

**ФГБ ОУ ВПО  
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ»**

---

Кафедра «Теплоэнергетика железнодорожного  
транспорта»

Н.А. Платов

**ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ  
ПЕРЕНОСА ТЕПЛОТЫ**

Рекомендовано редакционно-издательским советом  
университета в качестве методических указаний  
для студентов специальности  
150700 «Локомотивы и локомотивное хозяйство»

Москва – 2011

УДК 661.1

П 37

Платов Н.А. Изучение процессов переноса теплоты. Методические указания к лабораторным работам. – М.: МИИТ, 2011. – 28 с.

В данных методических указаниях приведены краткие теоретические сведения о процессах переноса теплоты (теплопроводность, конвекция, излучение).

Расчетная часть данного руководства направлена на закрепление теоретических знаний, полученных в области теплопередачи, а также выработки навыков анализа и оценки полученных теоретических и экспериментальных значений.

© ФГБ ОУ ВПО  
«Московский государственный  
университет путей сообщения»,  
2011

## Введение

Теплота является частной формой энергии. В общем случае имеет место сложный процесс переноса теплоты, который разделяют на простые составляющие с целью упрощения его изучения: теплопроводность, конвективный теплообмен, лучистый теплообмен.

*Процесс теплопроводности* осуществляется посредством теплового движения микрочастиц в среде с неоднородным распределением температуры. В чистом виде теплопроводность имеет место только в абсолютно неподвижных средах.

*Конвективный перенос теплоты* осуществляется при перемещении макрочастиц в среде с неоднородным распределением температуры, как, например, в жидкости с неоднородным распределением температуры и неравномерным полем скоростей. Под конвективным теплообменом понимают совместный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью. Процессы конвективного теплообмена могут осложняться фазовыми превращениями вещества (кипением жидкости, конденсацией пара).

*Теплообмен излучением* осуществляется путем превращения внутренней энергии вещества в энергию излучения (энергию электромагнитного поля излучения). Энергия излучения распространяется в окружающей среде. При поглощении и излучении энергии электромагнитного поля веществом изменяется его температура.

Процесс переноса теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку называется *теплопередачей*. Процессы теплопередачи определяются совокупностью простых составляющих переноса теплоты.

### 1 Теплопроводность

*Теплопроводность* осуществляется путем передачи энергии от одних элементарных частиц тела к другим вследствие микродвижения этих частиц (молекул – в газах,

свободных электронов – в металлах). В чистом виде явление теплопроводности наблюдается в твердых телах, в абсолютно неподвижных газах и жидкостях, а именно при таких условиях, когда невозможно возникновение конвективных токов.

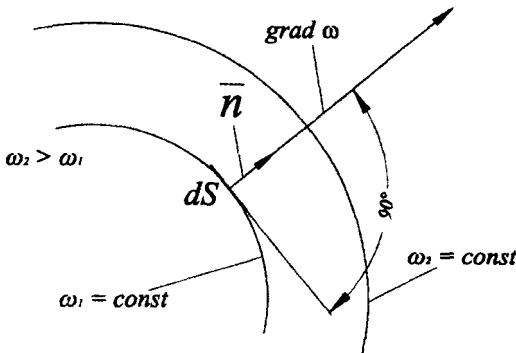


Рисунок 1 - Поверхности постоянного уровня и вектор-градиент к элементарной площадке  $dS$

Количество теплоты  $dQ$ , проходящее через площадку  $dS$  изотермической поверхности за время  $d\tau$ , называется *плотностью теплового потока*, Вт/м<sup>2</sup>, которая определяется соотношением:

$$q = \frac{dQ}{dS d\tau}$$

В 1822 г. французский математик Ж.Б.Фурье на основании обобщения экспериментальных данных высказал гипотезу, которая может быть сформулирована следующим образом: плотность теплового потока прямо пропорциональна градиенту температуры. Эта гипотеза оказалась справедливой для процессов теплопроводности и в настоящее время известна под названием *закона Фурье*. В математической форме закон Фурье может быть представлен следующим образом:

$$\overline{q}_\tau = \overline{n} \frac{dQ}{dS d\tau} = -\lambda \cdot \text{grad} t = -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial x} i + \frac{\partial t}{\partial y} j + \frac{\partial t}{\partial z} k \right),$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  $\vec{n}$  – единичный вектор, нормальный к изотермической поверхности и направленный в сторону возрастания температуры.

Знак «минус» указывает на то, что векторы  $\vec{q}_T$  и  $\text{grad}t$ , лежащие на одной прямой, направлены в противоположные стороны (в процессе теплопроводности теплота переносится в направлении понижения температуры).

Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  является физическим параметром вещества. Теплопроводность чистых металлов относительно высока (при 100 °С для золота  $\lambda = 311$  Вт/(м·К), для меди  $\lambda = 385$  Вт/(м·К), для серебра  $\lambda = 392$  Вт/(м·К), для железа  $\lambda = 68$  Вт/(м·К)) и при повышении температуры уменьшается.

Наличие разного рода примесей приводит к резкому снижению теплопроводности металлов. Так, например, для меди со следами мышьяка  $\lambda = 142$  Вт/(м·К). В отличие от чистых металлов коэффициенты теплопроводности сплавов (латунь, бронза, нихром, никелевая сталь и т.п.) при повышении температуры увеличиваются.

Для большинства жидкостей с повышением температуры коэффициенты теплопроводности убывают, за исключением воды и глицерина. Коэффициенты теплопроводности жидкостей лежат в пределах от 0,07 до 0,7 Вт/(м·К).

С повышением температуры теплопроводность газов возрастает. Теплопроводность газов, близких по своим свойствам к идеальным, почти не зависит от давления. Коэффициенты теплопроводности водяного пара и других реальных газов сильно зависят от давления (теплопроводность водяного пара возрастает с увеличением давления). Диапазон значений  $\lambda$  для большинства газов находится в интервале от 0,006 до 0,1 Вт/(м·К). Среди газов наиболее высокими значениями коэффициентов теплопроводности обладают гелий

( $\lambda = 0,244$  Вт/(м·К) при  $t = 300$  °С) и водород ( $\lambda = 0,307$  Вт/(м·К) при  $t = 300$  °С).

Материалы с  $\lambda < 0,25$  Вт/(м·К), которые применяются для уменьшения тепловых потерь, называются *теплоизоляционными*. Коэффициенты теплопроводности строительных ( $\lambda < 3$  Вт/(м·К)) и теплоизоляционных материалов с повышением температуры возрастают. Многие строительные и теплоизоляционные материалы имеют пористое строение (кирпич, бетон, асбест, шлак и т.п.), а поэтому применение к ним закона Фурье является в определенной мере условным. В этом случае используется понятие об *эффективной теплопроводности* некоторого однородного тела, через которое при одинаковой форме, размерах и температурах на его границах проходит то же количество теплоты, что и через данное пористое тело.

Коэффициенты теплопроводности порошкообразных и пористых материалов сильно зависят от объемной плотности  $\rho$ . Например, при возрастании  $\rho$  от 400 до 800 кг/м<sup>3</sup> эффективный коэффициент теплопроводности асбеста увеличивается от 0,1 до 0,24 Вт/(м·К), т.к. уменьшается объем пор, заполненных воздухом с  $\lambda = 0,026$  Вт/(м·К). Эффективный коэффициент теплопроводности пористых материалов сильно зависит от влажности. Например, для сухого кирпича  $\lambda \approx 0,35$  Вт/(м·К), для воды  $\lambda \approx 0,6$  Вт/(м·К), а для влажного кирпича  $\lambda \approx 1$  Вт/(м·К), что значительно больше, чем для сухого кирпича и воды в отдельности. Такой эффект объясняется наличием конвективного переноса теплоты, возникающего благодаря капиллярному движению воды внутри пористого материала, а также частично тем, что абсорбционно связанная влага имеет другие физические характеристики по сравнению со свободной влагой.

## 2 Одномерная стационарная теплопроводность в цилиндрической стенке при отсутствии внутренних источников теплоты

Цилиндрическая стенка, которая имеет толщину  $\delta = r_2 - r_1$  (рисунок 2) и коэффициент теплопроводности  $\lambda$ , омывается жидкостью с температурами  $t_{ж1}$  и  $t_{ж2}$ . Будем считать, что перенос теплоты в стационарном процессе теплопроводности осуществляется только в радиальном направлении. Интенсивность теплообмена между поверхностями стенки и жидкостью характеризуется значениями коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Источники тепловыделений внутри стенки отсутствуют.

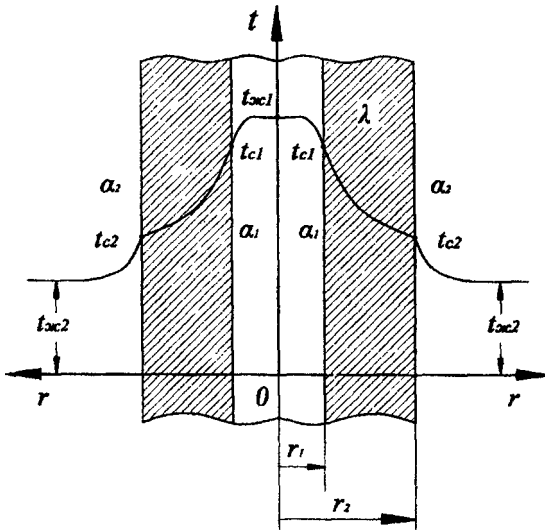


Рисунок 2 - Распределение температуры в цилиндрической стенке при отсутствии внутренних источников тепловыделений и стационарном процессе теплопроводности

Согласно закону Фурье

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial r} = \lambda \frac{(t_{c1} - t_{c2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot \frac{1}{r}$$

Формула (1) справедлива для любой изотермической поверхности радиусом  $r$ . Тогда для изотермических поверхностей радиусов  $r_1$  и  $r_2$  получаем соответственно:

$$q_1 = \frac{2\lambda(t_{c1} - t_{c2})}{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}} ;$$

$$q_2 = \frac{2\lambda(t_{c1} - t_{c2})}{d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}}$$

Количество теплоты  $Q$ , проходящее через каждую изотермическую поверхность, будет одинаковым и определяется равенством:

$$Q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial r} S \tau = \frac{2\pi\lambda l(t_{c1} - t_{c2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \tau$$

Иногда в задачах теплопроводности пользуются соотношением:

$$q_l = \frac{Q}{\tau \cdot l} = \frac{\pi(t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}},$$

которое называется линейной плотностью теплового потока, Вт/м. Она не зависит от площади изотермической поверхности цилиндрической стенки. Легко установить, что

$$q_1 = \pi \cdot d_1 q_2 = \pi \cdot d_2 q_1$$



### 3 Конвективный теплообмен в однофазной среде

Под *конвективным теплообменом* понимают процесс совместного переноса теплоты конвекцией и теплопроводностью при движении капельной жидкости или газа (в дальнейшем – жидкости, среды). Конвективный теплообмен при движении жидкости под действием неоднородного поля массовых сил (например, гравитационных) называется *свободной (естественной) конвекцией*. Процесс естественной конвекции осуществляется за счет разности плотностей нагретых и холодных частиц жидкости. Конвективный теплообмен при движении жидкости под действием внешних сил (создаваемых насосом, вентилятором, атмосферным перепадом давлений) называется *вынужденной конвекцией*. Вынужденное движение в общем случае может сопровождаться свободным движением жидкости. Влияние свободной конвекции тем больше, чем больше разность температур внутри объема жидкости и чем меньше скорость вынужденного движения. При достаточно больших скоростях вынужденного движения жидкости влиянием свободной конвекции можно пренебречь.

Значительное влияние на процесс конвективного теплообмена оказывает характер движения жидкости. Различают два основных режима течения: *ламинарный* и *турбулентный*. При установившемся ламинарном режиме течения частицы жидкости внутри потока движутся не перемешиваясь, параллельно друг другу и стенкам канала. При турбулентном режиме течения величина скорости и направление движения отдельных частиц непрерывно меняются. При этом мгновенная скорость частицы пульсирует около некоторого среднего во времени значения. Отклонение мгновенной скорости частицы жидкости от средней во времени

называют *пульсацией скорости*. При пульсациях скорости изотермического течения происходит перенос механической энергии внутри потока. Если в потоке имеют место разности температур, то пульсации скорости приводят к пульсациям температуры и способствуют более интенсивному переносу тепловой энергии.

Переход ламинарного течения в турбулентное происходит при определенном значении *критерия Рейнольдса*, которое называется критическим ( $Re_{кр}$ ). Многочисленные экспериментальные исследования показывают, что при изотермическом течении в круглых трубах

$$Re_{кр} = \left( \frac{w_0 d}{\nu} \right)_{кр} \approx 2300$$

где  $w_0$  – среднее значение скорости в поперечном сечении трубы;  $d$  – диаметр трубы;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

При  $Re \geq 10^4$  режим становится турбулентным. В области  $10^4 > Re > 2300$  для круглых труб имеет место режим течения, который называется переходным. Процесс теплоотдачи в переходном режиме является довольно сложным и трудно поддается исследованиям.

Конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью ее раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом) называют *теплоотдачей*. Наибольший практический интерес представляет теплоотдача на границе «жидкость – твердое тело». Интенсивность переноса теплоты в этом случае характеризуется местными (локальными) значениями коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$ . В зависимости от того, как выбирается температура жидкости, различают два способа определения местного коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{q_c}{t_c - t}$$

или

$$\alpha = \frac{q_c}{t_c - t_o},$$

где  $q_c$  – плотность теплового потока на элементарной поверхности стенки;  $t_c$  – температура того же элемента поверхности;  $\bar{t}$  – средняя массовая температура жидкости в рассматриваемом сечении потока;  $t_o$  – постоянная по сечению потока температура жидкости на входе в обогреваемый участок.

В первом случае говорят, что  $\alpha$  отнесено к местному температурному напору, во втором – к начальному температурному напору.

В инженерных расчетах пользуются, как правило, средними по длине поверхности канала  $l$  значениями коэффициентов теплоотдачи  $\bar{\alpha}$ , которые также могут быть определены различными способами.

Коэффициент теплоотдачи, отнесенный к средней арифметической разности температур:

$$\bar{\alpha} = \frac{Q_c}{F \Delta t_a},$$

$$\Delta t_a = \bar{t}_c - \frac{1}{2}(t_o + \bar{t}_l)$$

где

Здесь  $Q_c$  – тепловой поток на участке канала (трубы) от  $x = 0$  до  $x = l$ , Вт;  $\bar{t}_c$  – средняя по поверхности температура стенки на участке канала длиной  $l$ ;  $t_o$  и  $\bar{t}_l$  – соответственно средние массовые температуры жидкости при  $x = 0$  и  $x = l$ .

#### 4 Теплообмен излучением

Все тела, которые имеют температуру выше абсолютного нуля температур ( $T > 0 \text{ K}$ ), излучают в пространстве энергию. Процесс излучения связан с превращением в элементе среды какого-либо вида энергии в лучистую.

В ряде физических явлений обнаруживаются чисто волновые (например, интерференция и дифракция) свойства лучистой энергии, распространяющейся в среде со скоростью света  $c$  в виде электромагнитных волн, которые характеризуются различной длиной  $\lambda$  и частотой колебаний  $\nu$ . Величины  $c$ ,  $\lambda$ , и  $\nu$  связаны между собой соотношением:

$$c = \lambda \cdot \nu$$

Однако в тех случаях, когда лучистая энергия взаимодействует с веществом, чисто волновые представления оказываются недостаточными. Как показали опыты, лучистая энергия поглощается и излучается порциями (квантами), носителями которых являются материальные частицы – фотоны, движущиеся в пространстве со скоростью света. Фотон обладает квантом энергии  $h\nu$ , в котором  $h = 6,626 \cdot 10^{-34}$  Дж·с – постоянная Планка.

Современная теория переноса энергии излучением стремится объединить волновые и корпускулярные свойства лучистой энергии на основании представлений о волновом характере движения фотонов.

Испускание электромагнитных волн, которое определяется природой самой излучающей среды, называется *собственным* излучением. Если в лучистую энергию превращается внутренняя энергия среды, зависящая от температуры, то собственное излучение среды называется *тепловым*.

В зависимости от своей природы элемент среды может испускать электромагнитные волны в определенных интервалах длин волн. Такая среда называется *селективной*.

Излучение энергии в интервале длин волн от  $\lambda$  до  $\lambda + d\lambda$  будет *монохроматическим*, соответствующем длине волны  $\lambda$ .

Если среда испускает электромагнитные волны в интервале длин  $\lambda$  от 0 до  $\infty$ , то такая среда называется *серой*.

Селективные среды дают линейчатый спектр излучения, а серые – сплошной.

Применительно к твердым телам, а также к жидкостям излучение и поглощение можно рассматривать приближенно как поверхностное явление. Излучение и поглощение газов носит объемный характер.

### 5 Схема лабораторного стенда

Лабораторный стенд (рис. 1) состоит из электрического нагревателя 1, насоса 2, медной гладкой трубки 3 с наружным диаметром 16 мм и толщиной стенки 1,5 мм и такой же оребренной трубки 4. По контуру циркулирует вода. Температура воды измеряется в следующих точках: на входе в оребренную трубку ( $t_1$ ), на выходе из оребренной трубки ( $t_2$ ), на входе в гладкую трубку ( $t_3$ ), на выходе из гладкой трубки ( $t_4$ ). В середине каждой трубки измеряется температура наружной стенки трубы ( $t_5$ ,  $t_7$ ). Кроме того, можно измерить температуру окружающего воздуха ( $t_8$ ).

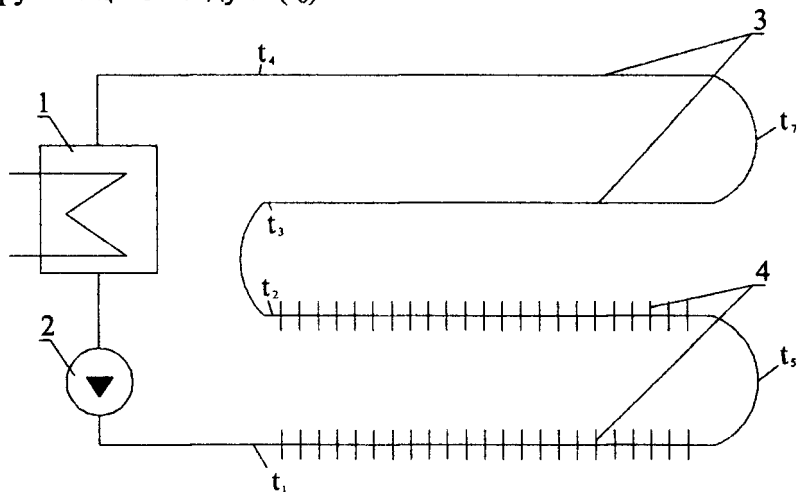


Рисунок 3 - Схема лабораторного стенда: 1 – нагреватель; 2 – насос; 3 – гладкая трубка; 4 – оребренная трубка.

На рисунке 4 представлен разрез участка трубы.

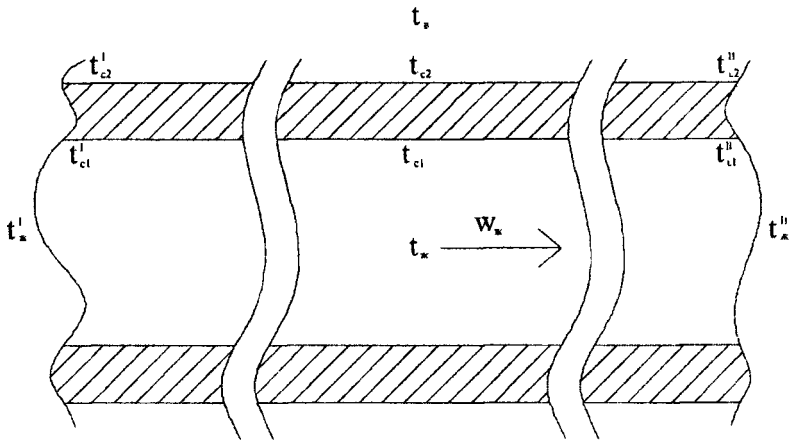


Рисунок 4 - Разрез участка трубы

### 6 Основные расчетные соотношения

Составим тепловой баланс для гладкой и оребренной труб:

$$Q_{жс} = Q_{кжс} = Q_T = Q_{кв} + Q_L = Q [Bm], \quad (1)$$

где  $Q_{жс}$  - количество теплоты, отданное водой;

$Q_{кжс}$  - количество теплоты, переданное конвекцией от жидкости к трубке;

$Q_T$  - количество теплоты, переданное теплопроводностью через трубку;

$Q_{кв}$  - количество теплоты, отданное конвекцией от трубки к воздуху;

$Q_L$  - количество теплоты, отданное излучением от трубки к воздуху.

Количество теплоты, отданное водой, находится по формуле:

$$Q_{ж} = Gc(t'_x - t''_x)[Bm]; \quad (2)$$

где  $G$  – расход воды  $[кг/с]$ ;

$c$  – теплоемкость воды  $\left[ \frac{Дж}{кг * К} \right]$ ;

$t'_x, t''_x$  – температура воды на входе в трубку и на выходе из трубки соответственно  $[°C]$ .

Массовый и объемный расходы связаны следующим соотношением:

$$G = q \cdot \rho [кг/с],$$

где  $\rho$  – плотность воды  $[кг/м^3]$ .

Количество теплоты, переданное конвекцией от жидкости к внутренней стенке трубы:

$$Q_{жс} = \alpha_1 \pi d_1 \Delta t_{ж-ст} l [Bm]; \quad (3)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от воды к

стенке  $\left[ \frac{Bm}{м^2 * К} \right]$ ;

$d_1$  – внутренний диаметр стенки  $[м]$ ;

$\Delta t_{ж-ст}$  – температурный напор между жидкостью и внутренней стенкой трубы  $[°C]$ ;

$l$  – длина трубки  $[м]$ .

Температурный напор может быть принят среднеарифметическим или логарифмическим.

Среднеарифметический температурный напор между водой и внутренней стенкой находится по формуле:

$$\Delta t_{ж-ст} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} [°C]; \quad (4)$$



где  $\Delta t_1 = t'_{жс} - t'_{cl}$  - температурный напор на входе в трубку  $[\text{°C}]$ ;

$t'_{жс}$  - температура воды на входе в трубку  $[\text{°C}]$ ;

$t'_{cl}$  - температура внутренней стенки на входе в трубку  $[\text{°C}]$ ;

$\Delta t_2 = t''_{жс} - t''_{cl}$   $[\text{°C}]$ ;

$t''_{жс}$  - температура воды на выходе из трубки  $[\text{°C}]$ ;

$t''_{cl}$  - температура стенки на выходе из трубки  $[\text{°C}]$ .

Из зависимости (4) можно определить, что среднеарифметический температурный напор можно найти в соответствии с зависимостью:

$$\Delta t_{жс-cl} = \bar{t}_{жс} - \bar{t}_{cl} \text{ } [\text{°C}]; \quad (5)$$

где  $\bar{t}_{жс} = \frac{t'_{жс} + t''_{жс}}{2}$  - средняя температура воды  $[\text{°C}]$ ;

$\bar{t}_{cl} = \frac{t'_{cl} + t''_{cl}}{2}$  - средняя температура внутренней стенки трубки  $[\text{°C}]$ .

Аналогично можно найти среднеарифметический напор между внутренней и наружной стенками трубы, наружной стенкой трубы и воздухом, подставляя соответствующие значения температур.

Логарифмический температурный напор между водой и внутренней стенкой находится в соответствии с зависимостью:

$$\Delta t_{жс-cl} = \frac{\Delta t_{\theta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\theta}}{\Delta t_{\mu}} \right)} \text{ } [\text{°C}] \quad (6)$$

где  $\Delta t_6$ ,  $\Delta t_m$  - большая и меньшая разность температур при выборе из  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  (из зависимости (4)) соответственно.

Аналогично, подставляя нужные температуры, находится логарифмический температурный напор между водой и воздухом, наружной стенкой и воздухом.

Количество теплоты, переданное теплопроводностью через стенку:

$$Q_T = \frac{\pi \Delta t_{c1-c2}}{\frac{1}{2\lambda} * \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} l [Bm]; \quad (7)$$

где  $\Delta t_{c1-c2}$  - температурный напор между внутренней и наружной стенками трубы [ $^{\circ}C$ ];

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности стенки трубы  $\left[\frac{Bm}{M * K}\right]$ ;

$d_2$  - наружный диаметр стенки [M].

$$Q_{нв} = \alpha_2 \pi d_2 \Delta t_{c2-в} l [Bm]; \quad (8)$$

где  $\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи от стенки к

воздуху  $\left[\frac{Bm}{M^2 * K}\right]$ ;

$\Delta t_{c2-в}$  - температурный напор между наружной стенкой трубы и воздухом [ $^{\circ}C$ ].

Количество теплоты, отданное излучением от трубки к воздуху:

$$Q_n = \varepsilon C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \times \pi d_2 l [Bm]; \quad (9)$$

где  $\varepsilon$  - степень черноты наружной стенки трубки;

$C_0 = 5,67 \left[ \frac{Вт}{м^2К^4} \right]$  - коэффициент излучения абсолютно черного тела;

$T_1$  - температура стенки трубы  $[К]$ ;

$T_2$  - температура воздуха  $[К]$ .

Количество теплоты, отданное от воды к воздуху может быть определено по зависимости:

$$Q = \pi K_l \Delta t_{ж-в} l [Вт]; \quad (10)$$

где  $K_l$  - линейный коэффициент теплопередачи  $\left[ \frac{Вт}{мК} \right]$ ;

$\Delta t_{ж-в}$  - температурный напор между водой и воздухом  $[^{\circ}C]$ .

Теплоотдача при ламинарном движении жидкости в трубе описывается уравнением:

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,15 * Re_{ж}^{0,32} * Pr_{ж}^{0,33} * (Gr_{ж} Pr_{ж})^{0,1} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} * \varepsilon_l; \quad (11)$$

где  $\varepsilon_l = 1$  - коэффициент, учитывающий начальный участок;

$Re_{ж}$  - критерий Рейнольдса при температуре жидкости;

$Pr_{ж}$  - критерий Прандтля при температуре жидкости;

$Gr_{ж}$  - критерий Грасгофа при температуре жидкости;

$Pr_c$  - критерий Прандтля при температуре стенки.

Теплоотдача при турбулентном движении жидкости описывается уравнением:

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,021 * Re_{ж}^{0,8} * Pr_{ж}^{0,43} * \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} * \varepsilon_l. \quad (12)$$

Критерий Нуссельта:

$$Nu = \frac{\bar{\alpha}d}{\lambda_{ж}} \quad (13)$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_0 d}{\nu_{ж}} \quad (14)$$

Критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{g\beta(\bar{t}_c - \bar{t}_ж)d^3}{\nu_{ж}^2}; \quad (15)$$

где  $\bar{t}_c$ ,  $\bar{t}_ж$  - средние температуры стенки и жидкости (воды или воздуха) соответственно.

В формулах приняты следующие обозначения:

$w$  - скорость движения среды  $\left[ \frac{м}{с} \right]$ ,

$\nu$  - кинематическая вязкость среды  $\left[ \frac{м^2}{с} \right]$ ,

$g$  - ускорение свободного падения  $\left[ \frac{м}{с^2} \right]$ ,

$\beta$  - коэффициент объемного расширения среды  $[K^{-1}]$ .

При свободной конвекции теплообмен описывается уравнением:

$$Nu = C * (Gr * Pr)^n \quad (16)$$

№	Gr*Pr	C	n
1	$1*10^{-2}-5*10^2$	1,18	0,125
2	$5*10^2-2*10^7$	0,54	0,25
3	$2*10^7-1*10^{13}$	0,135	0,333

$$t_o = \frac{\bar{t}_{ж} + \bar{t}_{с2}}{2}$$

Параметры считаются при температуре

Погрешность расчета определяется по формуле:

$$\Delta = \frac{\alpha_б - \alpha_м}{\alpha_б} \times 100\% \quad ; \quad (17)$$

где  $\alpha_б$ ,  $\alpha_м$  - соответственно большее и меньшее значение коэффициента теплоотдачи.

Линейное термическое сопротивление при конвективном теплообмене:

$$R_{лк} = \frac{1}{\alpha d} \left[ \frac{мК}{Втм} \right]; \quad (18)$$

Линейное термическое сопротивление при теплопроводности:

$$R_{лр} = \frac{1}{2\lambda} * \ln \left( \frac{d_2}{d_1} \right) \left[ \frac{мК}{Втм} \right]; \quad (19)$$

## 7 Физические свойства жидкостей и материалов

Таблица 1

Зависимость объемного расхода от показаний ротаметра

Отметка шкалы	0	20	40	60	80	100
Расход воды, л/ч	1,1	4,19	6,88	10,03	13,81	16,74

Таблица 2

Зависимость теплопроводности меди от температуры

Температура, К	150	200	250	300	400
Теплопроводность, Вт/(м*К)	429	413	406	401	393

Таблица 3

Зависимость теплопроводности воздуха от температуры

Температура, К	270	280	290	300	310	320	330	340
Теплопроводность, Вт/(м*К)*10 <sup>3</sup>	23,8	24,6	25,4	26,2	26,9	27,7	28,5	29,2

Таблица 4

Зависимость теплопроводности воды от температуры

Температура, °С	0	10	20	30	40	50	60	70
Теплопроводность, Вт/(м*К)*10 <sup>3</sup>	561	580	598	616	631	644	654	663

Таблица 5

Зависимости коэффициента объемного расширения, кинематической вязкости, плотности, удельной теплоемкости и числа Прандтля воды от температуры

Температура, °С	0	20	40	60	80	100
К-т объемного расширения, β*10 <sup>3</sup>	-0,06	0,21	0,39	0,53	0,63	0,75
Кинематическая вязкость, (м <sup>2</sup> /с)*10 <sup>6</sup>	1,787	1,004	0,658	0,475	0,365	0,294
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	999,9	998,2	992,1	983,2	971,8	958,4
Удельная теплоемкость, кДж/(кг*К)	4,217	4,182	4,179	4,185	4,197	4,216
Число Прандтля	13,67	7,01	4,34	2,99	2,23	1,75

Таблица 6

Зависимости коэффициента объемного расширения, кинематической вязкости, плотности, удельной теплоемкости и числа Прандтля воздуха от температуры

Температура, °С	0	20	40	60	80	100
К-т объемного расширения, $\beta \cdot 10^3$	3,665					
Кинематическая вязкость, $(\text{м}^2/\text{с}) \cdot 10^6$	13,3	15,11	16,97	18,9	20,94	23,06
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	1,293	1,205	1,127	1,067	1	0,946
Удельная теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	1,005	1,005	1,005	1,009	1,009	1,009
Число Прандтля	0,715	0,713	0,711	0,709	0,708	0,703

Таблица 7

Зависимость степени черноты меди от состояния поверхности

Состояние поверхности	Полированная	Шероховатая	Окисленная
Степень черноты	0,03	0,05-0,15	0,3-0,85

## 8 Выполнение работы

Таблица опытных данных:

L	h	G	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$	$t_5$	$t_7$	$t_8$
м	дел	кг/с	°С	°С	°С	°С	°С	°С	°С

Для нахождения физических свойств материалов, жидкостей и газов использовать линейную интерполяцию по табличным данным.

Все расчеты выполнить как для гладкой, так и для оребренной трубки (п. 3-10, 16). Пункты 11-15 выполняются только для гладкой трубки.

Ход выполнения работы.

1. Запустить стенд, дождаться стационарного режима, снять показания термометров и заполнить таблицу;
2. Построить по значениям в таблице 1 тарировочную кривую для ротаметра. Определить по ней объемный расход воды. Определить массовый расход воды.
3. В соответствии с зависимостью (2) рассчитать количество теплоты, отданное водой;
4. Рассчитать линейный коэффициент теплопередачи  $K_1$  из зависимости (10) воспользовавшись балансом (1) (в качестве температурного напора брать логарифмический температурный напор);
5. Определить температуру внутренней стенки трубы ( $t_{c1}$ ), используя зависимость (7) и температуру внешней стенки трубы ( $t_{c2}$ ), с учетом баланса (1) (в качестве температурного напора брать среднеарифметический температурный напор (5)); принять, что измененная температура стенки есть средняя температура стенки трубы);
6. Определив внутреннюю температуру стенки трубы, рассчитать коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней стенке трубы  $\alpha_1$  с использованием зависимости (3) и баланса (1), а также температурного напора (5);
7. Рассчитать критерий Рейнольдса по формуле (14) для движения жидкости в трубе;
8. В зависимости от режима течения воспользоваться зависимостью (11) или (12) рассчитать критерий Нуссельта для движения жидкости в трубе.



9. Рассчитать теоретический коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$ , воспользовавшись формулой (13);
10. Вычислить погрешность между экспериментальным и расчетными коэффициентами теплоотдачи по формуле (17);
11. Рассчитать количество теплоты, отданное трубкой излучением по формуле (9);
12. Воспользовавшись балансом (1) и зависимостью (8) рассчитать коэффициент теплоотдачи от наружной стенки к воздуху  $\alpha_2$ ;
13. Рассчитать критерий Нуссельта для свободной конвекции от трубки по формуле (16), для этого сначала определяют произведение  $Gr \cdot Pr$ , а по нему строку в таблице с коэффициентами  $C$  и  $n$ ;
14. Определить теоретический коэффициент теплоотдачи от наружной стенки к воздуху  $\alpha_2$  (13);
15. Вычислить погрешность между экспериментальным и расчетными коэффициентами теплоотдачи (17);
16. Вычислить по данным, полученным из эксперимента, линейные термические сопротивления при конвективном переносе теплоты от воды к внутренней стенке, от наружной стенки к воздуху, а также при теплопроводности от внутренней к наружной стенке трубы по зависимостям (18) и (19);
17. Сделать выводы о вкладе различных составляющих термического сопротивления.
18. Сравнить термические сопротивления для гладких и оребренных трубок.
19. Сравнить теоретические и экспериментальные коэффициенты теплоотдачи (с точки зрения соответствия теории и эксперимента).

### **Литература**

1. Минаев Б. Н., Мокриденко Г. П., Левенталь Л. Я. Теплоэнергетика железнодорожного транспорта: Справочно-методическое пособие / Под общей ред. Б. Н. Минаева. – М. МИИТ, 2006. – 345 с.
2. Исаченко В. П., Осипова В.А., Сукомел А.С., Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975.

**Содержание**

Введение.....	3
1 Теплопроводность.....	3
2 Одномерная стационарная теплопроводность в цилиндрической стенке при отсутствии внутренних источников теплоты.....	7
3 Конвективный теплообмен в однофазной среде.....	9
4 Теплообмен излучением.....	12
5 Схема лабораторного стенда.....	14
6 Основные расчетные соотношения.....	15
7 Физические свойства жидкостей и материалов.....	21
8 Выполнение работы.....	23
Литература.....	26