

## ЛЕКЦИЯ 13

### РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ В ПРОЦЕССАХ ТЕПЛООБМЕНА

#### Определение коэффициентов теплоотдачи в процессах без изменения агрегатного состояния теплоносителя

Теплообменные процессы без изменения агрегатного состояния теплоносителя - это процессы, связанные с нагреванием или охлаждением жидкостей, газов и паров. Теплота в этих режимах переносится совместно конвекцией и теплопроводностью. Различают теплоотдачу при вынужденной и при свободной конвекции.

#### Вынужденное движение жидкостей и газов внутри труб

Теплоотдача для установившегося движения внутри прямых труб при развитом турбулентном режиме ( $Re > 10000$ ):

$$Nu = 0,021 \varepsilon_l Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (13.1)$$

$\varepsilon_l$  - поправочный коэффициент, зависящий от отношения длины трубы  $L$  к ее внутреннему диаметру  $d$ . Он учитывает влияние входного участка трубопровода на общий коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ .

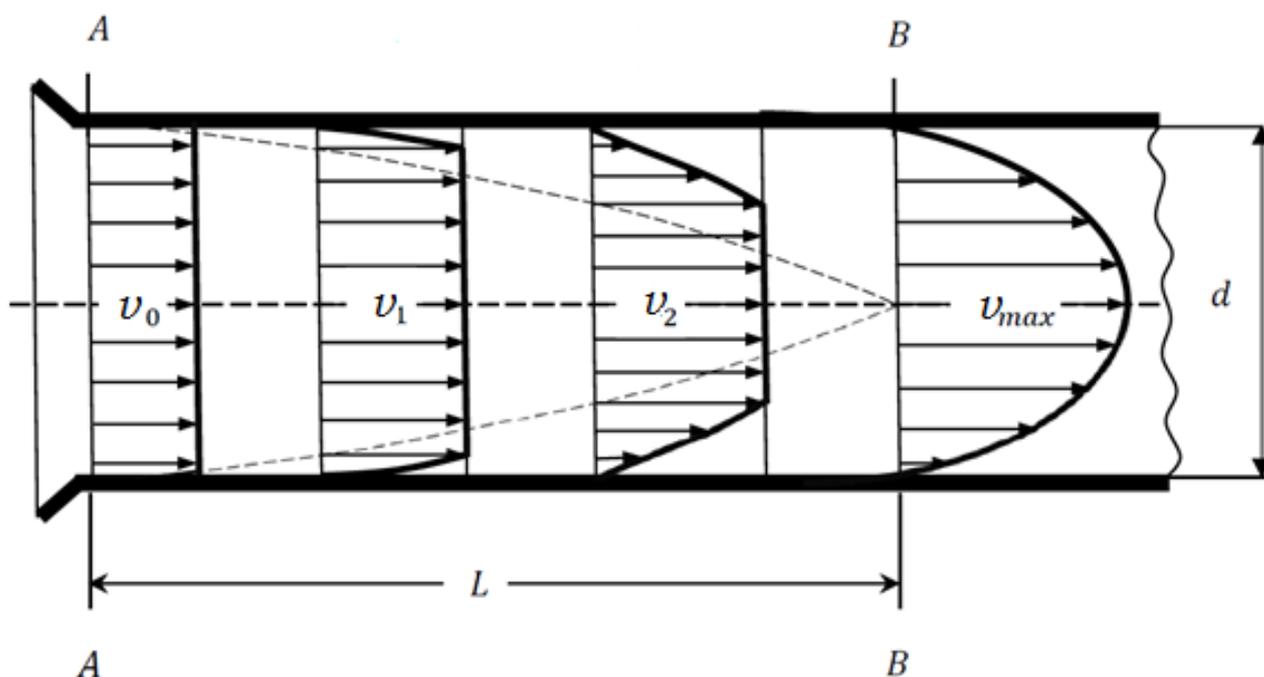


Рис.13.1 Развитие профиля скоростей в круглой трубе:  $v_0 < v_1 < v_2 < v_{max}$ .

Входной участок, на котором формируется устойчивый профиль скоростей, создает дополнительную турбулентность, несколько увеличивающую интенсивность теплообмена. На длинных трубах:  $(L/d) > 50$  влияние входного участка можно не учитывать, а в коротких - влияние входного участка может привести к увеличению среднего коэффициента теплоотдачи в 2 раза. При  $(L/d) > 50$ ,  $\varepsilon_l = 1$ ; при  $(L/d) < 50$ ,  $\varepsilon_l > 1$ .

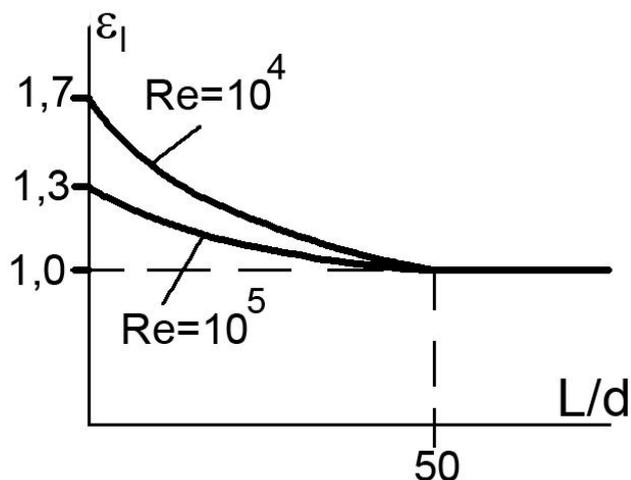


Рис.13.2. Значение коэффициента  $\varepsilon_l$  для коротких труб

Все физические параметры, входящие в критериальное уравнение, находятся при определяющей температуре теплоносителя в трубе:  $T_{опр} = T_{ср} = (T_{вх} + T_{вых})/2$ , где  $T_{вх}$  - температура теплоносителя на входе в трубу,  $T_{вых}$  - температура теплоносителя на выходе из трубы.

$Pr_{ст}$  - критерий Прандтля, рассчитанный при температуре разделяющей стенки.

$Pr / Pr_{ст}$  - это отношение учитывает направление теплового потока, т.е. принимает различные значения при нагревании или охлаждении теплоносителя.

При нагревании температура стенки выше, чем температура теплоносителя, поэтому у стенки теплоноситель имеет вязкость ниже, чем в потоке. Это приводит к уменьшению толщины теплового пограничного слоя вблизи твердой стенки, и следовательно, благоприятствует теплообмену.

Если теплоноситель охлаждается, то температура стенки будет ниже температуры теплоносителя. У стенки вязкость увеличится, увеличится и толщина пограничного слоя, т.е. произойдет торможение теплового потока.

Если температурный напор невелик, то отношение  $Pr / Pr_{ст}$  можно брать равным 1.

В качестве определяющего линейного размера  $l$  в данном уравнении следует использовать внутренний диаметр трубы,  $d_{вн}$ .

Если теплоноситель движется в змеевике, изготовленном из круглой трубы, то за счет изменения скорости внутри трубы по направлению и возникновению прижимного

течения, коэффициент теплоотдачи будет больше, чем в прямой трубе. Коэффициент теплоотдачи в змеевике  $\alpha_{зм}$  можно определить, вычислив предварительно коэффициент теплоотдачи в прямой круглой трубе  $\alpha_{пр}$  той же длины, что и труба, из которой изготовлен змеевик.

$$\alpha_{зм} = \alpha_{пр} (1 + 3,54(d_{вн} / D))$$

$D$  - диаметр витка змеевика.

Для переходной области турбулентного режима ( $2320 < Re < 10000$ ) надежных формул для расчета коэффициента теплоотдачи не существует. Поэтому здесь используют опытные данные, полученные в виде графиков. Также можно использовать формулу Хаузена:

$$Nu = 0,0235 (Re^{0,8} - 230) \cdot (1,8 Pr^{0,33} - 0,8) \times \left[ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}. \quad (13.2)$$

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи при турбулентном течении:

для воды: 1000-6000 Вт/(м<sup>2</sup>К);

для воздуха: 30-80 Вт/(м<sup>2</sup>К).

#### Ламинарный режим течения в прямых трубах ( $Re < 2320$ )

При ламинарном течении велико влияние естественной конвекции, различном при вертикальном или горизонтальном положениях трубы в сочетании с условиями теплообмена (нагревание или охлаждение жидкости). Описание такого теплообмена является достаточно трудной задачей. Интенсивность переноса теплоты резко снижается по сравнению с турбулентным движением.

Роль естественной конвекции оценивается критерием Грасгофа:

В газах влияние критерия Грасгофа может быть значительным из-за большой величины коэффициента объемного расширения  $\beta$ .

Для расчета можно использовать следующее выражение

$$Nu = 0,017 \varepsilon_l Re^{0,33} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{СТ}} \right)^{0,25} Gr^{0,1} \quad (13.3)$$

#### Свободная конвекция в большом объеме

Тепло переносится только за счет естественной конвекции, которая вызывает перемешивание среды посредством замкнутых циркуляционных потоков в объеме

теплоносителя. В большом объеме конвективные потоки поднимающегося и опускающегося теплоносителей разграничены, что упрощает расчет. Уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  имеет вид:

$$Nu = A(Gr Pr)^n \quad (13.4)$$

Таблица 13.1

Значения коэффициентов в зависимости от режима теплообмена

Режим	$GrPr$	$A$	$n$
Ламинарный	$< 500$	1,18	0,125
Переходная область	$500 - 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
Развитый турбулентный	$> 2 \cdot 10^7$	0,135	0,33

Определяющим линейным размером в критерии Грасгофа является:

- для горизонтальных труб и сфер - их наружный диаметр;
- для вертикальных поверхностей - их высота.

Значения физических параметров определяются при средней температуре между температурой теплоносителя и стенкой:  $T_{cp} = (T_{cm} + T) / 2$ .

Ориентировочные значения  $\alpha$  для воды при свободной конвекции: 250 - 900 Вт/(м<sup>2</sup>К).

#### Теплоотдача при поперечном обтекании труб

Этот тип теплообмена наблюдается при нагревании или охлаждении теплоносителей в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников.

Для расчета используются следующие выражения:

Коридорное и шахматное расположение труб в пучке при  $Re < 1000$ :

$$Nu = 0,34 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \cdot (Pr / Pr_{cm})^{0,25}, \quad (13.5)$$

при турбулентном режиме течения, то есть при  $Re > 1000$

- для коридорных пучков

$$Nu = 0,13 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} \cdot (Pr / Pr_{cm})^{0,25} \quad (13.6)$$

- для шахматных пучков

$$Nu = 0,40 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot (Pr / Pr_{cm})^{0,25} \quad (13.7)$$

В уравнениях (13.5)-(13.7) определяющий линейный размер — наружный диаметр

*трубы*,  $d_{нар}$ . Значения физических параметров определяются при средней температуре между температурой теплоносителя и стенкой:  $T_{cp}=(T_{cm}+T)/2$ .

## Определение коэффициентов теплоотдачи при изменении агрегатного состояния теплоносителя

### *Теплоотдача при конденсации насыщенных паров*

Теплоотдача при конденсации паров и теплоотдача при кипении представляют собой сложные процессы, протекающие при изменении агрегатного состояния теплоносителей и при постоянной температуре.

В теплообменниках-конденсаторах используют более эффективную пленочную конденсацию (в отличие от капельной), которая происходит на хорошо смачиваемых поверхностях.

При пленочной конденсации на стенке вследствие разности температур пара и стенки ( $T_n - T_{cm}$ ) образуется плёнка конденсата (Рис. 13.5), которая постепенно утолщается по мере стекания по вертикальной поверхности. При этом увеличивается и термическое сопротивление пленки.

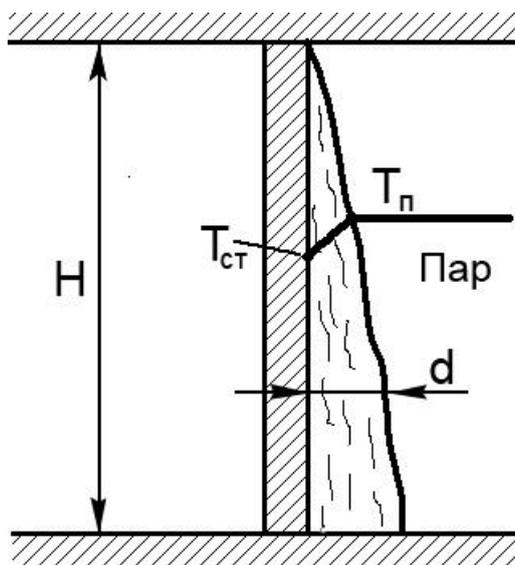


Рис.13.3. Теплоотдача при конденсации

Рассмотрим стационарное ламинарное стекание пленки по вертикальной плоской поверхности. Примем температуру стенки  $T_{cm}$  постоянной по ее длине, физические свойства конденсата неизменными.

Внесем соответствующие изменения в уравнение Фурье-Кирхгофа (10.26):

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad - \text{ движение стационарное}$$

$v_x, v_y$  равны нулю, т.к. жидкость движется вниз по стенке вдоль оси  $z$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad - \text{ температура изменяется только по оси } x$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad - \text{ температура стенки постоянна.}$$

. Тогда

$$0 = a \frac{d^2 T}{dx^2} \tag{13.8}$$

$$\frac{dT}{dx} = C_1 \tag{13.9}$$

$$T = C_1 x + C_2 \tag{13.10}$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – константы интегрирования

Уравнение (13.10) описывает распределение температур в пленке конденсата. Оно аналогично уравнению теплопроводности в плоской стенке и также представляет собой уравнение прямой.

Количество  $d\dot{Q}$  теплоты, проходящее через элементарную площадку  $dA$  этой пленки, определяется по формуле:

$$d\dot{Q} = \lambda_{nl} (T_{nl} - T_{cm}) dA / \delta \tag{13.11},$$

где  $\lambda_{nl}$  и  $\delta$  – теплопроводность и толщина пленки конденсата, соответственно.

Это же количество теплоты можно выразить с помощью уравнения теплоотдачи:

$$d\dot{Q} = \alpha (T_{nl} - T_{cm}) dA \tag{13.12}$$

Тогда коэффициент теплоотдачи при конденсации пара  $\alpha$  равен:

$$\alpha = \lambda_{nl} / \delta \tag{13.13}$$

Из гидродинамики течения пленки известно, что толщина пленки жидкости  $\delta$  зависит от высоты  $H$  стенки, по которой стекает плёнка конденсата, и от физических свойств конденсата, и определяется как:

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{4 \lambda_{нл} (T_n - T_{cm}) \mu H}{r_n \rho^2 g}} \quad (13.14)$$

где  $\rho$  и  $\mu$  - соответственно плотность и коэффициент динамической вязкости жидкости – конденсата,  $r_n$  – теплота парообразования.

Тогда коэффициент теплоотдачи можно найти по следующим формулам:

- при конденсации на вертикальной поверхности

$$\alpha = \frac{\lambda_{нл}}{\delta} = k_1 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{нл}^3 r_n \rho^2 g}{(T_n - T_{cm}) \mu H}} \quad (13.15)$$

- при конденсации на горизонтальной трубе

$$\alpha = \frac{\lambda_{нл}}{\delta} = k_2 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{нл}^3 r_n \rho^2 g}{(T_n - T_{cm}) \mu d_{нар}}} \quad (13.16)$$

Согласно экспериментальным результатам  $k_1 = 1,13$ ;  $k_2 = 0,728$  (для одиночной трубы);  $k_2 = 0,728 \varepsilon_n$  (для пучка  $n$  труб), коэффициент  $\varepsilon_n$  - справочная величина.

Все физические константы в уравнениях (13.14÷13.16) относятся к конденсату при его средней температуре между температурой конденсации и температурой стенки.

### ***Теплоотдача при кипении***

Кипение – это процесс интенсивного парообразования за счет подвода теплоты к кипящей жидкости.

Для возникновения кипения необходимо, чтобы температура жидкости была выше температуры насыщения пара, а также наличие центров парообразования. Различают кипение на поверхности нагрева и кипение в объеме жидкости. Кипение на твердой поверхности идет с образованием паровой фазы в отдельных местах поверхности обогрева и обусловлено подводом теплоты к жидкости от соприкасающейся с ней поверхностью. Объемное кипение возникает при значительном перегреве жидкой фазы относительно температуры насыщения. Наиболее важным в химической технологии видом кипения является кипение на поверхности.

Механизм кипения на поверхности сложнее, чем при обычной конвекции. Перенос теплоты и массы осуществляется пузырьками пара из пограничного слоя в объем жидкости. Интенсивность теплоотдачи очень велика.

Различают два режима кипения: пузырьковый I и пленочный II.

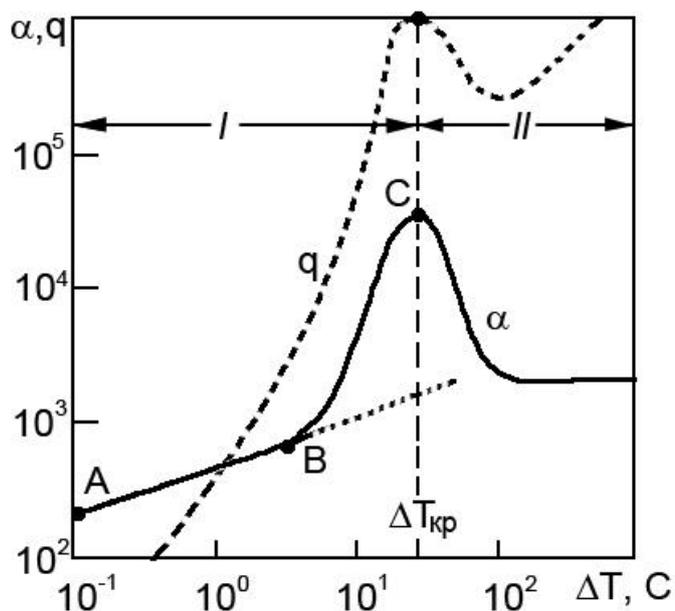


Рис.13.4. Теплоотдача при кипении

На Рис.13.4 представлена типичная зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{кип}$  и удельной тепловой нагрузки  $q = \dot{Q}_{кип} / A$  от температурного напора при кипении жидкости  $\Delta T = T_{ст} - T_{кип}$  ( $T_{ст}$  и  $T_{кип}$  соответственно температура стенки со стороны кипящей жидкости и температура кипения).

В области АВ перегрев жидкости мал ( $\Delta T \geq 5$  К), мало число активных центров парообразования, интенсивность теплообмена низка.

При дальнейшем повышении  $\Delta T$  увеличивается число активных центров парообразования, и коэффициент теплоотдачи резко возрастает (отрезок ВС). Эту область называют областью пузырькового или ядерного кипения. Этот режим работы является основным для промышленных теплообменников-кипятильников.

При дальнейшем увеличении  $\Delta T$  происходит слияние пузырьков пара на поверхности нагрева. Поверхность как бы покрывается пленкой пара, плохо проводящей теплоты. Это - область пленочного кипения. Коэффициент теплоотдачи резко снижается (в десятки раз). Совершенно очевидно, что пленочный режим кипения крайне нежелателен.

Значения  $\Delta T$ , коэффициента теплоотдачи и удельной тепловой нагрузки, соответствующие переходу от пузырькового режима к пленочному, называют критическими. В специальной литературе приводятся эмпирические зависимости, а также опытные данные, позволяющие определить эти критические значения.

Скорость переноса теплоты при кипении зависит от многих разнообразных факторов (физических свойств жидкости, давления, температурного напора, свойств

материала поверхности нагрева и многих других), учесть влияние которых на процесс и свести их в единую зависимость крайне сложно. Поэтому в литературе приводятся рекомендации многих авторов, которые на основе различных физических моделей получили расчетные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи при кипении.

Часто эти зависимости имеют следующий вид:

$$\alpha_{кип} = Aq^{0,6} \quad (13.17)$$

Коэффициент  $A$  - сложный комплекс многих величин, влияющих на интенсивность переноса теплоты при кипении.

Поскольку в настоящее время нет достаточно надежных обобщенных уравнений для расчета  $\alpha$  при кипении, решая конкретную задачу определения коэффициента теплоотдачи при кипении, следует обращаться к специальной литературе.