

В зависимости от фазового состояния флюида различают конвективный теплообмен в однофазной среде и конвективный теплообмен при фазовых превращениях, к которому относят теплообмен при конденсации (переход пара в жидкость) и теплообмен при кипении (переход жидкости в пар).

Процесс теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества (при конденсации и кипении) относят к конвективному теплообмену и рассчитывают по закону теплоотдачи Ньютона

$$Q = \alpha \cdot \Delta T \cdot F, \quad (6.1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи при конденсации или кипении, Вт/(м²·К); F – площадь поверхности теплообмена, м²; ΔT – разность температур (температурный перепад) между флюидом и стенкой, °С (К).

Процесс конденсации возможен при условии $T_w < T_n$, поэтому при конденсации перепад температур равен

$$\Delta T = T_n - T_w \quad (6.2)$$

При кипении, наоборот, температура стенки должна быть перегрета относительно температуры насыщения при данном давлении и, в этом случае

$$\Delta T = T_w - T_n \quad (6.3)$$

Изменение агрегатного состояния вещества происходит при постоянной температуре и характеризуется выделением (при конденсации) или поглощением (при кипении) теплоты фазового перехода (скрытой теплоты парообразования для воды)– r , Дж/кг (см. рис.5.1).

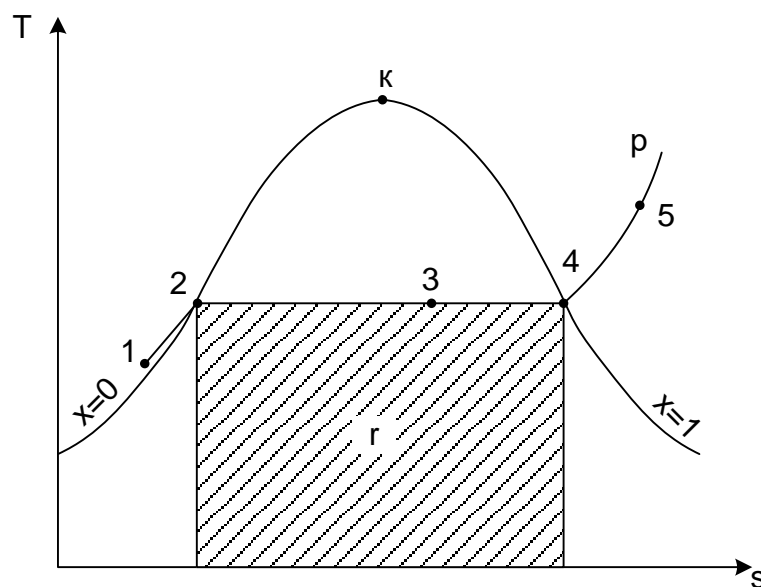


Рис.6.1. Фазовая (Т, s) – диаграмма водяного пара

При стационарном процессе конденсации или кипения тепловой поток фазового перехода равен:

$$Q = G \cdot r, \quad (6.4)$$

где Q – тепловой поток от пара к стенке при конденсации или от стенки к кипящей жидкости при кипении, Вт; G – расход конденсата или паровой фазы, кг/с.

Сравнивая формулы (6.1) и (6.4) получаем основное уравнение расчета теплообмена при фазовых превращениях вещества – уравнение теплового баланса:

$$Q = G \cdot r = \alpha \cdot \Delta T \cdot F. \quad (6.5)$$

По уравнению теплового баланса в зависимости от постановки задачи находят расход (G), разность температур (ΔT) или температуру стенки (T_w), площадь поверхности теплообмена (F) и тепловой поток (Q). Т.к., входящие в уравнение теплового баланса скрытая теплота парообразования (r) и температура насыщения при данном давлении (T_s) – величины, принимаемые по справочным данным ["Таблицы водяного пара"], то расчет теплоотдачи сводится к определению коэффициента теплоотдачи (α). При этом образование новой фазы на поверхности теплообмена существенно усложняет расчет α .

6.1. Теплоотдача при конденсации паров

Конденсация – процесс перехода пара (газа) в жидкое или твердое состояние (десублимация). При конденсации пара выделяется теплота фазового перехода (скрытая теплота парообразования), поэтому процесс конденсации неразрывно связан с теплообменом.

Условия протекания стационарного процесса конденсации:

- 1) температура стенки должна быть ниже температуры насыщения при данном давлении ($T_w < T_n$);
- 2) отвод теплоты от поверхности, на которой образуется конденсат.

Различают три вида конденсации: *пленочную, капельную и смешанную*. *Пленочная* конденсация возможна при условии смачивания конденсирующейся жидкостью данной поверхности. При этом конденсат стекает с поверхности теплообмена в виде пленки. На плохо смачивающихся (загрязненных) поверхностях наблюдается *капельная* конденсация, при которой конденсат образуется в виде капель разных размеров. При *смешанной* конденсации на разных участках поверхности теплообмена одновременно происходит и капельная и пленочная конденсация. Интенсивность теплоотдачи при пленочной конденсации значительно ниже, чем при капельной из-за значительного термического сопротивления пленки конденсата. В теплообменных устройствах пленочная конденсация наблюдается значительно чаще, чем капельная, поэтому в нашем кратком курсе рассмотрим только расчет теплоотдачи при *пленочной* конденсации.

Критерий Рейнольдса при конденсации

Интенсивность теплоотдачи при пленочной конденсации зависит от режима течения пленки конденсата, который определяется по значению критерия Рейнольдса – *определяющему* критерию гидродинамического подобия

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot \delta}{\nu_{пл}}, \quad (6.6)$$

где \bar{w} – средняя скорость течения пленки в данном сечении, м/с; δ – толщина пленки, м; $\nu_{пл}$ – кинематический коэффициент вязкости пленки, м²/с, определяемый для жидкости в состоянии насыщения.

При течении пленки конденсата различают три режима: *ламинарный*, *волновой* и *турбулентный*. Волновой режим течения характеризуется наличием волн на поверхности ламинарной конденсатной пленки. Экспериментально установлено критическое число Рейнольдса при течении пленки конденсата $Re_{кр} \approx 400$. При $Re < Re_{кр}$ наблюдается ламинарный режим течения пленки, а при $Re \geq Re_{кр}$ – волновой и турбулентный режимы течения.

Получим *определяемый* критерий при конденсации – безразмерный коэффициент теплоотдачи. Для этого запишем уравнение теплового баланса (6.5) для процесса конденсации на вертикальной плоскости высотой H и шириной ℓ_z (см. рис.6.2):

$$Q = G \cdot r = \bar{\alpha} \cdot (T_H - T_w) \cdot F, \quad (6.7)$$

где $F = H \cdot \ell_z$ – площадь поверхности теплообмена.

Расход конденсата найдем по уравнению неразрывности

$$G = \rho_{пл} \cdot \bar{w} \cdot f = \rho_{пл} \cdot \bar{w} \cdot \delta \cdot \ell_z, \quad (6.8)$$

где $\rho_{пл}$ – плотность пленки, кг/м³; δ – толщина пленки, м; $f = \delta \cdot \ell_z$ – площадь поперечного сечения конденсатной пленки.

Подставляя значение расхода в уравнение теплового баланса, получим

$$\rho_{пл} \cdot \bar{w} \cdot \delta \cdot \ell_z \cdot r = \bar{\alpha} \cdot (T_H - T_w) \cdot \ell_z \cdot H,$$

откуда

$$\bar{w} \cdot \delta = \frac{\bar{\alpha} \cdot (T_H - T_w) \cdot H}{\rho_{пл} \cdot r}. \quad (6.9)$$

Заменив произведение $\bar{w} \cdot \delta$ в формуле критерия Рейнольдса (6.6) выражением (6.9), окончательно находим:

$$Re = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta T \cdot H}{\nu_{пл} \cdot \rho_{пл} \cdot r} = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta T \cdot H}{\mu_{пл} \cdot r}, \quad (6.10)$$

где $\mu_{пл} = \rho_{пл} \cdot \nu_{пл}$ – динамический коэффициент вязкости конденсата, Па·с.

Анализируя формулу (6.10) можем сделать вывод о том, что при пленочной конденсации пара критерий Рейнольдса является и *определяющим* и *определяемым* критерием.

Замечание. Рассуждая аналогично, несложно получить определяемый критерий Рейнольдса при конденсации на горизонтальной трубе:

$$Re = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot D_{тр}}{\mu_{пл} \cdot r}, \quad (6.10')$$

где $D_{тр}$ – наружный диаметр трубы.

Схема движения пленки и теплоотдачи при пленочной конденсации пара на вертикальной поверхности показана на рис. 5.2. Без вывода запишем формулы для расчета основных гидродинамических параметров пленки и коэффициента теплоотдачи при ламинарном режиме течения.

Средняя в данном сечении скорость движения пленки

$$\bar{w}(x) = \frac{\rho_{пл} \cdot g \cdot \delta^2(x)}{3 \cdot \mu_{пл}}, \quad (6.11)$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; x – координата, отсчитываемая от верхней точки поверхности, м; $\delta(x)$ – толщина пленки конденсата в данном сечении

$$\delta(x) = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda_{пл} \cdot \mu_{пл} \cdot (T_H - T_w) \cdot x}{g \cdot r \cdot \rho_{пл}^2}}. \quad (6.12)$$

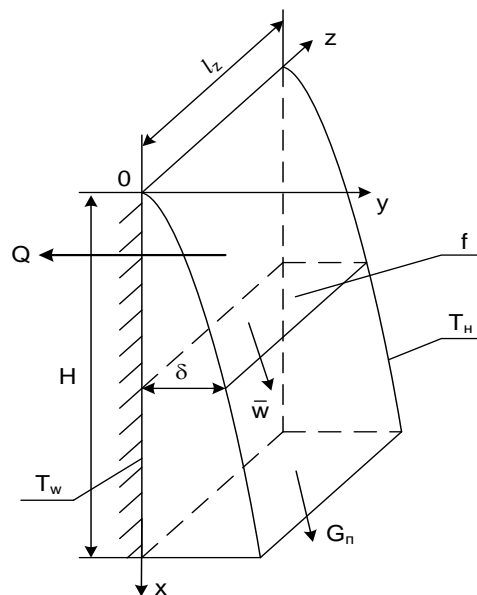


Рис. 6.2. К расчету пленочной конденсации пара на вертикальной поверхности

Локальный коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$\alpha(x) = \frac{\lambda_{пл}}{\delta(x)} = \frac{\lambda_{пл}}{\sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda_{пл} \cdot \mu_{пл} \cdot (T_H - T_w) \cdot x}{g \cdot r \cdot \rho_{пл}^2}}} = \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{пл}^2 \cdot \lambda_{пл}^3}{4 \cdot \mu_{пл} \cdot (T_H - T_w) \cdot x}}. \quad (6.13)$$

где $\lambda_{пл}$ – коэффициент теплопроводности пленки конденсата, Вт/(м·К).

Анализ формул (6.12) и (6.13) показывает, что толщина конденсатной пленки увеличивается вниз по течению по закону $\delta \sim x^{\frac{1}{4}}$, а коэффициент теплоотдачи – уменьшается по закону $\alpha \sim x^{-\frac{1}{4}}$.

Найдем средний по всей поверхности коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{H} \int_0^H \alpha(x) dx = \frac{1}{H} \int_0^H \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{пл}^2 \cdot \lambda_{пл}^3}{4 \cdot \mu_{пл} \cdot (T_H - T_w) \cdot x}} dx = \frac{4}{3} \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{пл}^2 \cdot \lambda_{пл}^3}{4 \cdot \mu_{пл} \cdot (T_H - T_w) \cdot H}}$$

Или вычислив значение числового коэффициента $4/3 \cdot \sqrt[4]{1/4}$, окончательно получим

$$\bar{\alpha} = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{\text{пл}}^2 \cdot \lambda_{\text{пл}}^3}{\mu_{\text{пл}} \cdot (T_{\text{н}} - T_{\text{в}}) \cdot H}}. \quad (6.14)$$

Формула (6.14) предложена немецким ученым Нуссельтом в 1916 году и носит его имя.

Внимание! Физические свойства жидкой пленки находят в справочнике по температуре насыщения при данном давлении.

Из последней формулы видно, что коэффициент теплоотдачи уменьшается с увеличением температурного перепада по закону $\bar{\alpha} \sim \Delta T^{-0,25}$. Однако тепловой поток растет с увеличением разности температур $\Delta T = T_{\text{н}} - T_{\text{в}}$, хотя и более медленно, чем при конвективной теплоотдаче в однофазных средах. Действительно

$$q = \bar{\alpha} \cdot \Delta T \sim \Delta T^{-0,25} \cdot \Delta T = \Delta T^{0,75}.$$

Для учета зависимости физических свойств конденсата от температуры и волнового течения пленки в расчет вводят соответствующие поправки ε_t и ε_b

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_{\text{Nu}} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_b, \quad (6.15)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{Nu}}$ – коэффициент теплоотдачи, рассчитываемый по формуле Нуссельта (6.14).

Поправку, учитывающую зависимость физических свойств пленки от температуры рассчитывают по формуле

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{н}}} \right)^3 \cdot \left(\frac{\mu_{\text{н}}}{\mu_{\text{в}}} \right)^3 \right]^{\frac{1}{8}}, \quad (6.16)$$

в которой $\lambda_{\text{н}}$ и $\mu_{\text{н}}$ коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости, найденные из справочника по температуре насыщения ($T_{\text{с}}$), а $\lambda_{\text{в}}$ и $\mu_{\text{в}}$ – те же коэффициенты, найденные по температуре стенки ($T_{\text{в}}$).

Поправка на волновое число имеет вид

$$\varepsilon_b = \text{Re}^{0,04}. \quad (6.17)$$

Пленочная конденсация на наклонной поверхности

Средний коэффициент теплоотдачи на наклонной поверхности (рис. 6.3) рассчитывается по формуле

$$\bar{\alpha}_{\text{накл}} = \bar{\alpha}_{\text{вертик}} \cdot \sqrt[4]{\cos \varphi}, \quad (6.18)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{вертик}}$ – коэффициент теплоотдачи, рассчитываемый по формуле Нуссельта для вертикальной поверхности; φ – угол между направлением силы тяжести и осью Oх, направленной вдоль поверхности теплообмена.

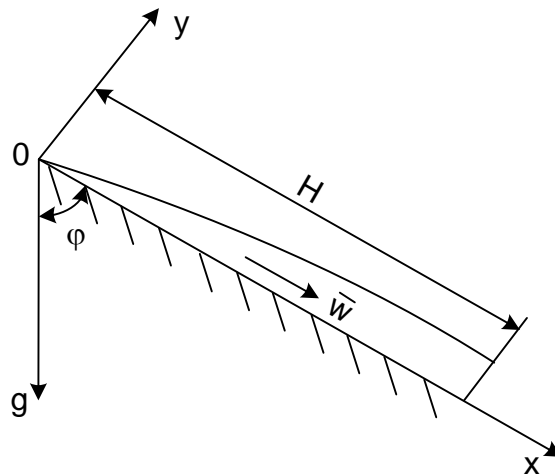


Рис. 6.3. К расчету пленочной конденсации пара на наклонной поверхности

Пленочная конденсация на горизонтальной трубе

Средний коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации на горизонтальной трубе (рис. 5.4) при ламинарном течении пленки конденсата рассчитывают по формуле Нуссельта, которая в этом случае имеет вид

$$\bar{\alpha} = 0,728 \cdot 4 \sqrt{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{пл}^2 \cdot \lambda_{пл}^3}{\mu_{пл} \cdot (T_H - T_w) \cdot d_{тр}}}, \quad (6.19)$$

где $d_{тр}$ – наружный диаметр трубы, м.

Формула (6.19) справедлива для ламинарного режима течения пленки, который имеет место, если выполняется условие:

$$d_{тр} < 20 \cdot \left(\frac{\sigma_{пл}}{g \cdot \rho_{пл}} \right)^{0,5}, \quad (6.20)$$

где $\sigma_{пл}$ – сила поверхностного натяжения пленки, Н/м, принимаемая по справочным данным при температуре насыщения.

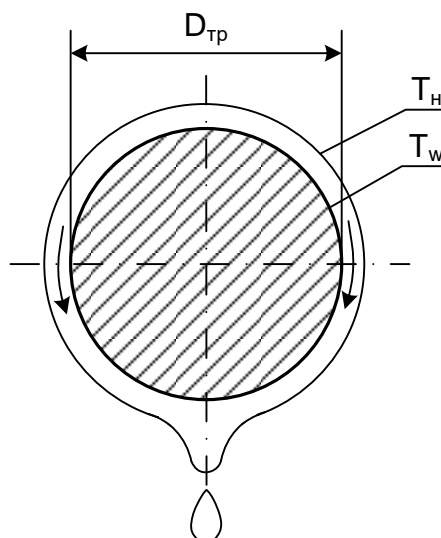


Рис. 6.4. К расчету пленочной конденсации пара на горизонтальной трубе

Критериальная форма записи выражений для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации

А. Вертикальная поверхность

При ламинарном течении пленки конденсата, который имеет место при $Z < 2300$ безразмерный коэффициент теплоотдачи – критерий Рейнольдса равен

$$Re = 0,943 Z^{3/4}, \quad (6.21)$$

где $Re = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta T \cdot H}{\mu_{пл} \cdot \Gamma}$; H – высота вертикальной стенки или вертикальной трубы; Z –

приведенная высота стенки

$$Z = H \cdot \left(\frac{g}{v_{пл}^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda_{пл} \cdot \Delta T}{\mu_{пл} \cdot \Gamma} = Ga^{1/3} \cdot \frac{\lambda_{пл} \cdot \Delta T}{\mu_{пл} \cdot \Gamma},$$

в которой $Ga = \frac{g \cdot H^3}{v_{пл}^2}$ – критерий Галилея.

Для расчета процесса конденсации на стенках большой высоты в технической литературе рекомендуют следующую формулу:

$$Re = \left[89 + 0,024 \cdot \left(\frac{Pr_H}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot Pr_H^{0,5} \cdot (Z - 2300) \right]^{4/3}, \quad (6.22)$$

где Pr_H и Pr_w критерии Прандтля, найденные по справочным данным для конденсата по температуре насыщения и температуре стенки соответственно.

При $Z = 2300$ из формулы (6.22) получаем $Re = 89^{4/3} \approx 400$ – критическое число Рейнольдса. При $Z < 2300$ по формуле (6.22) рассчитывают $\bar{\alpha}$ при пленочной конденсации для ламинарного режима течения пленки, а при $Z > 2300$ – для волнового и турбулентного режимов.

Б. Горизонтальная труба

Критериальные уравнения для расчета безразмерного коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации пара на горизонтальной трубе для ламинарного режима течения ($Z < 3900$) пленки имеют вид

$$Re = 3,25 \cdot Z^{0,75}, \quad (6.23)$$

где $Re = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta T \cdot 4 \cdot \pi \cdot R_{тр}}{\mu_{пл} \cdot \Gamma}$ – критерий Рейнольдса; $R_{тр}$ – наружный радиус трубы; Z –

приведенный расчетный размер трубы

$$Z = \pi \cdot R_{тр} \cdot \left(\frac{g}{v_{пл}^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda_{пл} \cdot \Delta T}{\mu_{пл} \cdot \Gamma}. \quad (6.24)$$

А. Влияние скорости движения пара

Все вышеуказанные формулы расчета теплообмена при конденсации пара получены при допущении малой скорости движения пара в теплообменном устройстве. В этом случае пар можно считать неподвижным. Если скорость пара достаточно велика и поток пара оказывает влияние на течение конденсатной пленки, то это явление учитывают при помощи поправочного коэффициента на движение пара

$$\alpha_w = \alpha_{w=0} \cdot \varepsilon_w,$$

где $\varepsilon_w = f(w)$ – поправочный коэффициент, расчет которого приводится в справочной литературе для конкретного типа теплообменного устройства.

Б. Влияние влажности и перегрева пара

Все вышеуказанные формулы были получены для расчета теплоотдачи при пленочной конденсации сухого насыщенного водяного пара (т.4 на рис.6.1). В теплообменник пар может поступать, как в перегретом (т.5 на рис.6.1), так и во влажном насыщенном состоянии (т.3 на рис.6.1). Отличие состояния пара от сухого насыщенного учитывают при расчете теплового потока фазового перехода, входящего в уравнение теплового баланса.

Для влажного насыщенного водяного пара

$$Q = G \cdot r \cdot x,$$

где Q – тепловой поток от пара к стенке при конденсации, Вт; G – расход конденсата, кг/с; r – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; x – степень сухости пара.

Для перегретого пара

$$Q = G \cdot (r + q_{пер}) = G \cdot (r + c_p \cdot \Delta T_{пер}) = G \cdot [r + (h_5 - h_4)],$$

где $q_{пер}$ – удельная теплота перегрева, Дж/кг; c_p – теплоемкость перегретого пара, Дж/(кг·К); h_5 и h_4 – удельные энтальпии перегретого пара (точка 5) и сухого насыщенного водяного пара (точка 4).

В. Влияние неконденсирующихся газов в паре

Если в водяном паре присутствуют неконденсирующиеся газы (например, воздух), то теплоотдача резко снижается. В этом случае воздух на поверхности пленки конденсата создает воздушную прослойку, препятствующую конденсации пара (см. рис. 6.5). Экспериментально получено, что присутствие в паре 1% воздуха уменьшает теплоотдачу приблизительно в два раза. Поэтому воздух необходимо удалять из теплообменных аппаратов.

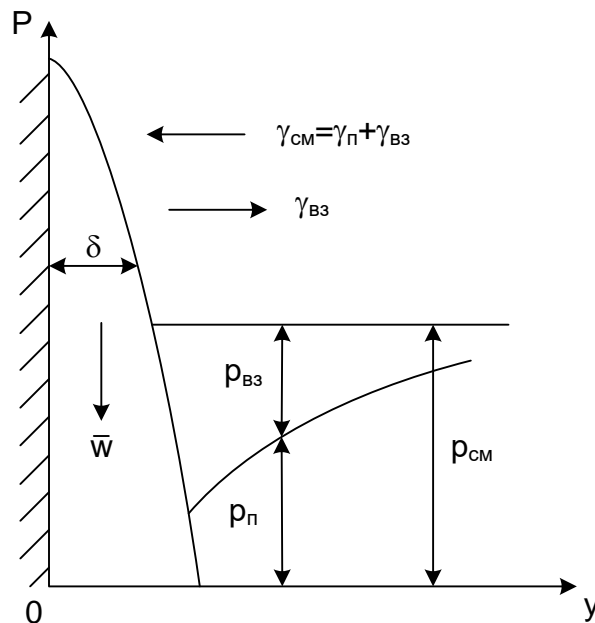


Рис. 6.5. Схема конденсации смеси пар-воздух:
 $\gamma_{см}$ – поток смеси; $\gamma_{вз}$ – поток воздуха; $\gamma_{п}$ – поток пара;
 $p_{см}$ – давление смеси; $p_{вз}$ – давление воздуха; $p_{п}$ – давление пара

6.2. Теплоотдача при кипении жидкостей

Кипение – процесс интенсивного образования пара внутри объема жидкости при температуре насыщения или выше этой температуры.

При кипении поглощается теплота фазового перехода, поэтому для осуществления стационарного процесса кипения необходим повод теплоты (см. формулу (6.4)).

Различают *поверхностное* и *объемное* кипение. Объемное кипение жидкости встречается достаточно редко (например, при резком уменьшении давления) и, в этом случае, температура жидкости становится больше температуры насыщения при данном давлении. В нашем курсе будем рассматривать только теплообмен при кипении на твердых поверхностях или *поверхностное* кипение.

Процесс кипения зависит от граничных условий теплообмена, давления среды, физических свойств жидкости, пара и твердой стенки, состояния твердой поверхности, геометрии системы, режима движения жидкости и т.д. Поэтому разработать математическую модель процесса кипения не представляется возможным и все сведения о механизме кипения получены опытным путем. При этом используется следующая классификация видов кипения:

- по роду или режиму кипения – пузырьковое или пленочное;
- по типу конвекции – при свободной (в большом объеме) или при вынужденной;
- по расположению поверхности кипения – у вертикальной, наклонной или горизонтальной поверхности;
- по характеру – неразвитое, неустойчивое, развитое.

В процессе теплоотдачи в кипящей жидкости формируется температурное поле (рис.6.6 б). При этом жидкость оказывается перегретой выше температуры насыщения, соответствующей давлению в жидкости.

При кипении на твердых поверхностях можно выделить две области с разным по характеру изменением температурного поля: тепловой пограничный слой и тепловое ядро в жидкости.

Тепловой пограничный слой – весьма тонкий слой жидкости, прилегающий непосредственно к поверхности стенки, в пределах которого сосредоточено практически все изменение температуры жидкости: от температуры поверхности до температуры в ядре потока (см. рис.6.6).

Тепловое ядро жидкости – вся остальная жидкость за пределами теплового пограничного слоя.

В зависимости от конкретных условий теплообмена перегрев жидкости вблизи стенки или перегрев стенки может составлять величину $\Delta T = 5 \div 35 \text{ }^\circ\text{C}$. Дело в том, что паровые пузырьки зарождаются не в любой точке поверхности теплообмена, а только в, так называемых, центрах парообразования – микровпадинах (трещинах, кавернах и т.п.), в которых сила поверхностного натяжения жидкости минимальна.

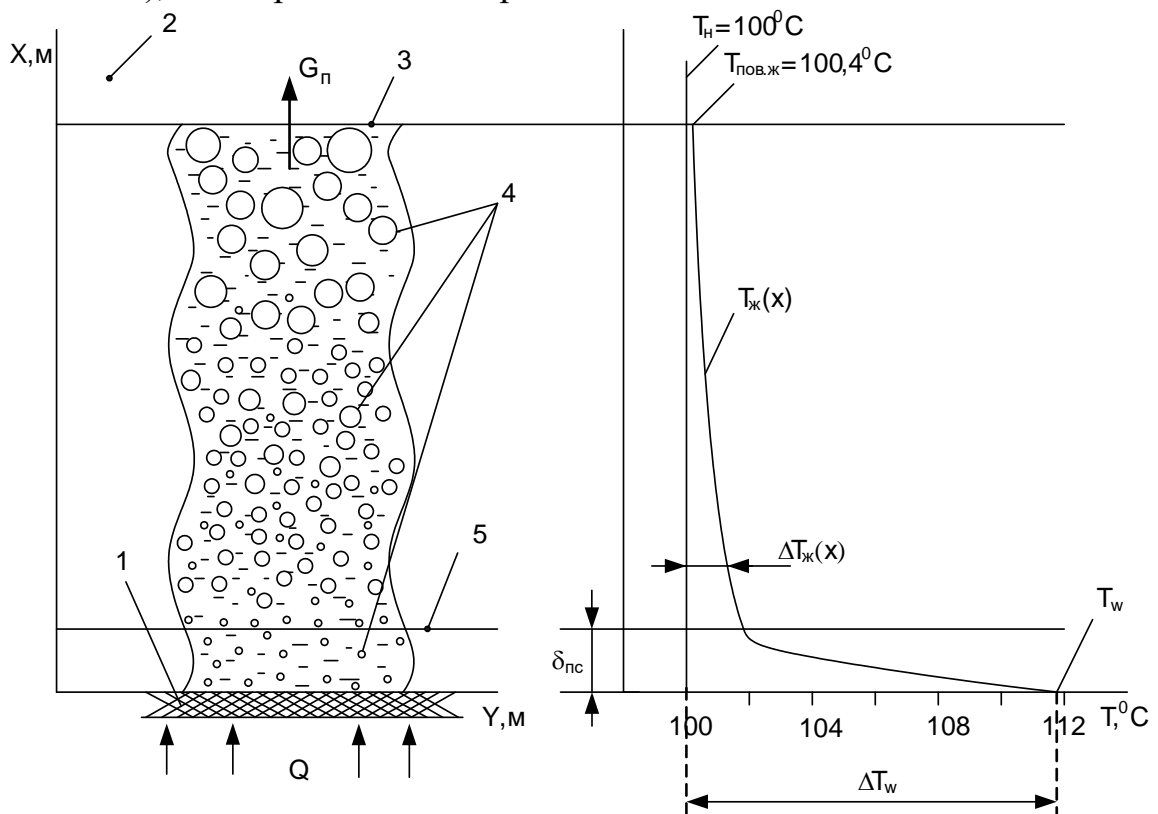


Рис.6.6. Пример распределения температуры в объеме кипящей воды

($T_w=111,8^\circ\text{C}$, $p_n=1 \text{ бар}$):

а – картина процесса кипения; б – распределение температуры; 1 – поверхность теплообмена (стенка); 2 – насыщенный водяной пар; 3 – поверхность воды; 4 – всплывающие паровые пузырьки; 5 – внешняя граница пограничного слоя; $T_{\text{пов.ж}}$ – температура поверхности жидкости; T_w – температура поверхности теплообмена (стенки); T_s – температура насыщения жидкости при заданном давлении; p_n – дав-

ление насыщения; δ_{nc} – толщина пограничного слоя; Q – тепловой поток от стенки к воде; $G_{п}$ – массовый расход пара

Для того чтобы паровой пузырь образовался в микровпадине, необходимо, чтобы ее размеры были больше некоторого минимального или критического радиуса пузырька:

$$R_{кр} = \frac{2 \cdot \sigma}{\Delta p}, \quad (6.25)$$

где σ – сила поверхностного натяжения жидкости при температуре насыщения, Н/м; Δp – перепад давления между паром в пузырьке ($p_{п}$) и окружающей его жидкостью ($p_{н}$). Перепад давления рассчитывают по формуле

$$\Delta p = p_{п} - p_{н} = \frac{r \cdot p_{н} \cdot \Delta T}{R_{г} \cdot T_{н}^2}, \quad (6.26)$$

в которой r – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; $p_{н}$ – давление насыщения пара, Па; $\Delta T = T_w - T_{н}$ – перепад температур между стенкой и жидкостью, °С (К); $R_{г}$ – газовая постоянная, Дж/(кг·К); $T_{н}$ – температура насыщения, К.

Заметим, что с увеличением перегрева стенки $\Delta T = T_w - T_{н}$ и ростом давления насыщения $p_{н}$ критически радиус парового пузыря уменьшается и впадины меньших размеров могут служить центрами парообразования, что в итоге приводит к интенсификации кипения.

*Режимы кипения в большом объеме
(кривая кипения)*

Для анализа процесса кипения широко используется экспериментально полученная зависимость между плотностью теплового потока (q), подводимого к обогреваемой поверхности, и температурным перепадом $\Delta T = T_w - T_{н}$, график которой показан на рис. 6.6. Это график в научно-технической литературе называют "кривой кипения". На этой кривой выделяют несколько интервалов ΔT , соответствующих различным режимам теплоотдачи, название которых приведено в тексте, поясняющем рис. 6.6.

Пузырьковый режим кипения наблюдается при значениях ΔT соответствующих второй области на кривой кипения. Радиус межфазной поверхности пузырька – зародыша пропорционален размеру образующей его микрошероховатости на поверхности стенки. Поэтому в начале пузырькового режима кипения, при незначительном перегреве жидкости, "работают" лишь крупные центры парообразования, поскольку пузырьки - зародыши малых центров парообразования имеют радиус меньше критического. В этом случае происходит неустойчивое или слаборазвитое пузырьковое кипение. С увеличением перегрева жидкости активизируются более мелкие центры парообразования, поэтому количество образующихся пузырей и частота их отрыва возрастают. В результате интенсивность теплоотдачи чрезвычайно быстро увеличивается (см. рис.6.7, область 2).

Интенсивность теплоотдачи обусловлена термическим сопротивлением теплопроводности тонкой жидкой пленки, которая смачивает твердую поверхность и находится под областью паровых пузырей. С увеличением количества и частоты отрыва пузырей жидкая прослойка разрушается (турбулизируется) и ее термическое сопротивление уменьшается.

Коэффициент теплоотдачи (α) при развитом пузырьковом кипении достигает десятков и даже сотен тысяч Вт/(м²К) (при высоких давлениях). Это обусловлено большой удельной теплотой фазового перехода и интенсивным перемешиванием жидкости растущими и отрывающимися пузырьками пара.

Режим пузырькового кипения обеспечивает наиболее эффективную теплоотдачу. Этот режим кипения применяется в парогенераторах тепловых и атомных электростанций, при охлаждении двигателей, элементов конструкции энергетических, металлургических и химических агрегатов, работающих в условиях высоких температур.

При дальнейшем увеличении перегрева стенки равном перегреву жидкости в пограничном слое ($\Delta T = T_w - T_n$) интенсивность теплоотдачи, достигнув максимума в критической точке "кр1", начинает снижаться (см. рис.6.7, область 3) из-за слияния все возрастающего количества пузырей в паровые пятна. Площадь паровых пятен возрастает по мере увеличения ΔT и охватывает в итоге всю стенку, превращаясь в сплошную паровую пленку, плохо проводящую теплоту. Таким образом, происходит постепенный переход от пузырькового режима кипения к пленочному, сопровождающийся снижением интенсивности теплоотдачи.

Начало такого перехода называют *первым кризисом кипения*. Под *кризисом* понимают коренное изменение механизма кипения и теплоотдачи.

При дальнейшем увеличении перегрева (ΔT) интенсивность теплоотдачи, достигнув минимума во второй критической точке "кр2", снова начинает возрастать в области пленочного режима кипения (см. рис.6.7, области 4 и 5). Такую перемену характера влияния перегрева на теплоотдачу называют *вторым кризисом кипения*.

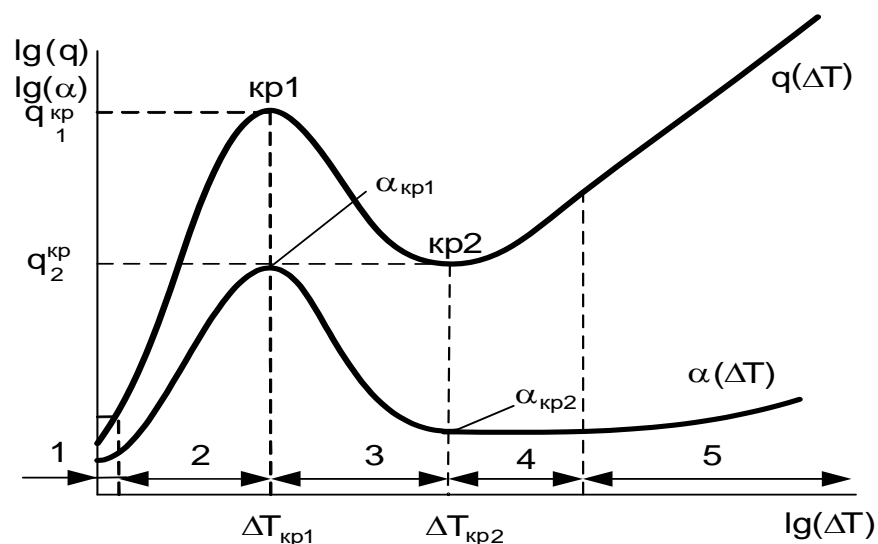


Рис. 6.7. Изменение плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи от перегрева жидкости в пограничном слое

1 – конвективная область без кипения; 2 – область пузырькового кипения; 3 – переходная область; 4 – область пленочного кипения; 5 – участок пленочного кипения со значительной долей передачи тепла излучением; $кр1$, $кр2$ – соответственно точки первого и второго кризисов кипения

В пленочном режиме кипения сплошная пленка пара оттесняет жидкость от поверхности, и условия теплообмена стабилизируются, а коэффициент теплоотдачи перестает снижаться, оставаясь практически постоянным. Тепловой поток согласно закону Ньютона (6.1) снова начинает увеличиваться из-за возрастания температурного напора ΔT . Заметим, что увеличение теплового потока в области развитого пленочного кипения (при больших ΔT) происходит и из-за возрастания переноса теплоты излучением в паровой прослойке.

Интенсивность теплоотдачи при пленочном режиме кипения весьма низка, что приводит к сильному перегреву поверхности теплообмена.

Два вида перехода от пузырькового режима к пленочному

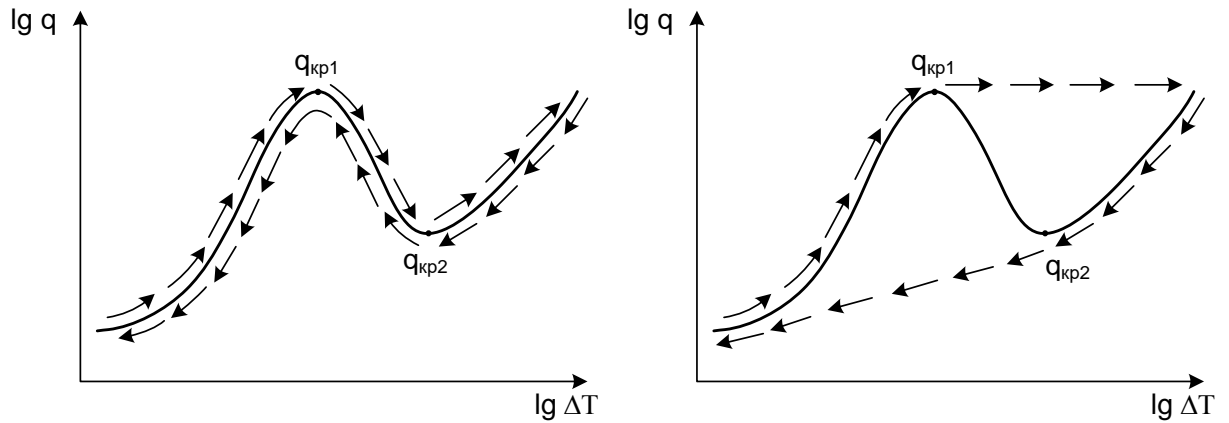
В зависимости от граничных условий теплообмена на поверхности теплообмена переход от пузырькового режима к пленочному может происходить, либо следуя кривой кипения (рис. 6.8, а), либо скачкообразно (рис. 6.8, б). Постепенный переход от развитого пузырькового кипения к пленочному имеет место при регулируемой температуре стенки (граничные условия I рода), а скачкообразный – при постоянном тепловом потоке, поступающем от стенки к жидкости (граничные условия II рода).

Для объяснения этого явления запишем формулу для расчета плотности теплового потока через тепловой пограничный слой (см. рис. 6.6):

$$q = \frac{\Delta T}{R_{t,пс}} = \frac{\Delta T}{\delta_{пс} / \lambda_{пс}}, \quad (6.27)$$

где $\Delta T = T_w - T_n$ – перепад температур в пограничном слое; $R_{t,пс} = \delta_{пс} / \lambda_{пс}$ – термическое сопротивление пограничного слоя; $\delta_{пс}$ – толщина пограничного слоя (см. рис. 6.6); $\lambda_{пс}$ – коэффициент теплопроводности пограничного слоя.

При заданной постоянной температуре стенки (T_w) перепад температур ($\Delta T = T_w - T_n$) не зависит от процесса теплообмена. Поэтому, при увеличении термического сопротивления пограничного слоя в переходной области вследствие ухудшения теплопроводных свойств пристенного слоя ($\lambda_{пс} \downarrow \Rightarrow R_{t,пс} \uparrow$), тепловой поток начинает уменьшаться ($q \downarrow$) (см. рис. 6.8, а).



а) ГУ I рода

б) ГУ II рода

Рис. 6.8. Два вида перехода от пузырькового режима кипения к пленочному

При заданном постоянном тепловом потоке ($q = \text{const}$) увеличение термического сопротивления ($\lambda_{\text{тс}} \downarrow \Rightarrow R_{\text{тс}} \uparrow$) приводит к скачкообразному росту перепада температур в пограничном слое ($\Delta T \uparrow$) и, следовательно, к перегреву стенки ($T_w \uparrow$) и возможному ее разрушению.

При снижении тепловой нагрузки переход к пузырьковому кипению произойдет скачком при минимальной тепловой нагрузке.

Расчет теплоотдачи при кипении

Все формулы расчета теплоотдачи при кипении получены на основе обработки многочисленных экспериментальных данных учеными разных научных школ. Поскольку условия проведения опыта у разных экспериментаторов точно не совпадали, то и α , рассчитанные по формулам разных авторов, могут существенно отличаться. Поэтому ниже приведем только простейшие по форме, но достаточно апробированные расчетные формулы по теплоотдаче при кипении.

А. Пузырьковое кипение в большом объеме

Теплоотдача при пузырьковом режиме пропорциональна количеству действующих центров парообразования и частоте отрыва пузырей, которые, в свою очередь, пропорциональны максимальному перегреву $\Delta T = T_w - T_H$ жидкости и давлению p_H . В силу этого средний коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по формуле

$$\alpha = C_1 \cdot \Delta T^n \cdot p_H^z \quad (6.28)$$

или, выражая перепад температур из закона теплоотдачи Ньютона $\Delta T = q/\alpha$ и подставляя в формулу (6.28), получим:

$$\alpha = C_2 \cdot q^m \cdot p_H^k, \quad (6.29)$$

где C_1, C_2, k, z, m, n – коэффициенты, полученные в результате статистической обработки экспериментальных данных.; ΔT – перегрев стенки, $^{\circ}\text{C}$ (К); p_H – давление

насыщения (внешнее давление жидкости), **бар**; q – поверхностная плотность теплового потока, Вт/м².

Для расчета теплоотдачи при кипении воды формулы (6.28) и (6.29) принимают вид

$$\alpha = 38,7 \cdot \Delta T^{2,33} \cdot p_H^{0,5} \quad (6.30)$$

$$\alpha = 3,0 \cdot q^{0,7} \cdot p_H^{0,15} \quad (6.31)$$

Формулу (6.30) используют в расчетах пузырькового кипения при граничных условиях первого рода. В этом случае регулируемой (заданной) величиной является температура стенки и, следовательно, перегрев жидкости (ΔT), а формулу (6.31) применяют в расчетах кипения при граничных условиях второго рода (заданная величина – плотность теплового потока (q) на поверхности стенки). Определив α по формуле (6.31), несложно найти перегрев стенки (жидкости в пограничном слое) и температуру стенки

$$\Delta T = \frac{q}{\alpha} \Rightarrow T_w = T_H + \frac{q}{\alpha} \quad (6.32)$$

Б. Пленочное кипение в большом объеме

Схема пленочного кипения показана на рис. 6.9. Из рисунка видно, что наблюдается

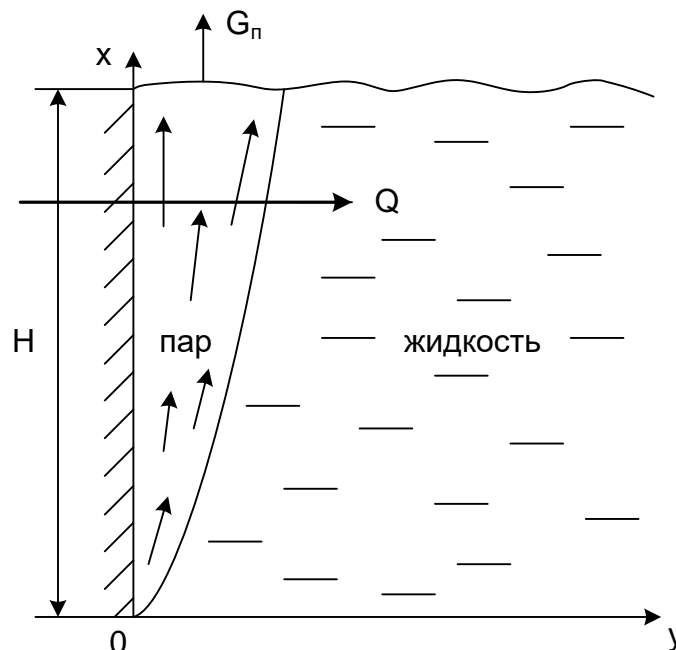


Рис. 6.9. К расчету пленочного кипения

аналогия процессов конденсации и пленочного кипения. Поэтому формулы для расчета коэффициента теплоотдачи при пленочном кипении имеют вид:

— кипение на вертикальной поверхности

$$\alpha = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{\text{п}} \cdot (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) \cdot \lambda_{\text{п}}^3}{\mu_{\text{п}} \cdot \Delta T \cdot H}}; \quad (6.33)$$

— кипение на горизонтальной трубе

$$\alpha = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{\text{п}} \cdot (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) \cdot \lambda_{\text{п}}^3}{\mu_{\text{п}} \cdot \Delta T \cdot d_{\text{тр}}}}, \quad (6.34)$$

где $\rho_{\text{п}}$, $\lambda_{\text{п}}$ и $\mu_{\text{п}}$ – плотность, коэффициент теплопроводности и динамический коэффициент вязкости пара; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости; g – скрытая теплота парообразования.

В качестве определяющей температуры в формулах (6.33) и (6.34) принята температура насыщения при данном давлении.

В. Расчет первого кризиса кипения

Расчет максимальной плотности теплового потока при пузырьковом режиме кипения (критической тепловой нагрузки) проводят по формуле

$$q_{\text{кр,1}} = 0,14 \cdot r \cdot \sqrt[4]{\sigma \cdot g \cdot (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) \cdot \rho_{\text{ж}}^2}, \quad (6.35)$$

в которой σ – сила поверхностного натяжения жидкости; $\rho_{\text{ж}}$ и $\rho_{\text{п}}$ – плотность жидкости и пара; r – скрытая теплота парообразования.

Г. Расчет теплоотдачи при кипении в трубах и каналах

Теплоотдача при кипении в трубах и каналах существенно отличается от теплоотдачи при кипении в большом объеме, потому что процесс непрерывного парообразования оказывает существенное влияние на гидродинамику течения, а, следовательно, и на теплообмен. При кипении в трубах с постоянным подводом теплоты происходит непрерывное увеличение паровой и уменьшение жидкой фазы. Гидродинамическая структура двухфазного потока также зависит от расположения труб и каналов в пространстве.

В настоящее время математическое моделирование течения и теплообмена двухфазных потоков чрезвычайно сложная и трудоемкая задача, поэтому информацию об уровне теплоотдачи при кипении в трубах и каналах получают из эксперимента. На рис.6.10. изображена зависимость коэффициента теплоотдачи в зависимости от плотности теплового потока, поступающего на поверхность трубы и скорости течения двухфазного флюида. При малых скоростях течения коэффициент теплоотдачи не зависит от скорости, а зависит только от теплового потока (тепловой нагрузки), поступающего к пароводяной смеси (участок 1). В этом случае расчет теплоотдачи при кипении в трубах аналогичен расчету при кипении в большом объеме. При больших скоростях двухфазного потока, наоборот, теплоотдача зависит только от скорости течения флюида – наблюдается турбулентный режим конвективного теплообмена (участок 3). Существует и переходный участок от режима кипения воды в большом объеме до режима конвективного теплообмена при турбулентном течении в трубах.

Методика расчета коэффициента теплоотдачи при кипении и движении двухфазных потоков в трубах и каналах заключается в следующем. На первом этапе расчета находят коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объеме по формуле

Лекция 6. Теплообмен при фазовых превращениях

Теплогидравлические процессы в ЯР

$$\alpha_{\text{кип}} = 3,0 \cdot q^{0,7} \cdot p_{\text{H}}^{0,15}. \quad (6.36)$$

Затем рассчитывают коэффициент теплоотдачи при вынужденном турбулентном течении в трубах и каналах по критериальной формуле М.А. Михеева

$$\overline{\text{Nu}}_{f,d} = 0,021 \cdot \text{Re}_{f,d}^{0,8} \cdot \text{Pr}_f^{0,43} \cdot \varepsilon_t \quad \text{и} \quad \alpha_w = \text{Nu} \cdot \lambda / d, \quad (6.37)$$

где d – внутренний диаметр трубы или эквивалентный диаметр канала. В качестве определяющей температуры в формулах (6.36) и (6.37) необходимо принимать температуру насыщения при данном давлении.

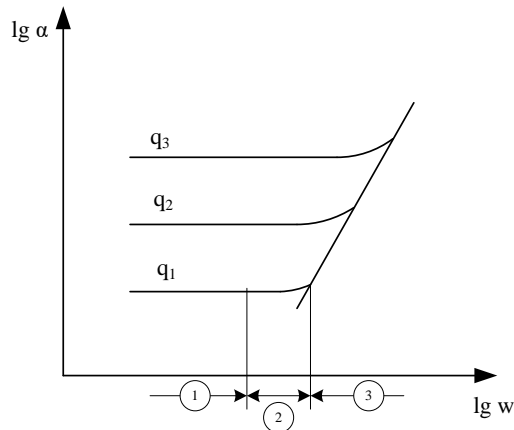


Рис. 6.10. К расчету теплоотдачи при кипении в трубах и каналах

Определив $\alpha_{\text{кип}}$ и α_w , окончательный расчет коэффициент теплоотдачи выполняют следующим образом:

- если $\alpha_{\text{кип}} / \alpha_w > 2$, то $\alpha = \alpha_{\text{кип}}$;
- если $\alpha_{\text{кип}} / \alpha_w < 0,5$, то $\alpha = \alpha_w$;
- если $0,5 < \alpha_{\text{кип}} / \alpha_w < 2$, то $\alpha = \alpha_w \cdot \varepsilon_{\text{кип}}$,

где поправочный коэффициент на теплоотдачу при кипении рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon_{\text{кип}} = \frac{4 \cdot \alpha_w + \alpha_{\text{кип}}}{5 \cdot \alpha_w - \alpha_{\text{кип}}}. \quad (6.38)$$