0$  (м) и коэффициента теплопроводности жидкости  $\lambda$ , [Вт/(м·К)], является определяемым критерием, так как входящий в него коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  является искомой величиной. Этот

критерий, называемый *критерием Нуссельта*, характеризует интенсивность теплоотдачи, т.е. является безразмерным коэффициентом теплоотдачи.

Безразмерный комплекс  $Re = u_0 L_0 / \nu$ , в который, помимо характерного размера потока  $L_0$  входят также его характерная скорость  $u_0$  (м/с) и кинематический коэффициент вязкости жидкости  $\nu$ , (м<sup>2</sup>/с), называется *критерием Рейнольдса*. Этот критерий является определяющим – он характеризует соотношение сил инерции и сил внутреннего трения в потоке жидкости.

Безразмерная величина, представляющая собой отношение коэффициентов вязкости  $\nu$  и температуропроводности  $a$ , называется критерием Прандтля  $Pr = \nu / a$  и является физическим параметром жидкости или газа. Для газов величина  $Pr$  является практически постоянной и равной приблизительно 0,7.

Конкретный смысл понятий «характерный размер», «характерная скорость» зависит от геометрии течения; в частности, при движении жидкости в трубе характерным размером  $L_0$  является внутренний диаметр трубы  $d$ , а характерной скоростью  $u_0$  – средняя по сечению трубы скорость движения жидкости  $\bar{u}$ .

Зависимость между критериями подобия обычно представляют в виде степенных функций, например

$$Nu = c Re^m Pr^n, \quad (1.2)$$

где  $c$ ,  $m$ ,  $n$  – постоянные безразмерные величины, зависящие от особенностей движения жидкости, в частности, от режима движения, а также от формы поверхности.

Если такого рода зависимости являются эмпирическими, они применимы лишь в определенных пределах изменения аргументов (определяющих критериев), в которых подтверждены опытом.

В критерии входят физические параметры жидкости. Поскольку в процессе теплообмена температура жидкости изменяется, изменяются и значения ее физических параметров. В связи с этим все физические параметры, входящие в формулы типа (1.2), берутся при некоторой конкретной температуре, называемой *определяющей*.

При течении жидкости в трубе различают примыкающий к входному сечению так называемый *входной участок*, на протяжении которого происходит изменение профиля скорости, и *участок гидродинамически стабилизированного* (или *установившегося*) течения, на



протяжении которого поперечный профиль скорости остается неизменным (при более детальном описании между ними выделяют еще один, так называемый *переходный* участок, на котором уже не сказывается начальное распределение скорости, но еще происходит перестройка ее профиля).

В случае полностью развитого турбулентного течения, которое имеет место при числах Рейнольдса порядка  $10^4$  и выше, на участке установившегося течения поперечное распределение скорости хорошо описывается эмпирической формулой Прандтля

$$u = u_m \left( 1 - \frac{r}{r_0} \right)^{\frac{1}{7}}, \quad (1.3)$$

где  $u$  – текущее значение скорости, м/с, в точке с радиальной координатой  $r$ ;

$u_m$  – значение скорости на оси трубы, м/с;

$r$  – радиальная координата, м;

$r_0$  – внутренний радиус трубы, м.

При этом отношение средней по сечению трубы скорости жидкости к ее скорости на оси трубы принимает значение

$$\frac{\bar{u}}{u_m} \approx 0,82.$$

На входном участке трубы в связи с перестройкой профиля скорости коэффициент теплоотдачи по длине трубы изменяется, а на участке установившегося течения остается постоянным.

При движении воздуха по гладким трубам круглого сечения коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\text{Nu}_d = \varepsilon_L 0,018 \text{Re}_d^{0,8}, \quad (1.4)$$

где за определяющий (характерный) размер принят диаметр трубы, а за определяющую температуру – средняя температура воздуха. Коэффициент  $\varepsilon_L$  учитывает влияние входного участка трубы – если труба длинная ( $L/d \geq 50$ ), то влияние входного участка на средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи пренебрежимо мало и  $\varepsilon_L = 1$ , если же  $L/d < 50$ , то значение поправочного множителя  $\varepsilon_L$  определяется по прил. 2.

Для экспериментального определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  широко используется выражение, получаемое из уравнения теплового баланса.

Рассмотрим стационарный процесс нагрева воздуха, протекающего по трубе, стенка которой получает тепло от некоторого внешнего источника (например, от электрического нагревателя).

На основании формулы Ньютона – Рихмана (1.1) количество тепла, передаваемого в единицу времени от стенки трубы воздуху путем конвективной теплоотдачи, выражается как

$$Q_w = \alpha \Delta T S_6, \quad (1.5)$$

где  $S_6$  – площадь боковой поверхности трубы,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta T$  – температурный напор, К;  $\Delta T = T_w - T_0$ .

В то же время, количество тепла (Вт) полученное воздухом в результате его нагрева от средней температуры на входе в трубу  $T_{01}$  до средней температуры на выходе из трубы  $T_{02}$

$$Q = C_p (T_{02} - T_{01}) \bar{u} S, \quad (1.6)$$

где  $C_p$ , Дж/( $\text{м}^3 \cdot \text{К}$ ), – удельная объемная изобарная теплоемкость

воздуха при средней температуре потока в трубе  $\bar{T} = \frac{T_{01} + T_{02}}{2}$ , К;

$\bar{u}$  – средняя по сечению скорость воздуха в трубе, м/с;

$S$  – площадь поперечного сечения трубы,  $\text{м}^2$ .

Приравнивая правые части выражений (1.5) и (1.6) на основании закона сохранения энергии, получаем уравнение теплового баланса  $\alpha \Delta T S_6 = C_p (T_{02} - T_{01}) \bar{u} S$ ,

из которого может быть выражен коэффициент теплоотдачи, [Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )].

$$\alpha = \frac{C_p (T_{02} - T_{01}) \bar{u} S}{\Delta T S_6}, \quad (1.7)$$

В этом выражении величина  $\Delta T$  представляет собой среднелогарифмическое значение разности температур между стенкой трубы и воздухом на входе и выходе из трубы:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}, \text{ К}, \quad (1.8)$$

где  $\Delta T_1 = T_w^{\text{ВХ}} - T_{01}$ ;

$\Delta T_2 = T_w^{\text{ВЫХ}} - T_{02}$ ;

$T_w^{\text{ВХ}}$  – температура стенки на входе воздуха в трубу, К;

$T_w^{\text{ВЫХ}}$  – температура стенки на выходе воздуха из трубы, К.

Таким образом, для экспериментального определения коэффициента теплоотдачи достаточно знать температуру стенки трубы, среднюю температуру воздуха на входе в исследуемый участок и на выходе из него, а также среднюю скорость воздуха в трубе.

### 1.3. Описание лабораторной установки

Опытная установка (рис. 1.1) состоит из вертикальной цилиндрической трубы 3 с электрообогревом и контрольно-измерительных устройств для измерения температуры и скорости потока воздуха по высоте и сечению трубы, а также температуры стенки трубы (рис. 1.1).

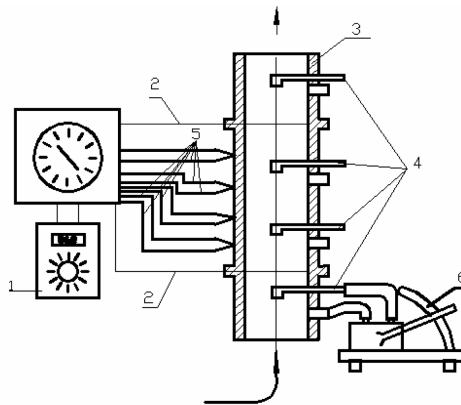


Рис. 1.1.Схема лабораторной установки

Труба обогревается проволочным нагревателем, намотанным на поверхность трубы по всей ее высоте.

Питание нагревателя осуществляется от лабораторного автотрансформатора (ЛАТРа), снабженного вольтметром.

Труба диаметром 52 мм и длиной рабочего участка  $L = 0,86$  м в верхней части имеет разъем, в котором закреплена рамка 2, содержащая пять натянутых термопар (хромель-копель – ХК), спаи которых равномерно отстоят друг от друга вдоль диаметра трубы. В стенку трубы зачеканено еще четыре ХК-термопары 5 на различной высоте. Обе группы термопар через переключатель выведены на мультиметр 1 класса точности 0,5.

По высоте трубы размещены четыре направляющих устройства с координатниками, позволяющих перемещать напорные трубки 4 внутри трубы строго вдоль ее диаметра и измерять величину этого перемещения. Рядом с направляющими устройствами в стенку трубы врезаны измерительные трубки, соединенные, как и напорные трубки внутри трубы, с микроманометром 6, позволяющим измерять давление с погрешностью не более 0,1 мм вод. ст. (1 Па).

К нижней части трубы подведен шланг от воздухонагнетателя, верхний торец трубы открыт. Вся установка собрана на одном щите. Для обработки результатов измерений на щите имеется график перевода термо-ЭДС термопар (мВ) в кельвины (К), соответствующий градуировке хромель-копель.

#### **1.4. Порядок проведения работы и указания по технике безопасности**

1. Включить воздухонагнетатель.
2. Включить подачу питания на электронагреватель. Это можно делать только при включенном воздухонагнетателе и обязательно в присутствии лаборанта. **Запрещается** препятствовать выходу воздуха из трубы!
3. Записать барометрическое давление и температуру воздуха в помещении, а также температуру свободных концов термопар.
4. После того, как температура стенки трубы перестанет изменяться во времени, приступить к измерению распределения скорости в четырех сечениях по высоте трубы. Для этого в четырех сечениях по высоте трубы измерить распределение динамического давления по диаметру, перемещая напорные трубки 6 (см. рис. 1.1) с помощью координатников в положения, указанные в табл. 1.1.

## Исследование профиля скорости и стабилизации потока

№ за-мера	Координата $r_i$ , м	$\Delta S_i$ , м <sup>2</sup>	I уровень			II уровень			III уровень			IV уровень		
			$P_i$ , Па	$u_i$ , м/с	$u_i \Delta S_i$ , м <sup>3</sup> /с	$P_i$ , Па	$u_i$ , м/с	$u_i \Delta S_i$ , м <sup>3</sup> /с	$P_i$ , Па	$u_i$ , м/с	$u_i \Delta S_i$ , м <sup>3</sup> /с	$P_i$ , Па	$u_i$ , м/с	$u_i \Delta S_i$ , м <sup>3</sup> /с
1	0,025													
2	0,019													
3	0,012													
4	0,006													
5	0,000													
	$\sum_{i=1}^5 u_i \Delta S_i$													
	$\bar{u}$													
	$\bar{u} / u_m$													

5. Измерить температуру потока воздуха в пяти точках сечения IV уровня (позиции переключателя 1, 2, 3, 4, 5), температуру стенки трубы в четырех точках по высоте трубы (позиции переключателя 6, 7, 8, 9) и температуру воздуха на входе в трубу (позиция переключателя 10).

Первая снизу термопара измеряет температуру  $T_w^{\text{ВХ}}$ ; четвертая термопара –  $T_w^{\text{ВЫХ}}$ .

6. Показания потенциометра (в мВ) и соответствующие им значения температуры в кельвинах, полученные по градуировочному графику (укрепленному на лабораторном стенде), с поправкой на температуру свободных концов термопар занести в табл. 1.2 и 1.3.

## Результаты измерения температуры воздуха

№ за-мера	Координата $r_i$ , м	$\Delta S_i$ , м <sup>2</sup>	$u_i$ , м/с из табл. 1.1	Термо-ЭДС, мВ	$T_i$ по градуировочной кривой, К	$T_i$ с поправкой на свободные концы, К	$u_i T_i \Delta S_i$
1	0,025						
2	0,019						
3	0,012						
4	0,006						
5	0,000						
	$\sum_{i=1}^5 u_i T_i \Delta S_i$						
	$\bar{T}_{01}$						
	$\bar{T}_{02}$						