

Московский Государственный Университет Путей Сообщения  
Российская Открытая Академия транспорта  
Кафедра “Теплоэнергетика и водоснабжение на железнодорожном транспорте”  
Кандидат технических наук, доцент Драбкина Елена Васильевна

ТЕПЛОМАССООБМЕН  
Для студентов 3 курса специальности  
Специальность «ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА» (ПТ)

Материалы к лекциям

2016



- Различают три вида передачи теплоты: **теплопроводность** или **кондукцию**,
- **конвекцию** или **перенос** тепла движущимися частицами вещества и
- **тепловое излучение** или **радиацию**.

# ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

- Такая передача осуществляется при непосредственном соприкосновении каких-либо двух тел или веществ. Теплопередача происходит внутри самого тела или вещества, которое проводит теплоту.

- Теплопроводность обусловлена различием температур отдельных частей тела – следовательно, распространение теплоты неразрывно связано с распределением температуры.
- Градиент температуры –  $\text{grad}t$  есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности и численно равный производной от температуры по этому направлению. За его положительное направление принимается направление возрастания температуры.

- Согласно основному закону теплопроводности – закону Фурье – вектор плотности теплового потока, передаваемого теплопроводностью, пропорционален градиенту температуры:
  - $q = -\lambda \text{grad}t$ ,
- где  $q$  – плотность теплового потока – интенсивность переноса теплоты,
- т.е. количество теплоты, передаваемое в единицу времени через единичную площадь поверхности.

- $q=Q/F; \text{Вт/м}^2;$

- где  $Q$  – тепловой поток – Вт,
- $F$  – площадь,  $\text{м}^2$ .
- $\lambda$  - коэффициент теплопроводности вещества,  $\text{Вт}/(\text{мК})$ .
- Он является физическим параметром, характеризующим способность тела проводить теплоту или интенсивность процесса теплопроводности в веществе и численно равным плотности теплового потока при градиенте температуры, равном единице

- Знак минус указывает на то, что вектор  $q$  направлен противоположно вектору  $\text{grad}t$ , т. е. в сторону наибольшего уменьшения температуры.
- Величина, равная отношению количества теплоты, проходящей через поверхность, ко времени, за которое прошло это количество теплоты, называется тепловым потоком через эту поверхность (Вт):
  - $\Phi = dQ/d\tau$ .

- Если поток постоянен, то:
  - $\Phi = Q/\tau$
- Поверхностная плотность теплового потока – величина, равная отношению теплового потока к площади поверхности, через которую проходит этот поток (Вт/м<sup>2</sup>):
  - $q = d\Phi/dF$
  - или
  - $q = \Phi/F$

# КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

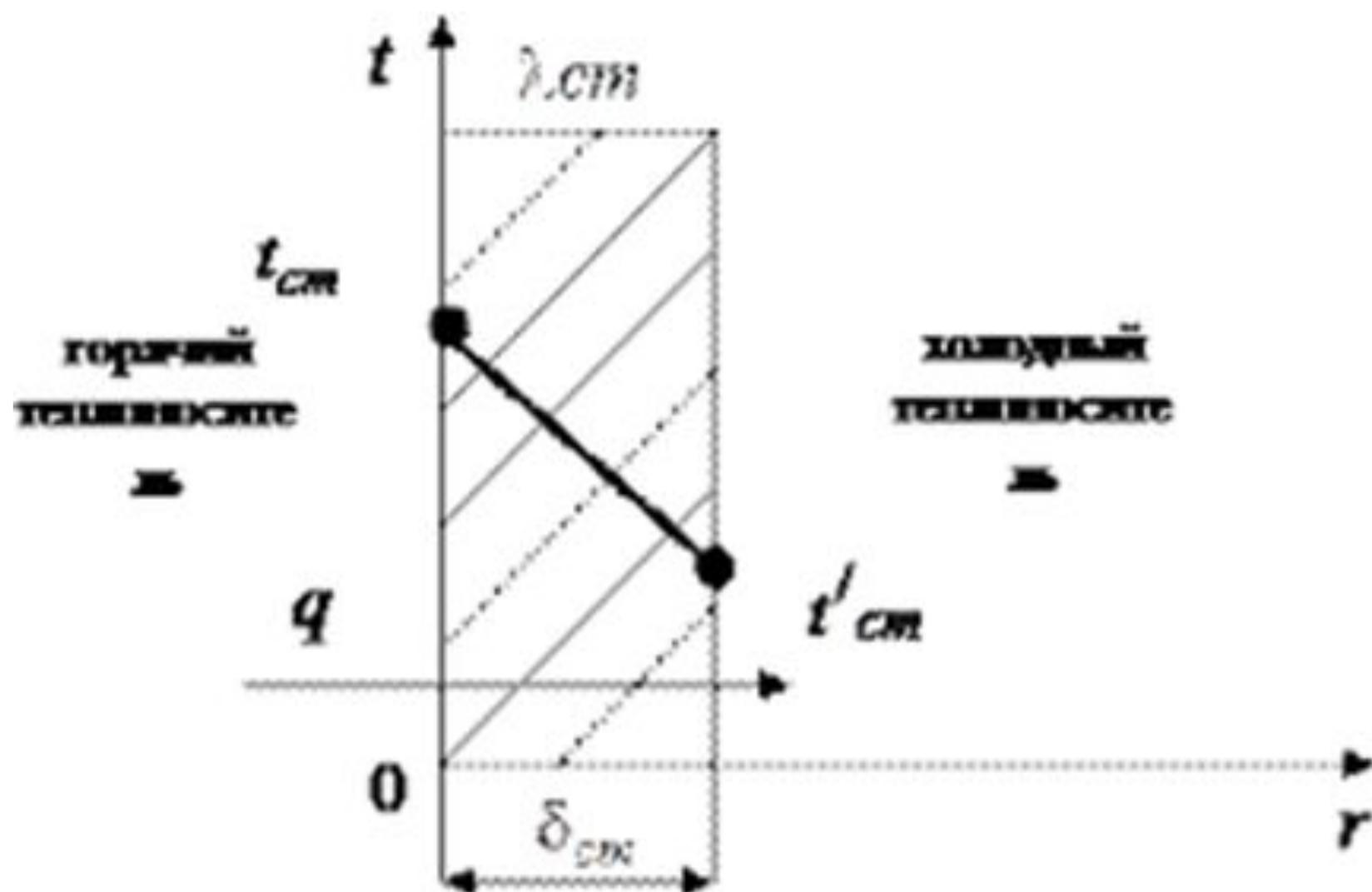
- Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  в законе Фурье характеризует способность данного тела проводить теплоту. Значение коэффициента приводится в справочниках по теплофизическим свойствам веществ. Численно он равен плотности теплового потока при градиенте температуры  $1 \text{ К/м}$ . Теплопроводность веществ различна и зависит от большого числа факторов. Для газов – температура и давление.

- У газов с повышением температуры теплопроводность возрастает; у перегретого пара возрастает и с повышением температуры и с повышением давления; у жидкостей – несколько уменьшается с повышением температуры. Исключение составляет вода, у которой теплопроводность имеет максимум при температуре  $120^{\circ}\text{C}$ , а при дальнейшем увеличении температуры  $\lambda$  уменьшается. Для большинства металлов  $\lambda$  уменьшается с повышением температуры. В металлах теплопроводность обеспечивается за счет теплового движения электронов. Теплопроводность металлов много выше, чем у газов.

- ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПЛОСКОЙ СТЕНКИ.

- Однослойная стенка

- При стационарном тепловом режиме температуры в любой точке тела в течение времени не претерпевают изменений.



Для определения плотности теплового потока воспользуемся уравнением

$$q = -\lambda dT/dx$$

После подстановки  $dT/dx = C_1 = (T_1 - T_2)/\delta$  получим следующее выражение закона Фурье:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2)$$

- Введем понятие термического сопротивления стенки:

$$\frac{\delta}{\lambda} = R_T$$

- Отношение  $\delta/\lambda$  называется термическим сопротивлением стенки, а обратная величина  $\lambda/\delta$  - проводимостью стенки.

- Соответственно тепловой поток, протекающий через площадь поверхности стенки  $F$ :

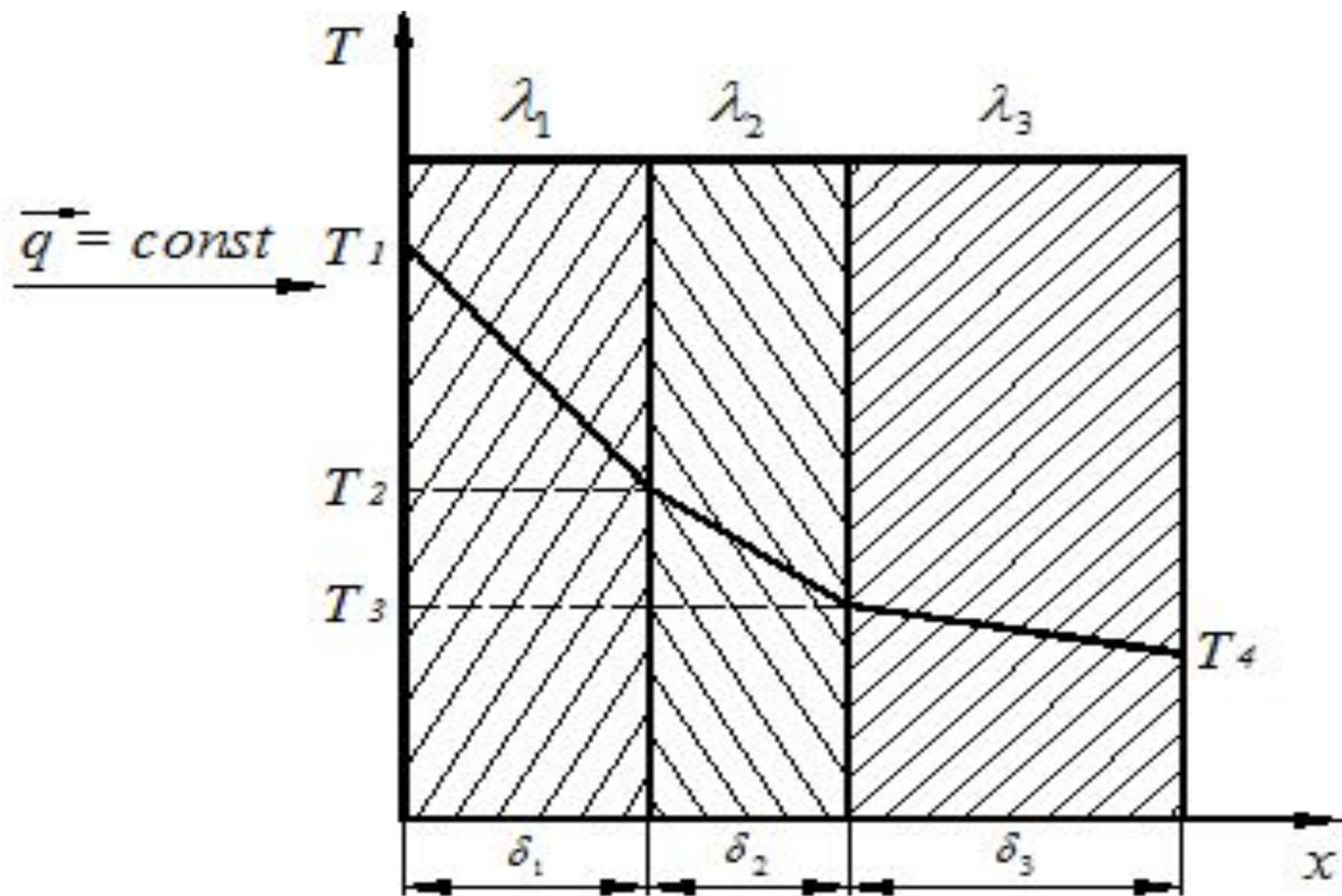
$$\Phi = F(T_1 - T_2)\lambda\delta = F\Delta T\lambda\delta$$

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R_T}$$

- Как видно из этого уравнения, тепловой поток пропорционален теплопроводности  $\lambda$  и обратно пропорционален толщине стенки  $\delta$ .
- Существенно, что тепловой поток зависит не от абсолютного значения температур, а от их разности  $T_1 - T_2 = \Delta T$ , называемой *температурным напором*.

- Многослойная стенка.

- Стенки, состоящие из нескольких разнородных слоев, называются многослойными.
- Пример: стенки печей, котлов и др. Все слои плотно прилегают друг к другу.
- Рассмотрим прохождение теплоты через трехслойную стенку. Обозначим через  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  и  $\delta_3$  толщины, а через  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  и  $\lambda_3$  теплопроводности соответственно первого, второго и третьего слоев стенки.



- При стационарном режиме плотность тепловых потоков, проходящих через каждый слой стенки, одинакова.

- Формула

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2)$$

- имеем для n- стенки:

$$q = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\Delta T}{R}$$

- где  $\Delta T$  – полный температурный напор,  
 $R=R_1 + R_2 + R_3$  – полное термическое сопротивление многослойной стенки, равное сумме частных термических сопротивлений слоев.
- При заданной плотности теплового потока  $q$  из системы уравнений можно определить температуры на поверхностях соприкосновения слоев стенки:
  - $T_2 = T_1 - q\delta_1 / \lambda_1$

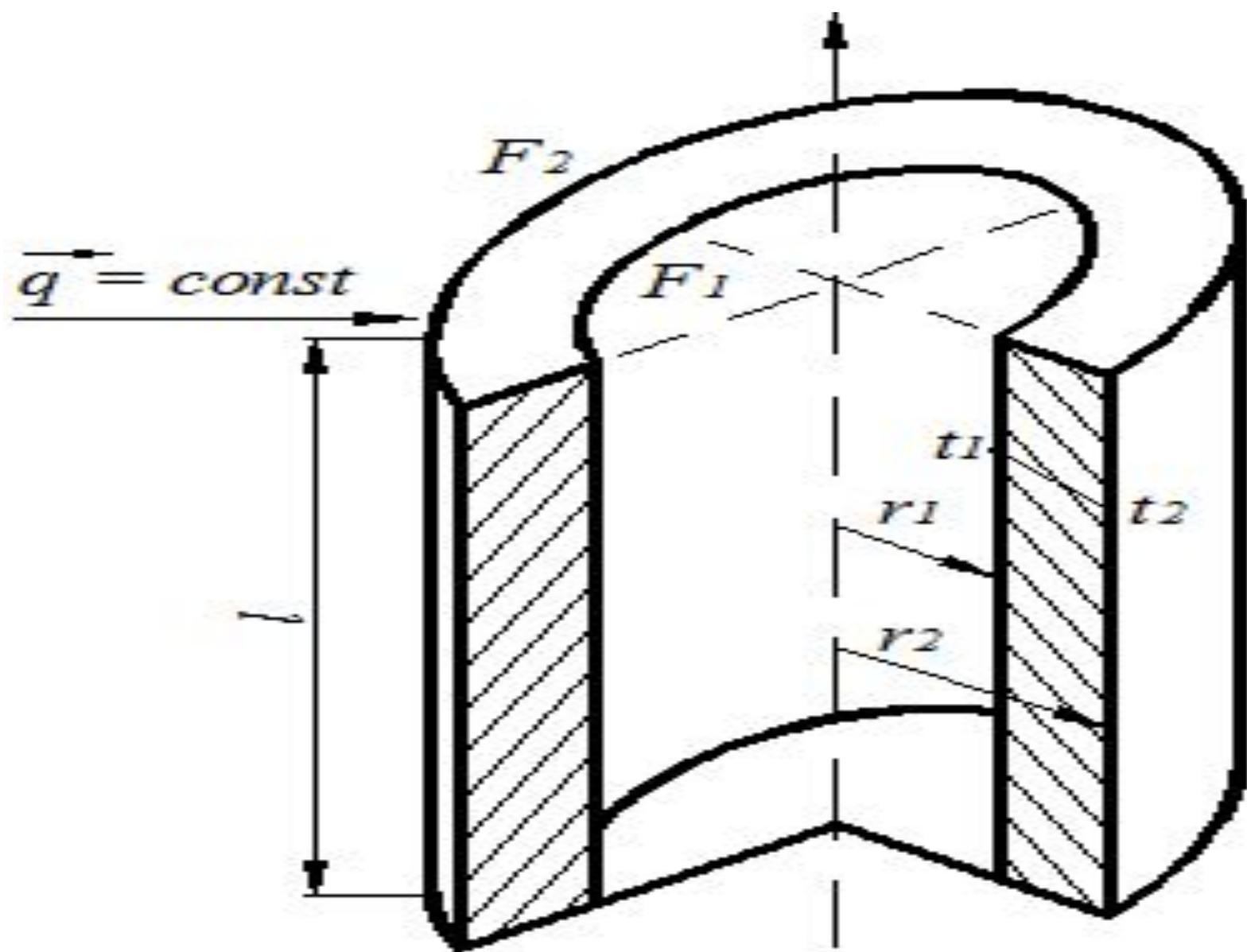
- $T_3 = T_2 - q\delta_3 / \lambda_3 = T_4 + q\delta_3 / \lambda_3$

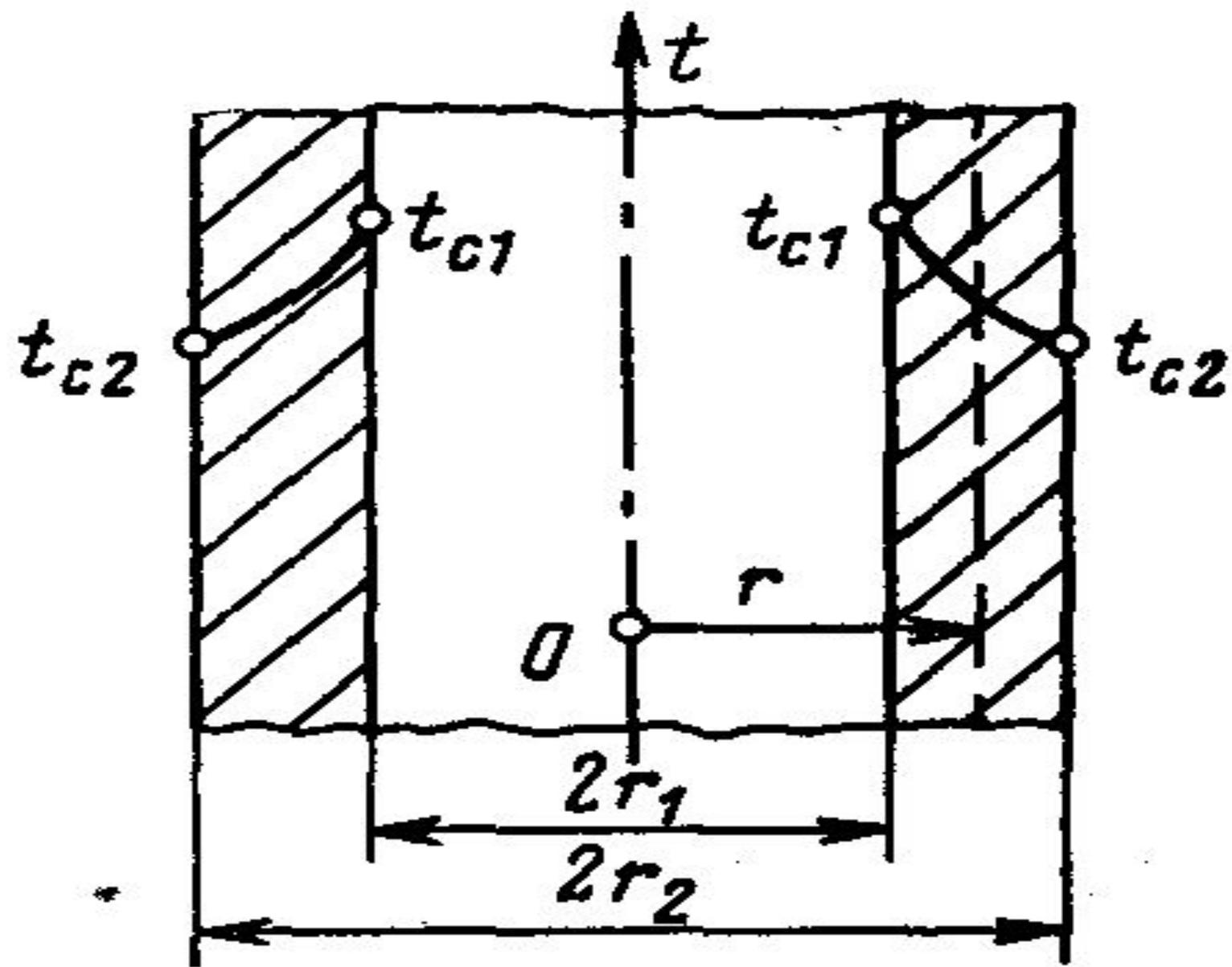
- Температура в каждом слое стенки (при  $\lambda = \text{const}$ ) изменяется по прямой, но для многослойной стенки температурный график представляет ломаную линию.

# • Цилиндрическая стенка.

- Как и в случае плоской стенки, будем предполагать, что стенка выполнена из материала с постоянным значением коэффициента теплопроводности  $\lambda$  и внутренние источники теплоты отсутствуют ( $q_v=0$ ).

- Рассматриваем стационарный процесс передачи теплоты теплопроводностью в цилиндрической стенке (трубе) с внутренним диаметром  $d_1 = 2r_1$  наружным метром  $d_2 = 2r_2$  и длиной  $l > d_2$
- В соответствии с граничными условиями первого рода заданы постоянные температуры поверхностей стенки  $t_{C1}$  и  $t_{C2}$  .





- Уравнение теплопроводности имеет вид:

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0$$

- В силу очевидной цилиндрической симметрии задачи, температура изменяется только в радиальном направлении, т.е. температурное поле является одномерным, поэтому

$$Q = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot F = \frac{2\pi \cdot \lambda \cdot l \cdot (t_{c1} - t_{c2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}$$

- Теплопроводность многослойной стенки, состоящей из  $n$  слоев, находящихся в идеальном контакте друг с другом. Так как линейная плотность теплового потока для всех слоев одинакова,

$$q_i = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}$$

КОНВЕКТИВНЫЙ  
ТЕПЛООБМЕН.  
(ТЕПЛООТДАЧА).

- Конвекция – перенос теплоты движущейся массой жидкости или газа из области с одной температурой в область с другой температурой.
- Согласно закону Ньютона - Рихмана тепловой поток в процессе теплоотдачи пропорционален площади поверхности теплообмена  $F$  и разности температур поверхности  $T_c$  и жидкости  $T_{ж}$ :

- **$Q = \alpha F |T_c - T_{ж}| \cdot [Вт]$**

- В процессе теплоотдачи независимо от направления теплового потока  $Q$  (от стенки к жидкости или наоборот) значение его принято считать положительным, поэтому разность  $T_c - T_j$  берут по абсолютной величине.
- Коэффициент пропорциональности  $\alpha$  называется коэффициентом теплоотдачи, его единица измерения  $Вт/(м^2К)$ .

- Он характеризует интенсивность процесса теплоотдачи.
- Численное значение его равно тепловому потоку от единичной поверхности теплообмена при разности температур поверхности и жидкости в 1 К.
- Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  зависит от физических свойств жидкости и характера ее движения.

- Понятие конвективного теплообмена охватывает процесс теплообмена при движении жидкости или газа.
- При этом перенос теплоты осуществляется одновременно конвекцией и теплопроводностью.
- Под конвекцией теплоты понимают перенос теплоты при перемещении макрочастиц жидкости или газа в пространстве из области с одной температурой в область с другой температурой.

- Конвекция возможна только в текучей среде, в которой перенос теплоты неразрывно связан с переносом самой среды.
- Конвекция теплоты всегда сопровождается теплопроводностью, так как при движении жидкости или газа неизбежно происходит соприкосновение отдельных частиц, имеющих различные температуры.

- Конвективный теплообмен между потоками жидкости или газа и поверхностью соприкасающегося с ним тела называется конвективной теплоотдачей или просто теплоотдачей.
- Различают два случая конвекции: естественная (или свободная) конвекция и вынужденная конвекция.
- В первом случае движение в рассматриваемом объеме жидкости возникает естественно за счет действия в нем массовых сил.

- Поместим, например, нагретую болванку в окружающий ее неподвижный воздух.
- Слои воздуха, непосредственно прилегающие к ней, начнут прогреваться за счет теплопроводности.
- С повышением температуры их плотность уменьшается и сила Архимеда начинает поднимать их вверх.
- В результате вблизи поверхности горячей болванки появляется восходящее движение слоев воздуха, или естественная конвекция.

- Вынужденное движение объемов жидкости происходит под действием внешнего побудителя (например, за счет работы насоса, вентилятора, ветра).
- Вынужденное движение в общем случае может сопровождаться и свободным движением.
- Относительное влияние последнего тем больше, чем больше разница температур отдельных частиц среды и чем меньше скорость вынужденного движения.
- При больших скоростях вынужденного движения влияние свободной конвекции становится пренебрежимо малым.

- Величина коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  зависит от большого количества факторов. В общем случае  $\alpha$  является функцией формы и размеров тела, режима движения (ламинарный или турбулентный), скорости  $w$  и температуры жидкости  $t_{жс}$ , физических параметров жидкости (коэффициент теплопроводности  $\lambda$ , удельная теплоемкость  $c$ , плотность  $\rho$ , коэффициент теплового расширения  $\beta$ , коэффициент температуропроводности  $a$ ) и других величин.

- **Подобие и моделирование процессов конвективного теплообмена**

- Конвективный теплообмен описывается сложной системой дифференциальных уравнений и условиями однозначности с большим количеством переменных. Попытки аналитического решения полной системы уравнений наталкиваются на большие трудности.

- Поэтому большое значение приобретает экспериментальный путь исследования.
- С помощью эксперимента для определенных значений аргументов можно получить числовые значения искомых переменных и затем подобрать уравнения, описывающие результаты опытов.
- Однако при изучении столь сложного процесса, как конвективный теплообмен, не всегда легко проводить и опытное исследование.

- Эти трудности помогает разрешить теория подобия.
- С помощью теории подобия размерные физические величины можно объединить в безразмерные комплексы, причем так, что число комплексов будет меньше числа величин, из которых составлены эти комплексы.
- Полученные безразмерные комплексы можно рассматривать как новые переменные.

- Теория подобия устанавливает также условия, при которых результаты лабораторных исследований можно распространять на другие случаи, подобные рассматриваемому.
- Это позволяет применять широко при исследованиях метод моделирования. Вместо того, чтобы исследовать явление на натурном объекте (возможно, имеющем значительные размеры), мы исследуем явление на уменьшенной копии объекта (его модели).

Теория подобия говорит нам, при каких условиях результаты, полученные на модели, можно применять к натурному образцу, поэтому теория подобия прежде всего является теоретической базой моделирования.

# Критерии подобия.

## Критериальное уравнение.

- Для практического использования выводов теории подобия необходимо уметь приводить к безразмерному виду математические уравнения, описывающие изучаемые процессы.
- Обычно для этого используют метод масштабных преобразований.
-

- Процессы теплообмена описываются сложной системой дифференциальных уравнений движения, энергии, неразрывности.
- Условия однозначности состоят из геометрических условий, физических условий, начальных и граничных условий.
-

- Если методом масштабных преобразований привести все дифференциальные уравнения к безразмерному виду, то, помимо безразмерных координат, безразмерных скоростей и температур, в полученные уравнения войдут в виде коэффициентов некоторые безразмерные комплексы, состоящие из разных физических величин:

- Если в подобных задачах величины этих комплексов будут одинаковы, то, очевидно, будут одинаковыми и результаты решения в безразмерном виде. По этой причине указанные комплексы и называют критериями подобия, присваивая им имена известных ученых:
- $Nu$  - критерий Нуссельта, или безразмерный коэффициент теплоотдачи, характеризует теплообмен на границе стенка - жидкость; 
$$\frac{\alpha \cdot l_0}{\lambda} = Nu$$

- $Re$  - критерий Рейнольдса, характеризует отношение сил инерции к силам вязкости при течении жидкости;

- $$Re = \frac{w_0 \cdot l_0}{\nu}$$

- $Pe$  - критерий Пекле, характеризует отношение теплоты, переносимой конвекцией, к теплоте, переносимой теплопроводностью

- $$Pe = \frac{w_0 \cdot l_0}{a}$$

- $Gr$  - критерий Грассгофа, характеризует силу Архимеда, возникающую в поле сил тяжести вследствие разности плотностей, здесь  $g$  – ускорение силы тяжести,  $\beta$  – коэффициент теплового расширения жидкости или газа.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \theta_0 \cdot l_0^3}{\nu^2}$$

- Число Прандтля  $Pr$  характеризует физические свойства жидкости

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a}$$

- Используя введенные обозначения, решение системы безразмерных дифференциальных уравнений в части теплообмена можно представить в следующем общем виде:

- $$Nu = f(X, Y, Re, Pr, Gr),$$

- которое называется уравнением подобия, или критериальным уравнением.
- Конкретный вид критериального уравнения определяется на основе многочисленных опытных данных по теплообмену для каждого вида подобных задач.

- Различают три вида вынужденной конвекции:
- ламинарная,
- переходная область и
- турбулентная.
- При малых числах Рейнольдса преобладают силы вязкости и режим течения жидкости ламинарный (отдельные струи потока не перемешиваются, двигаясь параллельно друг другу, и всякие случайные завихрения быстро затухают под действием сил вязкости).

- $Re \leq 2300$

- - режим ламинарный

- Если  $2300 < Re < 10^4$  –

- такой режим является переходным.

- При турбулентном течении в потоке преобладают силы инерции, поэтому завихрения интенсивно развиваются.

- $Re > 10^4$

- В частном случае турбулентный режим:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l$$

- В случае естественной конвекции
  - $Nu = f(Gr, Pr)$ ,
- Интенсивность свободной конвекции зависит от рода жидкости, разности температур между ее отдельными частицами и объема пространства, в котором протекает процесс.

- **Теплоотдача при свободной (естественной) конвекции около горизонтальной трубы.**

- Большое практическое значение в теплотехнике имеет теплоотдача горизонтальных труб (регистры). Характер свободного движения около горизонтальных труб представлен на рисунке. При прочих равных условиях чем больше диаметр труб, тем вероятнее разрушение ламинарного течения и переход его в турбулентный.

2



3



- При ламинарном режиме течения
- $(10^3 < Gr Pr < 10^8)$
- для расчета среднего коэффициента теплоотдачи используют следующее критериальное уравнение:

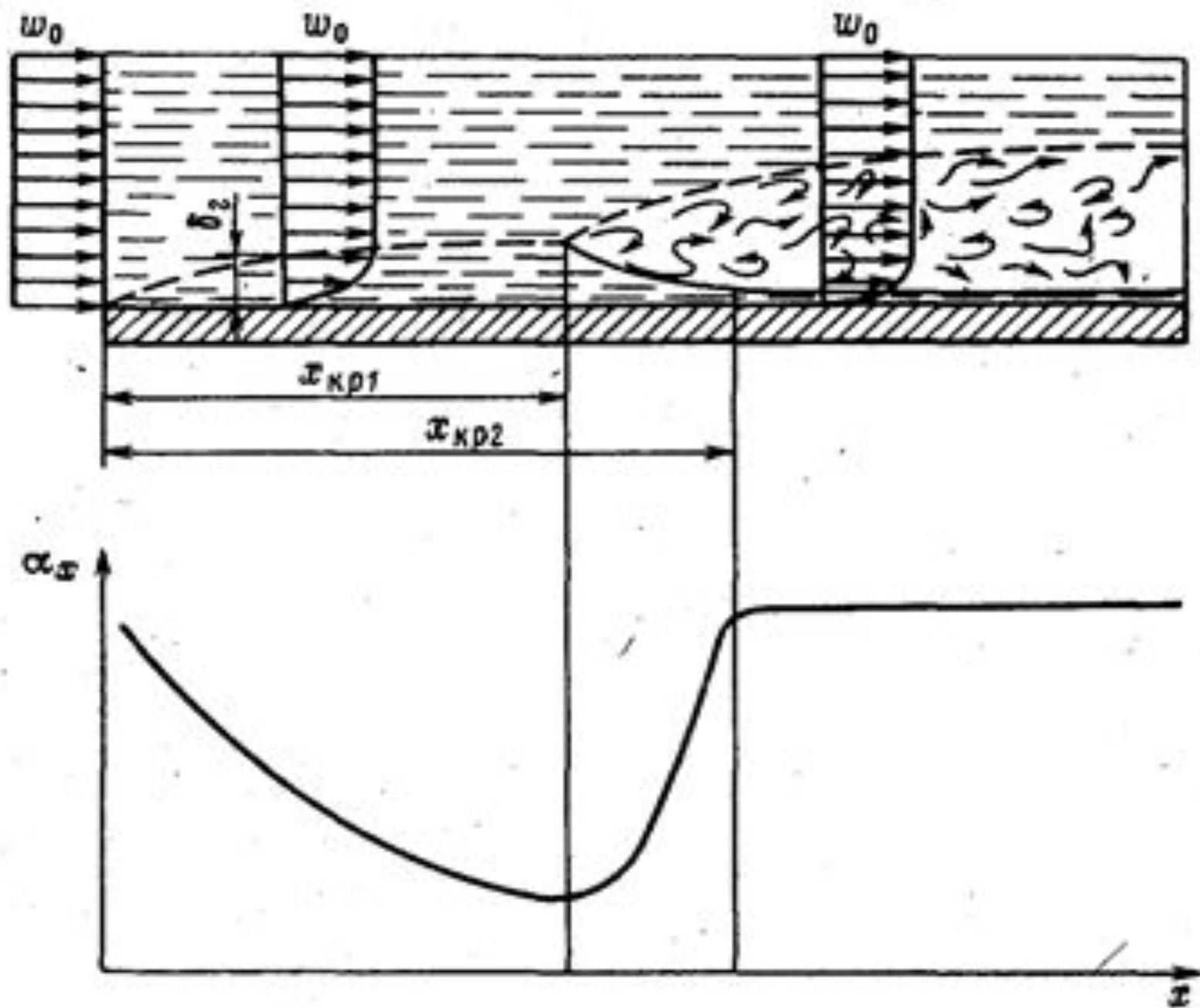
$$Nu_{ж} = 0,5 \cdot (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0.25} \cdot \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}$$

- где в качестве определяющего размера принят наружный диаметр трубы.

- Множитель  $\left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}}\right)^{0.25}$  учитывает
- изменение физических параметров жидкости в пограничном слое у стенки, а также влияние направления потока (от стенки к жидкости или наоборот).
- Индекс «ж» означает, что критерии соответствуют температуре жидкости вдали от стенки, индекс «ст» означает, что критерии соответствуют температуре жидкости у стенки.

# • Теплоотдача при продольном обтекании пластины.

- Пусть плоская пластина омывается продольным потоком жидкости, температура и скорость которой вдали от пластины равны соответственно  $t_0$  и  $w_0$ .
- Около стенки образуется гидродинамический пограничный слой, в пределах которого скорость меняется от нуля до скорости невозмущенного потока. На рисунке внешняя граница пограничного слоя показана штриховой линией.



- На переднем участке движение жидкости в пограничном слое носит ламинарный характер (независимо от характера движения в невозмущенном потоке),
- но на определенном расстоянии от переднего края  $x_{кр1}$  характер движения в слое меняется: появляются отдельные турбулентные пульсации, и на расстоянии  $x_{кр2}$  движение приобретает развитый турбулентный характер.
- Полагают, что у самой стенки всё же остается тонкий ламинарный подслой.

- Переход от ламинарного течения к турбулентному определяется критическим значением критерия Рейнольдса

$$Re_{кр} = \frac{w_0 \cdot x_{кр}}{\nu}$$

- Для пластины с острой кромкой эта величина составляет от  $3 \cdot 10^5$  до  $5 \cdot 10^5$ . Точное значение указать трудно, так как в зависимости от степени турбулизации набегающего потока оно меняется в сравнительно широких пределах.

- По этой же причине указывается только одно критическое значение, тогда как более точно следовало бы указывать два:  $x_{кр1}$  и  $x_{кр2}$ .
- Между ними расположена область переходного режима.
- Критериальное уравнение для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при ламинарном пограничном слое имеет следующий вид:

$$Nu_{ж} = 0,662 \cdot Re_{ж}^{0.5} \cdot Pr_{ж}^{0.33} \cdot \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}$$

- При расчетах среднего коэффициента теплоотдачи определяющим размером является длина пластины  $L$ .
- При развитии турбулентном пограничном слое критериальное уравнение для расчета среднего коэффициента теплоотдачи имеет следующий вид:

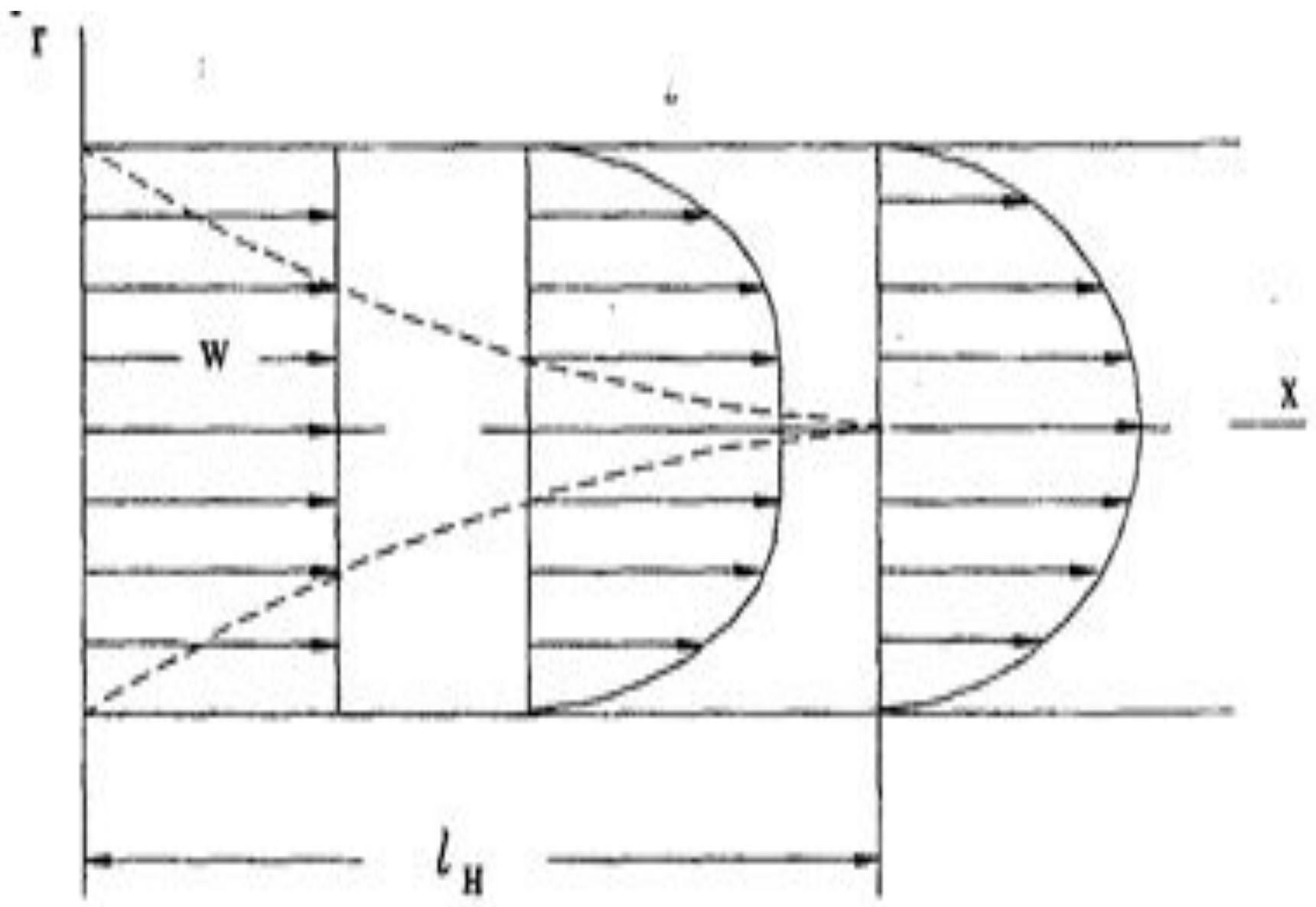
$$Nu_{ж} = 0,0296 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$$

- **Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в трубах и каналах.**
- Режим течения жидкости в трубах может быть ламинарным или турбулентным.
- Как известно, о режиме течения судят по величине числа Рейнольдса

$$Re_{\text{тр}} = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

- где  $d$  - внутренний диаметр трубы
- $w$  средняя скорость жидкости.

- При поступлении в трубу жидкости распределение скоростей в начальном сечении равномерно.
- При дальнейшем движении у стенок формируется гидродинамический пограничный слой, толщина которого постепенно возрастает, причем в длинных трубах пограничные слои сливаются и в трубе устанавливается постоянное распределение скоростей.



- Участком гидродинамической стабилизации  $l_n$  называется отсчитанное от входа в трубу расстояние, на котором устанавливается постоянное распределение скоростей.
- При ламинарном течении жидкостей величина  $l_n$  достаточно велика (сотни диаметров).
- При турбулентном течении жидкостей  $l_n \sim 50 d$ .

- При ламинарном течении могут иметь место вязкостный и гравитационно-вязкостный режимы.
- Вязкостный режим наблюдается при преобладании сил вязкости над подъемными силами (течение вязких жидкостей при незначительном естественной конвекции).
- Влияние естественной (свободной) конвекции заметно при  $Gr Pr > 8 \cdot 10^5$ .

- При таком гравитационно-вязкостном режиме течения уравнение подобия (критериальное уравнение) для приближенного расчета среднего (по длине трубы) коэффициента теплоотдачи имеет вид.

$$Nu_{ж} = 0,15 \cdot Re_{ж}^{0,33} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l$$

- где за определяющий размер принят диаметр трубы, а  $\varepsilon_l$  - коэффициент, учитывающий длину трубы, его величина при  $l < 50 d$  приведена ниже в таблице.

$l/d$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\varepsilon_l$	1.90	1.70	1.44	1.28	1.18	1.13	1.05	1.02	1.00

- Теплоотдача при вынужденном турбулентном движении в трубе, которая идет значительно интенсивней, чем при ламинарном, изучалась многими исследователями как теоретически, так и экспериментально.
- Наибольшим распространением в настоящее время пользуется формула М. А. Михеева, полученная им при обобщении экспериментальных данных для большого числа жидкостей (кроме жидких металлов):

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0.8} \cdot Pr_{ж}^{0.43} \cdot \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_l$$

- Это выражение годится и для расчетов теплоотдачи в некруглых каналах, например, в щелях, в кожухотрубных аппаратах при движении жидкости вдоль пучка труб, а также в кольцевых зазорах.

- Для некруглых каналов в качестве определяющего размера следует использовать так называемый эквивалентный диаметр, который находится по уравнению:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot F}{P}$$

- где  $F$ — площадь живого сечения канала;  
 $P$ — полный смоченный периметр.

- Более интенсивно, чем в прямых трубах протекает процесс теплоотдачи в изогнутых трубах (змеевиках).
- Для вычисления коэффициента теплоотдачи при турбулентном движении в змеевике можно использовать соотношение

$$\alpha_{зм} = \alpha \cdot \left(1 + \frac{d}{R}\right)$$

- где  $\alpha_{зм}$  — коэффициент теплоотдачи в изогнутой трубе;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи в прямой трубе
- $d$  — диаметр трубы;  $R$  — радиус змеевика.

- **Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб.**

- При омывании одиночного цилиндра или трубы поперечным потоком жидкости средний по периметру коэффициент теплоотдачи находится из уравнения подобия:

$$Nu_{ж} = C_0 \cdot Re_{ж}^m \cdot Pr_{ж}^n \cdot \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_l$$

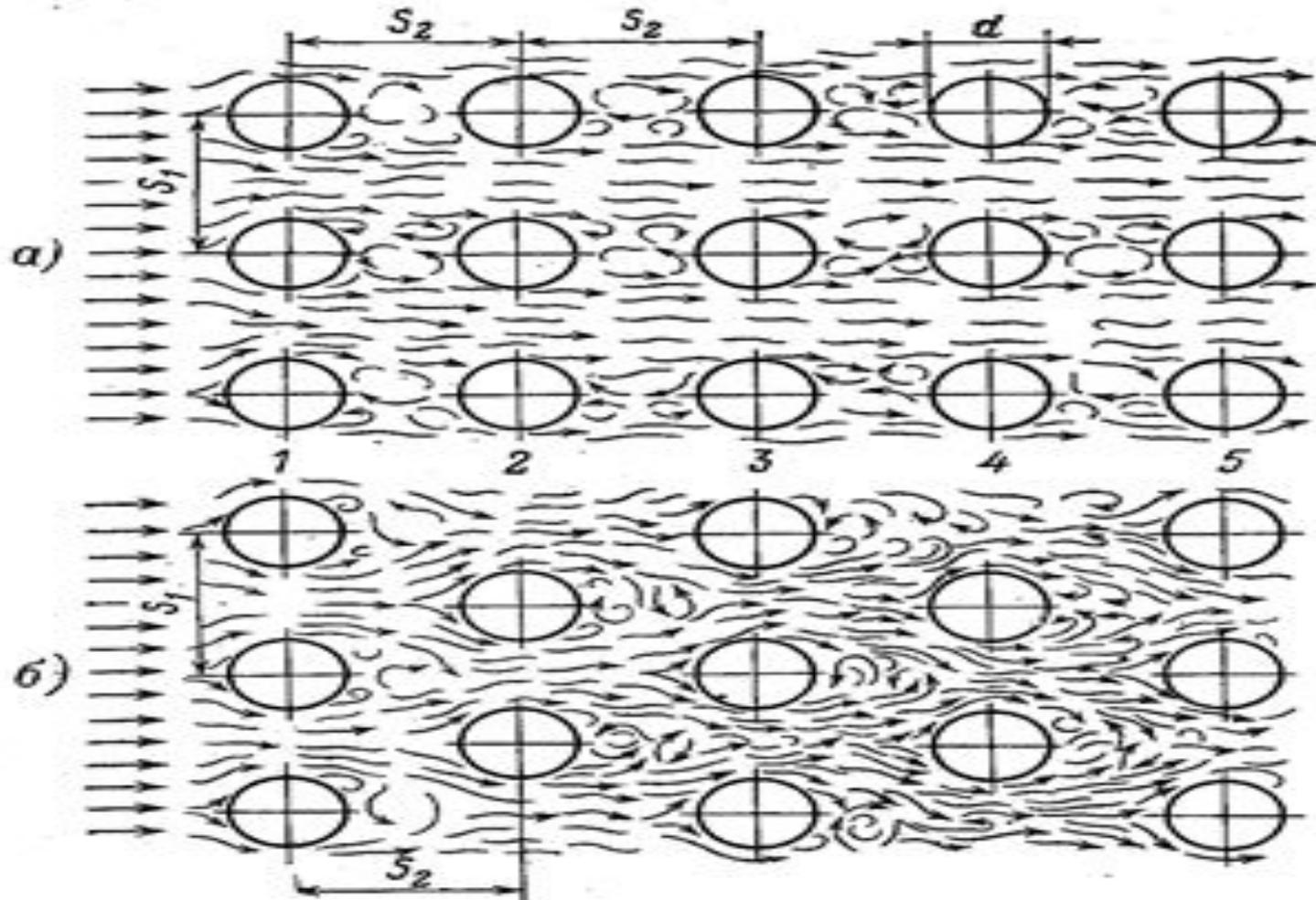
$Re_{ж}$	$C_0$	$m$	$n$
от 5 до $10^3$	0.50	0.5	0.38
от $10^3$ до $2 \cdot 10^5$	0.25	0.6	0.38
от $10^5$ до $2 \cdot 10^6$	0.023	0.8	0.37

- Определяющей является температура набегающего потока.
- Значение числа  $Pr_{ст}$  выбирается по средней температуре поверхности цилиндра

- Последнее уравнение справедливо, если угол атаки  $\varphi$  (угол, образованный направлением потока и осью цилиндра) равен  $90^\circ$ .
- При  $\varphi < 90^\circ$  теплоотдача уменьшается и при  $\varphi$  от  $30^\circ$  до  $90^\circ$  вычисленное с помощью уравнения значение коэффициента теплоотдачи следует умножить на коэффициент.
  - $\varepsilon_\varphi = 1 - 0.54 \cos^2 \varphi$
- Максимум теплоотдачи имеет место в лобовой точке цилиндра.

- Теплообменники часто выполняют в виде пучков труб.
- Расположение труб в пучке (компоновка) может быть шахматным (рис.а) или коридорным (рис. б) и теплоотдача пучка зависит от компоновки.
- На теплоотдачу пучка также влияют относительный поперечный ( $S_1/d$ ) и продольный ( $S_2/d$ ) шаги.
- Условия обтекания труб первого ряда в шахматном и коридорном пучках близки к условиям омывания потоком одиночной трубы.

- Характер омывания труб последующих рядов сильно зависит от компоновки пучка



- Средние коэффициенты теплоотдачи в многорядных пучках могут быть найдены из уравнения подобия, справедливого при  $10^3 < Re < 10^5$  и  $Pr = 0,7 \div 500$ :

$$Nu_{ж} = C_0 \cdot Re_{ж}^m \cdot Pr_{ж}^{0.33} \cdot \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_s$$

- в котором для коридорных пучков
- $C_0 = 0,26$ ;  $m = 0,65$ ;
- для шахматных пучков
- $C_0 = 0,41$ ;  $m = 0,60$ .

- Так как пучки труб обычно размещают в каналах, то значение  $Re$  вычисляют по скорости в самом узком поперечном сечении пучка.
- В качестве определяющей принимается средняя температура жидкости в пучке.
- Для обоих пучков при невысокой начальной степени турбулентности для первого ряда труб  $\varepsilon_1 = 0,60$ ; для второго ряда шахматного пучка  $\varepsilon_1 = 0,70$ , а коридорного пучка  $\varepsilon_1 = 0,90$ . для третьего и последующих рядов пучков обоих типов  $\varepsilon_1 = 1,0$ .

- Коэффициент  $\varepsilon_s$  учитывает влияние относительных шагов расположения труб в пучке.

- Для глубинных рядов коридорного пучка

$$\varepsilon_s = \left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0.15}$$

- для шахматного кучка: при  $S_1/S_2 < 2$

$$\varepsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{1/6}$$

- при  $S_1/S_2 \geq 2$   $\varepsilon_s = 1.12$

- **Теплообмен при фазовых превращениях.**

- Анализ значений коэффициентов теплоотдачи показывает, что значения  $\alpha$  максимальны в тех случаях, когда теплоотдача сопровождается изменением агрегатного состояния среды.
- Этим и объясняется использование данного вида теплоотдачи в условиях больших тепловых нагрузок: в космонавтике, в ракето- и самолетостроении.

- Охлаждение водой, вскипающей на поверхности теплообмена, начинает применяться при обработке металлов резанием, в металлургии и т. д.
- Процессы кипения и конденсации имеют большое значение в теплоэнергетике, химической и холодильной технологии, а также в ряде других отраслей техники.

# • Теплообмен при кипении жидкости

- Кипение — это процесс парообразования, т. е. перехода вещества из жидкого состояния в газообразное внутри жидкости, нагретой выше температуры насыщения при данном давлении.
- При фазовом превращении поглощается теплота парообразования, поэтому, чтобы процесс кипения сохранялся во времени, необходимо непрерывно подводить теплоту.

- Необходимым условием возникновения кипения является перегрев жидкости, т. е. превышение ее температуры над температурой насыщения при заданном давлении и наличие центров парообразования.
- Величина перегрева зависит от рода жидкости, ее чистоты, давления, от свойств и состояния твердых поверхностей, соприкасающихся с жидкостью.

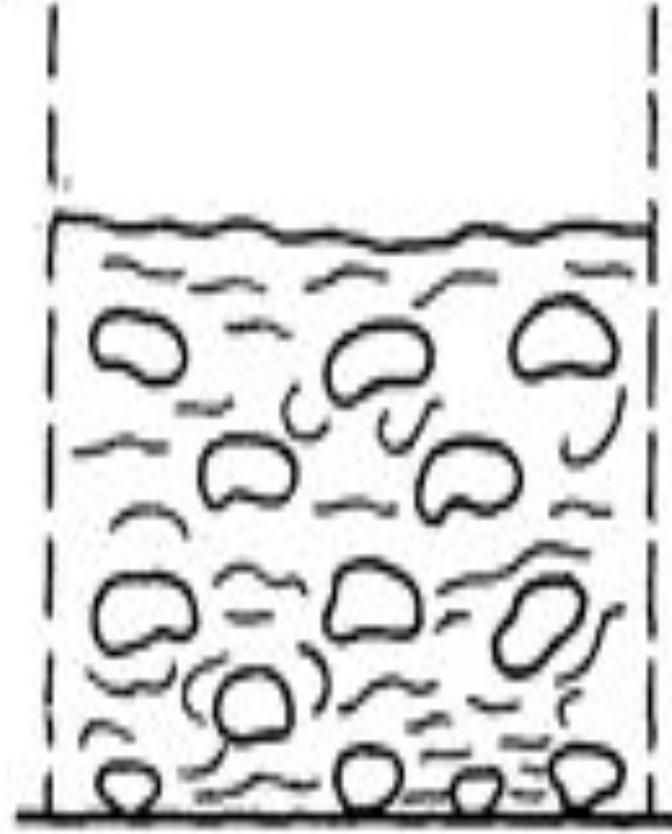
- У очищенных, лишенных растворенных газов жидкостей перегрев может составить десятки градусов без вскипания.
- Если же в жидкости содержится растворенный газ или мельчайшие взвешенные частицы, то величина перегрева невелика.
- Образующиеся при нагревании в этом случае газовые пузырьки, а также твердые частицы являются зародышами паровой фазы, их наличие облегчает процесс кипения.

- Различают кипение жидкости на обогреваемой твердой поверхности и в самом объеме жидкости.
- При объемном кипении паровая фаза возникает непосредственно в объеме жидкости в виде отдельных пузырьков пара.
- Такое кипение возможно при значительном перегреве жидкости.
- Его можно достичь также, например, при быстром снижении давления в системе.

- Наибольший интерес для практики представляет кипение, когда образование пара происходит на твердой поверхности нагрева.
- Температура кипящей жидкости в этом случае по всему объему почти одинакова.
- Только у поверхности нагрева по толщине пограничного слоя она резко увеличивается до температуры поверхности теплообмена.
- Если на обогреваемой поверхности пар образуется в виде периодически зарождающихся и растущих в объеме пузырьков, то такое кипение называется пузырьковым (Рис. а).

- При увеличении теплового потока, передаваемого через поверхность теплообмена кипящей жидкости, отдельные паровые пузырьки сливаются, образуя у стенки сплошной слой пара, который периодически прорывается в объем жидкости.
- Такой режим кипения называется пленочным (Рис. б).

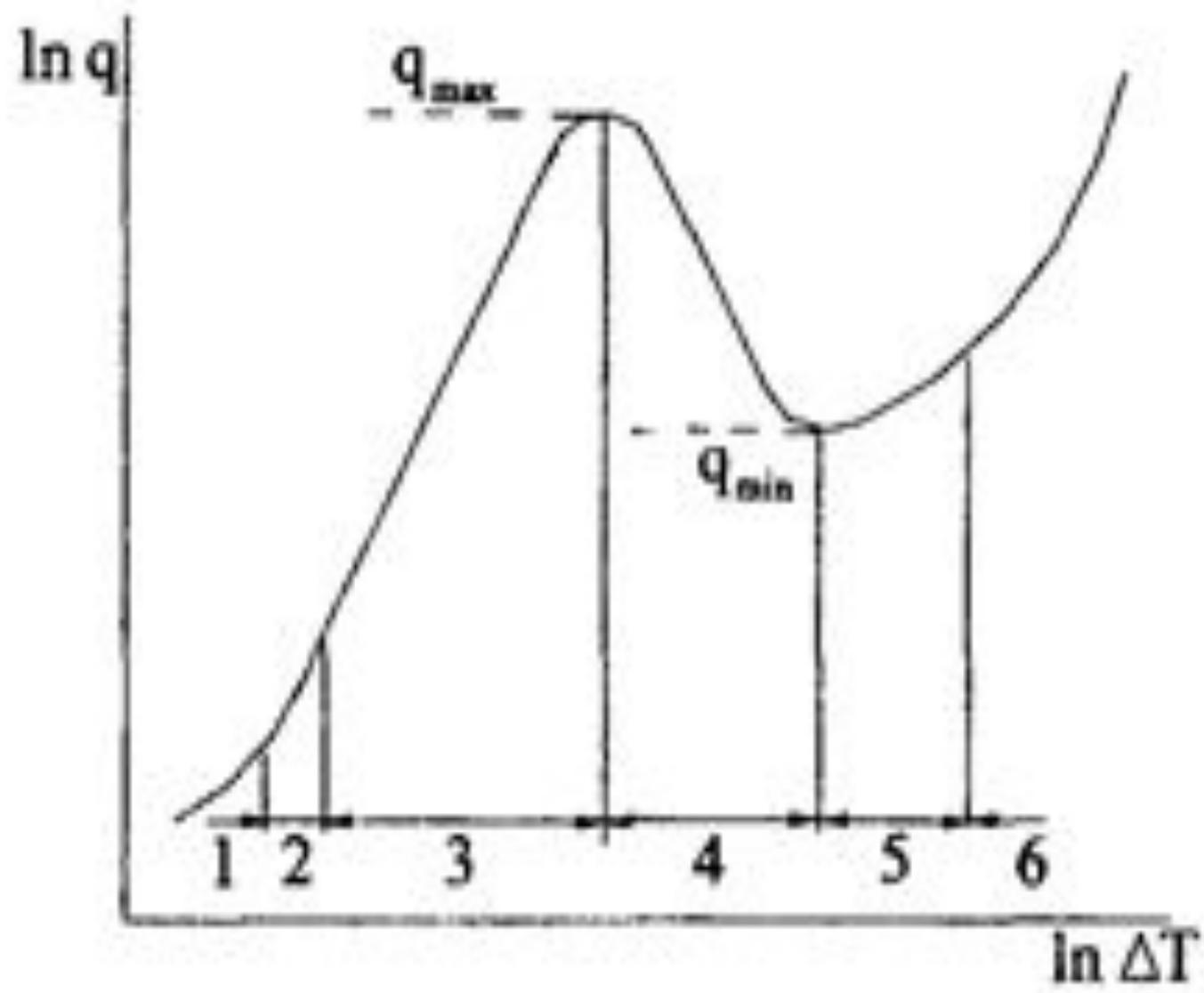
5



6



- Увеличение объема зарождающихся на поверхности пузырьков, отрыв их от поверхности нагрева и последующее движение приводят к интенсивной циркуляции и перемешиванию жидкости, что приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи.
- На следующем рисунке показана зависимость плотности теплового потока  $q$  от температурного напора  $\Delta t$  в логарифмической системе координат.
- Эта зависимость называется кривой кипения.



- При малых температурных напорах (область 1) происходит свободная конвекция однофазной жидкости.
- В области 2 число центров парообразования невелико и процесс кипения неустойчив.
- Область 3 соответствует развитому пузырьковому кипению.
- При дальнейшем увеличении  $\Delta t$  (после достижения точки максимума) появляется переходная область 4, а затем области устойчивого пленочного кипения 5 и 6.

- В области 6 становится значительным перенос теплоты от поверхности к жидкости за счет излучения через паровую прослойку.
- При пленочном режиме кипения интенсивность теплоотдачи значительно ниже, чем при пузырьковом, так как термическое сопротивление паровой прослойки велико.

- Коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении может быть найден из полученного С.С. Кутателадзе уравнения подобия, которое после ряда преобразований приводится к виду:

$$\alpha = 7 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\lambda}{\sigma^{0.5} \cdot [g(\rho_{ж} - \rho_n)]} \cdot \left( \frac{p_n \cdot q}{r \cdot \rho_n \cdot a} \right)^{0.7} \cdot Pr^{-0.35}$$

- Плотность теплового потока в этом уравнении подставляется в  $\text{Вт/м}^2$ , коэффициент поверхностного натяжения
- $\sigma$  на границе жидкость — пар а в  $\text{Н/м}$ , давление  $p$  в Па,
- теплота парообразования  $z$  в  $\text{Дж/кг}$ ,
- а все теплофизические параметры выбираются по температуре насыщения.

# • Теплообмен при конденсации чистых паров.

- Конденсация паров может происходить в объеме и на поверхности.
- Если пар соприкасается с поверхностью, температура которой меньше температуры насыщения  $t_n$ , то на этой поверхности появляется конденсат в виде пленки или капель.
- Конденсация в том случае, когда на поверхности теплообмена образуется пленка, называется пленочной.

- Она происходит тогда, когда конденсат смачивает поверхность теплообмена.
- Если же конденсат не смачивает поверхность теплообмена, то происходит капельная конденсация.
- Как правило, при конденсации водяного пара имеет место пленочная конденсация, при конденсации же паров ртути - капельная конденсация.
- В этом случае теплоотдача намного интенсивнее.

- Движение пленки конденсата на поверхности теплообмена может быть ламинарным или турбулентным. Переход от ламинарного к турбулентному течению пленки происходит при числе  $Re \sim 400$ .
- Число Рейнольдса для пленки подсчитывается по формуле:
  - $Re = w \delta / \nu$
- где  $w$ — средняя скорость течения пленки конденсата в рассматриваемом сечении;
- $\delta$  - толщина пленки в этом сечении;  $\nu$ - коэффициент кинематической вязкости конденсата.

- При конденсации сухого насыщенного пара на вертикальных поверхностях (трубы, стенки) и при ламинарном режиме течения пленки средний коэффициент теплоотдачи находится по формуле

$$\alpha = 0,94 r \cdot \rho \cdot \nu \cdot Z^{0.78} \cdot \varepsilon_t \cdot \frac{1}{H \cdot \Delta t}$$

- где теплота парообразования  $r$ ,
- плотность конденсата  $\rho$ ,
- кинематическая вязкость конденсата  $\nu$  находятся по температуре насыщения;

$$\varepsilon = \left[ \left( \frac{\lambda_c}{\lambda} \right)^3 \cdot \frac{\mu}{\mu_c} \right]^{\frac{1}{8}}$$

- - поправка на переменность теплофизических свойств конденсата;
- $\Delta t = t - t$  температурный напор;
- $H$  — высота стенки или же длина трубы.
- Безразмерный комплекс  $Z$  вычисляется по формуле:

$$Z = Ga^{\frac{1}{3}} \cdot \lambda \cdot \Delta t \cdot \frac{1}{r \cdot \rho \cdot \nu}$$

- где число Галилея  $Ga = g H^3 / \nu^2$
- При пленочной конденсации сухого насыщенного пара на горизонтальных трубах (ламинарное течение пленки конденсата) средний по периметру трубы коэффициент теплоотдачи можно также определить по формуле:

$$\alpha = \frac{3.25 \cdot C}{(\pi \cdot R \cdot \Delta t)^{0.25}}$$

# • ПЕРЕДАЧА ТЕПЛОТЫ ИЗЛУЧЕНИЕМ.

- Все тела излучают электромагнитные волны.
- Излучение, причиной которого является возбуждение атомов и молекул вещества вследствие их теплового движения, называется тепловым. Лучистый поток — энергия излучения, Дж, проходящая в единицу времени (1с) через поверхность площадью  $F$ ,  $m^2$ , во всех направлениях пространства.

- Излучение зависит от температуры тела: чем выше температура тела, тем интенсивнее испускание тепловых лучей.
- Тела, полностью поглощающие падающую на них лучистую энергию, называются абсолютно черными.
- Тела, обладающие свойством полного и правильного отражения всей падающей лучистой энергии, называются зеркальными.

- Тела, обладающие свойством полного диффузного отражения этой энергии, называются абсолютно белыми.
- Тела, полностью пропускающими сквозь себя падающую лучистую энергию, называются абсолютно прозрачными, или проницаемыми.

- Согласно закону Стефана – Больцмана полное количество энергии, излучаемой единицей поверхности абсолютно черного тела в единицу времени:

$$E_0 = C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4$$

- где  $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела;
- $T$  – абсолютная температура поверхности тела, К.

- Из этого уравнения следует, что энергия излучения пропорциональна абсолютной температуре в четвертой степени.
- Поток излучения  $\Delta Q$ , проходящий через единицу поверхности, называют плотностью потока излучения, Вт/м<sup>2</sup>:
  - $E = \Delta Q / \Delta F$
- Энергия излучения, падающего на тело  $E_{\text{пад}}$ , частично поглощается ( $E_A$ ), частично отражается ( $E_R$ ) и частично проникает сквозь него ( $E_D$ ):

- $E_{\text{пад}} = E_A + E_R + E_D$
- $A = E_A / E_{\text{пад}}$  - коэффициент поглощения.
- $R = E_R / E_{\text{пад}}$  - коэффициент отражения
- $D = E_D / E_{\text{пад}}$  - коэффициент пропускания.
- Для абсолютно черного тела  $A = 1$ .
- Тела, для которых  $A < 1$ , называют серыми.
- Для абсолютно белого тела  $R = 1$ ,
- для абсолютно прозрачного тела  $D = 1$ .

- Согласно закону Кирхгофа, учитывающему способность различных тел к лучеиспусканию и лучепоглощению, коэффициент лучеиспускания любого тела при определенной температуре и определенной длине волны излучения пропорционален поглощательной способности данного тела при той же температуре и той же длине волны.

- При данной температуре тело излучает тем больше теплоты, чем больше оно поглощает лучей, т.е. чем оно чернее.
- Идеальное абсолютно черное тело поглощает все падающие на него лучи, поэтому абсолютно черное тело и излучает наибольшее количество лучей.

- При термодинамическом равновесии отношение излучательной способности тела к его поглотительной способности не зависит от природы тела, а зависит от температуры и равно излучательной способности абсолютно черного тела  $E_0$  при той же температуре:

$$\bullet E_1/A_1 = E_2/A_2 = E_0/A_0 = E_0 = f(T)$$

- Отношение излучательной способности данного тела к излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре называют степенью черноты тела

- $\varepsilon = E/E_0 = C/C_0$

- Следовательно, излучательную способность тела можно представить как степень его черноты, умноженную на излучательную способность абсолютно черного тела:

- $E = \varepsilon E_0$

- Степень черноты различных тел меняется от нуля до единицы и зависит от состояния поверхности, материала, температуры и других факторов.
- Лучеиспускательная способность тела есть количество энергии, излучаемое в единицу времени единицей поверхности нагретого тела, имеющего температуру  $T$ , в окружающую среду с температурой абсолютного нуля.

- Для абсолютно черного тела связь между излучательной способностью и абсолютной температурой выражается законом Стефана-Больцмана:

- $$E_0 = K_0 T^4$$
,

где  $K_0$  – константа излучения абсолютно черного тела,  $K_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);  $T$  – абсолютная температура поверхности тела, К;

- $E_0$  – излучательная способность черного тела, Вт/м<sup>2</sup>.

# • ТЕПЛОПЕРЕДАЧА.

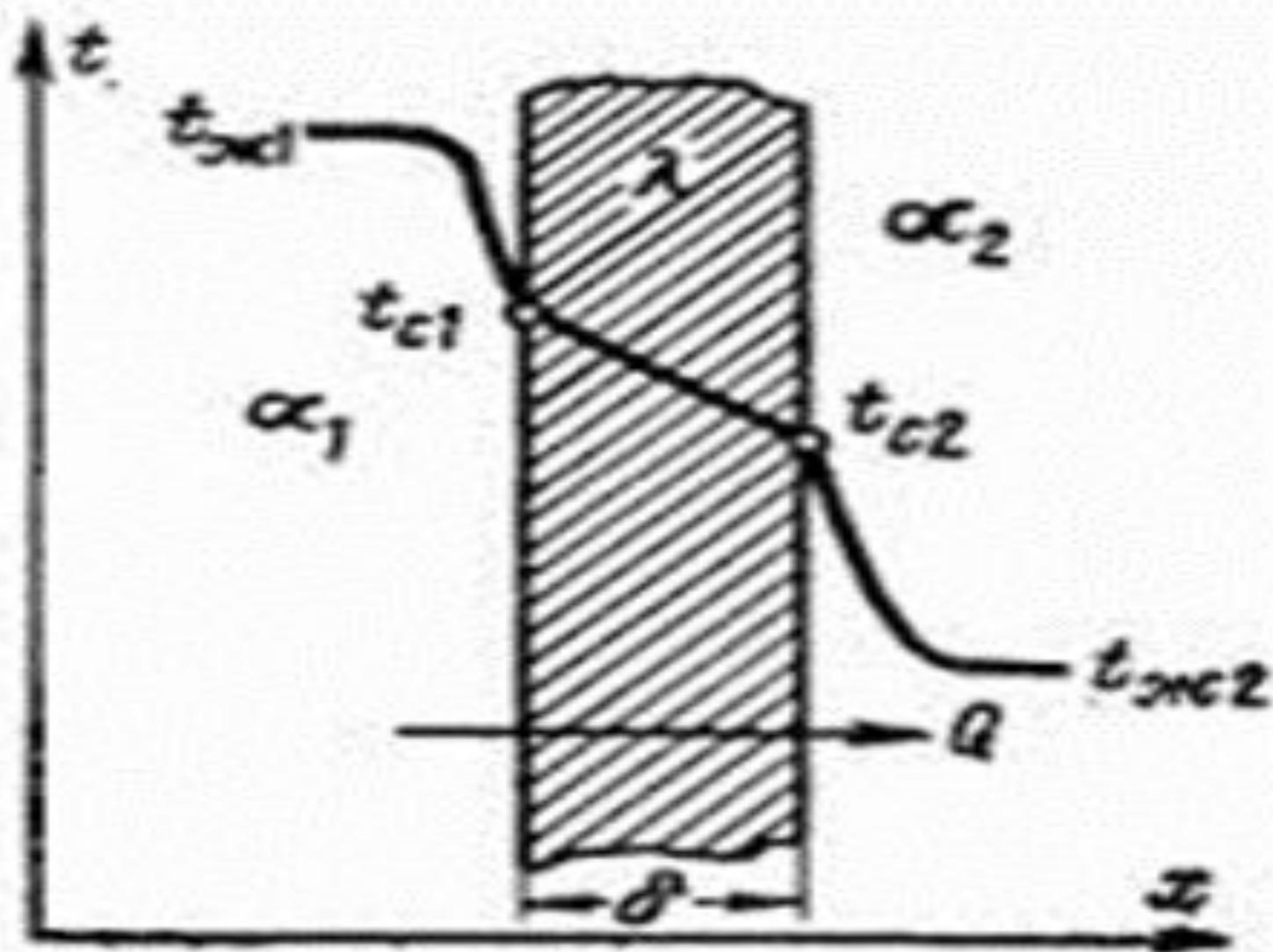
- Разделение теплопереноса на теплопроводность, конвекцию и излучение удобно для изучения этих процессов.
- В действительности очень часто встречается сложный теплообмен, при котором теплота передается двумя способами или даже всеми тремя способами одновременно.

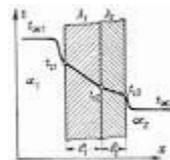
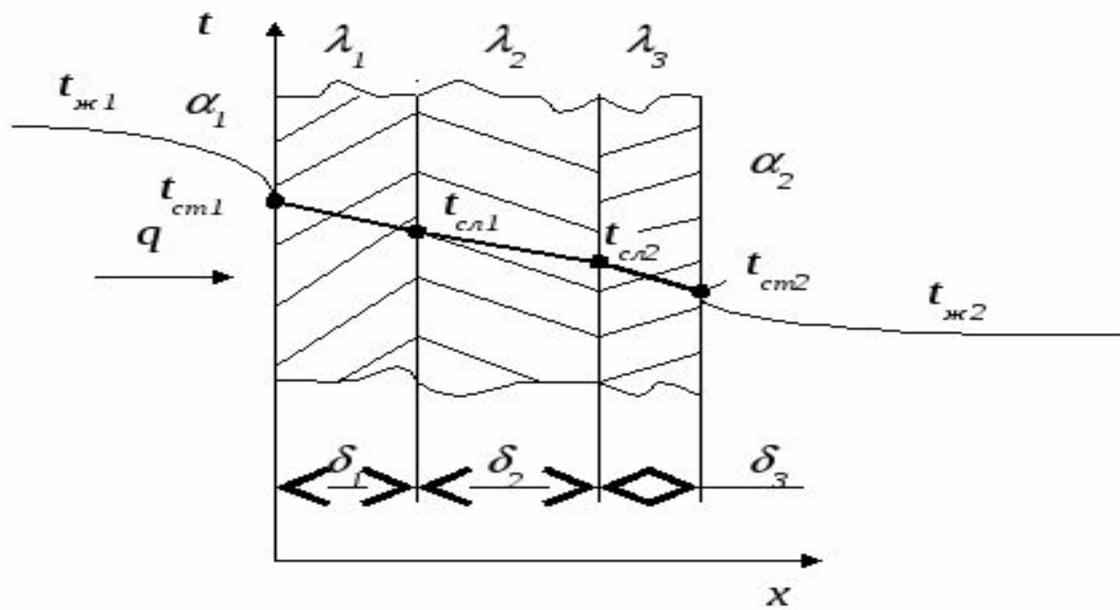
• Теплопередача между двумя жидкостями через разделяющую их стенку.

- Часто приходится рассчитывать стационарный процесс переноса теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку.
- Такой процесс называется теплопередачей.
- Он объединяет все рассмотренные нами ранее элементарные процессы.

- Вначале теплота передается от горячего теплоносителя  $T_{ж1}$  к одной из поверхностей стенки путем конвективного теплообмена, который может сопровождаться излучением.
- Интенсивность процесса теплоотдачи характеризуется коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_1$ .
- Затем теплота теплопроводностью переносится от одной поверхности стенки к другой.

- Термическое сопротивление теплопроводности  $R_\lambda$  рассчитывается в зависимости от вида стенки.
- И, наконец, теплота опять путем конвективного теплообмена, характеризуемого коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_2$ , передается от поверхности стенки к холодной жидкости.





- При стационарном режиме тепловой поток  $Q$  во всех трех процессах одинаков, а перепад температур между горячей и холодной жидкостями складывается из трех составляющих:
- 1. Между горячей жидкостью и поверхностью стенки.
- Обозначим  $R_{\alpha} = 1/\alpha F$ , тогда согласно закону Ньютона-Рихмана:

$$\bullet T_{ж} - T_{с1} = Q/(\alpha_1 F) = QR_{\alpha 1}.$$

- 2. Между поверхностями стенки:

$$\bullet T_{c1} - T_{c2} = QR_{\lambda}$$

- 3. Между второй поверхностью стенки, площадь которой может быть отлична от  $F_1$  (например, для цилиндрической стенки), и холодной жидкостью:

$$\bullet T_{c2} - T_{ж2} = Q / (\alpha_2 F_2) = QR_{\alpha 2}$$

- Просуммировав, левые и правые части выражений, получим:

$$Q = \frac{T_{ж1} - T_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + R_\lambda + \frac{1}{\alpha_2 F_2}} = \frac{T_{ж1} - T_{ж2}}{R_{\alpha 1} + R_\lambda + R_{\alpha 2}} = \frac{T_{ж1} - T_{ж2}}{R_x}$$

- Эта формула пригодна для расчета процесса теплопередачи через любую стенку плоскую, цилиндрическую, однослойную, многослойную и т.д.
- Отличия при этом будут только в расчетных формулах  $R_\lambda$ .

- Величина  $R_{\alpha} = 1/(\alpha_F)$  называется термическим сопротивлением теплоотдачи, а суммарное термическое сопротивление
- $R_k$  — термическим сопротивлением теплопередачи.
- Используя понятие термического сопротивления, мы свели формулу для расчета теплового потока к зависимости, аналогичной закону Ома: Тепловой поток равен отношению перепада температур к сумме термических сопротивлений, между которыми этот перепад измеряется.

- В процессе передачи теплоты через стенку между двумя теплоносителями тепловой поток преодолевает три последовательно “включенных” термических сопротивления: теплоотдачи  $R_{\alpha}$ , теплопроводности  $R_{\lambda}$  и снова теплоотдачи  $R_{\alpha 2}$ .
- После расчета теплового потока  $Q$  можно определить температуры на поверхностях стенки:

- $T_{c1} = T_{ж1} - QR_{\alpha 1}$
- $T_{c2} = T_{ж2} + QR_{\alpha 2}$ .

- В случае теплопередачи через плоскую стенку, для которой  $R_{\lambda} = \delta / (\lambda F)$ ,
- а площади поверхности плоской стенки одинаковы с обеих сторон ( $F_1 = F_2 = F_3$ ), удобнее рассчитывать плотность теплового потока  $q$ .

$$q = \alpha_1 (T_1 - T_{ст1})$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_{ст1} - T_{ст2})$$

$$q = \alpha_2 (T_{ст2} - T_2)$$

$$T_1 - T_{CT1} = \frac{q}{\alpha_1}$$

$$T_{CT1} - T_{CT2} = q \frac{\delta}{\lambda}$$

$$T_{CT2} - T_2 = \frac{q}{\alpha_2}$$

$$T_1 - T_2 = q \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

- где  $k$  – коэффициент теплоотдачи. Он характеризует интенсивность процесса теплоотдачи от одного теплоносителя к другому через разделяющую их плоскую стенку. Численное значение коэффициента теплопередачи равно тепловому потоку от одного теплоносителя к другому через  $1\text{ м}^2$  разделяющей их плоской стенки при разности температур теплоносителей в  $1\text{ К}$ . В случае многослойной стенки вместо отношения  $\delta/\lambda$  следует подставлять сумму этих отношений для каждого слоя.

- Различие между коэффициентами.

- Они характеризуют интенсивность различных процессов, по-разному рассчитываются, и путать их недопустимо.
- Коэффициент теплопередачи есть чисто расчетная величина, которая определяется коэффициентами теплоотдачи с обеих сторон стенки и ее термическим сопротивлением.
- Коэффициент теплопередачи никогда не может быть больше  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\lambda/\delta$ . Сильнее всего он зависит от наименьшего из этих значений, оставаясь всегда меньше его.

# • ВИДЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.

- Теплообменный аппарат (теплообменник) – Это устройство, предназначенное для нагревания, охлаждения или изменения агрегатного состояния теплоносителя. Чаще всего в теплообменных аппаратах осуществляется передача теплоты от одного теплоносителя другому, т.е. нагревание одного теплоносителя происходит за счет охлаждения другого.

- Исключение составляют теплообменники с внутренними тепловыделениями, в которых теплота выделяется в самом аппарате и идет на нагрев теплоносителя, Это разного рода электронагреватели и реакторы.
- Теплообменники с двумя теплоносителями в зависимости от способа передачи теплоты от одного теплоносителя к другому можно разделить на несколько типов: смесительные, рекуперативные, регенеративные и с промежуточным теплоносителем.

- Наиболее простыми и компактными являются смешительные теплообменники, в которых смешиваются теплоносители, не требующие дальнейшего разделения, например при подогреве воды паром (вода в кране).
- Используются смешительные теплообменники и для легко разделяющихся теплоносителей: газ – жидкость; газ – дисперсный твердый материал; вода – масло и т.д.

- Для увеличения поверхности контакта теплоносителей их тщательно перемешивают, жидкости разбрызгивают или разбивают на мелкие струи.
- Пример – градирня – смешительный теплообменник для охлаждения воды потоком атмосферного воздуха.
- Такими теплообменниками оборудованы очень многие производства, где требуется сбросить теплоту в окружающую среду.

- Охлажденная вода нужна на тепловых электрических станциях для конденсаторов турбин, в компрессорных станциях для охлаждения воздуха и т.д.
- Охлаждение воды в градирнях происходит не только за счет нагрева воздуха, но и за счет частичного испарения самой воды (около 1 %). Для обеспечения движения воздуха градирни оборудуются либо вентилятором, либо высокой вытяжной башней.

- Теплый и влажный воздух легче наружного, поэтому создается естественная тяга с подъемным движением воздуха внутри башни.
- В рекуперативных теплообменниках теплота от одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их стенку. Для уменьшения термического сопротивления стенка выполняется из материала с хорошей теплопроводностью: меди, стали, латуни, сплавов алюминия и т. д.

- Наиболее распространены теплообменники – рекуператоры, где тепло передается через стенку, в которых один теплоноситель движется в трубах, а другой – в межтрубном пространстве.
- В таких теплообменниках смешения теплоносителей не происходит, и они используются для самых разнообразных сочетаний греющего и нагреваемого вещества.

- Регенеративные теплообменники и теплообменники с промежуточным теплоносителем работают фактически по одному и тому же принципу, заключающемуся в том, что теплота от одного теплоносителя к другому переносится с помощью какого-то третьего – вспомогательного вещества.
- Это вещество (промежуточный теплоноситель) нагревается в потоке горячего теплоносителя, а затем отдает аккумулированную теплоту холодному теплоносителю.

- Для этого необходимо либо переносить сам промежуточный теплоноситель из одного потока в другой, либо периодически переключать потоки теплоносителей в теплообменнике периодического действия.
- В регенеративных теплообменниках в качестве промежуточного теплоносителя используется твердый достаточно массивный материал — листы металла, кирпичи, различные засыпки.

- Регенеративные теплообменники незаменимы для высокотемпературного ( $t > 1000^{\circ}\text{C}$ ) подогрева газов, поскольку жаростойкость металлов ограничена, а насадка из огнеупорных кирпичей может работать при очень высоких температурах. Иногда регенеративные теплообменники выгодно использовать и для охлаждения запыленных газов, которые способны быстро изнашивать или забивать трубки рекуператоров.

- В теплообменниках с промежуточным теплоносителем теплота от греющей среды к нагреваемой переносится потоком мелкодисперсного материала или жидкости. В ряде случаев промежуточный теплоноситель при работе меняет агрегатное состояние.
- Использование того или иного типа теплообменника в каждом конкретном случае должно быть обосновано технико-экономическими расчетами, поскольку каждый из них имеет свои достоинства и недостатки.

- В настоящее время наибольшее распространение получили рекуперативные теплообменники.
- При их разработке применяются два вида расчетов: конструктивный, цель которого – определение поверхности нагрева  $F$  и поверочный, его цель – определение возможностей уже спроектированного аппарата.
- При расчетах используют уравнение теплового баланса и теплопередачи.

- $G_1$  — массовый расход греющего теплоносителя, кг/с;
- $G_2$  — массовый расход нагреваемого теплоносителя, кг/с;
- $t'_1, t''_1$  — соответственно температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник и на выходе из него, К;
- $t'_2, t''_2$  — соответственно температуры нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник и на выходе из него, К;

- $c_{p1}$  и  $c_{p2}$  — соответственно удельные массовые теплоемкости при постоянном давлении греющего и нагреваемого теплоносителей, Дж/(кгК);
- $Q_n$  — тепловой поток от греющего теплоносителя к нагреваемому, Вт;
- уравнение теплового баланса:
  - $Q_n = G_1 c_{p1}(t'1 - t''1) = G_2 c_{p2}(t''2 - t'2)$
- уравнение теплопередачи:
  - $Q = kF$  .

- $k$  – коэффициент теплопередачи
- 
- $\overline{\Delta t}$  – средний температурный напор.

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\mu})}$$

$$\overline{\Delta t_{\delta}} \quad \overline{\Delta t_{\mu}}$$

- это перепады температур между теплоносителями на концах теплообменника.

- В прямоточном теплообменнике значение всегда равно разности температур теплоносителей на входе, а  $\Delta t$  - на выходе. В противоточном теплообменнике теплоносители движутся навстречу друг другу и значения  $\Delta t$  на концах определяются уже по разности температур на входе греющего и выходе нагреваемого теплоносителя. На каком конце теплообменника значение  $\Delta t$  будет больше, покажет конкретный расчет.

- При противотоке движение теплоносителей встречное. При прямотоке – греющий и нагреваемый теплоносители движутся в одном направлении.
- Произведение  $G_{\text{ср}} = w$  – называют водяным эквивалентом. Поэтому:

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$$

- т.е. изменение температур теплоносителей в теплообменном аппарате обратно пропорционально водяным эквивалентам.











