



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Методические указания

к лабораторным занятиям

«Исследование распределения температур
в теплообменниках и эффективность их
работы»

по дисциплине

«Современные системы климатизации зданий»

Авторы
Галкина Н. И.,
Новгородский Е. Е.

Ростов-на-Дону, 2019

Аннотация

Методические указания посвящены вопросам постановки экспериментальных работ на теплогенерирующих и теплоиспользующих установках. Рассматриваются принципы оценки эффективности экспериментальных работ.

Предназначены для бакалавров направления 08.03.01 «Строительство» профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция» очной и заочной формы обучения.

Авторы

к.т.н., доцент кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Галкина Н.И.,

д.т.н., профессор кафедры
«Теплогазоснабжение и вентиляция»

Новгородский Е.Е.

Оглавление

| | |
|---|-----------|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 4 |
| 1. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ..... | 5 |
| 2. ТИПИЧНЫЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ. | 6 |
| 3. РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ В ПРОТИВОТОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ | 12 |
| 4. СРЕДНЕ-ЛОГАРИФМИЧЕСКАЯ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР (СЛРТ)..... | 17 |
| 5. ЗАВИСИМОСТЬ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА ОТ СРЕДНЕ-ЛОГАРИФМИЧЕСКОЙ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР | 19 |
| 6. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКА..... | 20 |
| 7. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С НЕРАВНОМЕРНЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА..... | 33 |
| ЛИТЕРАТУРА..... | 39 |

ВВЕДЕНИЕ

Экономия топливно-энергетических ресурсов и охрана окружающей среды – две неразрывно связанные и актуальные проблемы, решению которых во всем мире уделяется большое внимание.

Несмотря на то, что Россия обладает огромными топливно-энергетическими ресурсами, в ее недрах сосредоточено около 1/3 мировых запасов природного газа, 13 % – нефти, 23 % – угля и 14 % – урана. Эффективное использование их является необходимой основой подъема российской экономики и благосостояния народа. Однако до настоящего времени этот ресурсный потенциал используется далеко не лучшим образом. Сегодня на единицу выпускаемой продукции в России расходуется энергии в 2,5–3 раза больше, чем в США и Западной Европе, и в 4 раза больше, чем в Японии.

В области внедрения энергосберегающих технологий имеются крупные резервы, т.к. наряду с энергоустановками, работающими с коэффициентом полезного действия 90 % и выше, действует большое количество технологических печей, газотурбинных установок, сушильных агрегатов с КПД, не превышающим 30 %. Эффективность использования теплоты в этих агрегатах можно значительно повысить, причем капиталовложения для этого требуются существенно меньшие в сравнении с необходимыми для добычи эквивалентного количества топлива.

Зарубежный и отечественный опыт показывает, что новые энергосберегающие технологии, требующие подчас немалых денежных средств, в любом случае выгоднее, чем разработка новых

топливных месторождений и строительство новых энергетических мощностей. Одновременно сберегаются невозобновляемые источники энергии для будущих поколений, затрачивается меньше энергии на выпуск единицы продукции, уменьшаются выбросы загрязняющих веществ в атмосферу.

1. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ТЕПЛОБМЕННОМ АППАРАТЕ

Оценка характеристик теплообменника непосредственно по основному соотношению теплообмена является трудной задачей:

$$Q = F \cdot k \cdot \Delta t$$

Если площадь поверхности F является явной функцией выбранной основной геометрии и если осредненный местный коэффициент теплоотдачи k можно определить, то вычисление эффективной разности температур Δt между двумя потоками теплоносителя представляет собой ряд задач, поскольку в общем случае эта разность неодинакова повсюду в одном и том же теплообменнике.

Так как характер распределения температуры существенно меняется при переходе от одного типа теплообменника к другому, средняя эффективная разность температур должна оцениваться особенно тщательно.

Основные затруднения связаны с определением коэффициента теплоотдачи k , который зависит от условий течения теплоносителя, его тепловых свойств и размеров канала.

Часто бывает удобно объединить коэффициенты теплоотдачи для горячего и холодного потоков и тепловое сопротивление стенок

трубы в один параметр, так называемый коэффициент теплопередачи U :

$$u = \frac{Q}{F \cdot \Delta t} \quad (1)$$

2. ТИПИЧНЫЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ.

Средняя эффективная разность температур двух потоков теплоносителя в теплообменнике зависит от его геометрии и конфигурации канала для теплоносителя. Основные соотношения можно получить с помощью кривых, приведенных на рис. 1 - 6 для нескольких идеализированных случаев, что позволяет до некоторой степени уяснить сущность основной проблемы. В каждом примере распределение температуры в теплообменнике представляется в виде функции расстояния от входа для холодного теплоносителя. Во всех случаях предполагается, что площадь поверхности теплообмена на единицу длины постоянна для всего теплообменника и что коэффициенты теплоотдачи не зависят от осевого положения, т.е. местной температуры теплоносителя.

Простейший вид распределения температуры изображен на рис. 1.



Рис. 1 Распределение температуры вдоль оси типичных поверхностей теплообмена при одинаковой разности температур или одинаковом тепловом потоке.

Он реализуется в теплообменнике с идеальным противотоком теплоносителей, в котором прирост температуры холодного теплоносителя равен потерям температуры горячего; таким образом, разность температур двух теплоносителей постоянна по всей длине канала. В остальных примерах рассматриваются более сложные случаи, так как с изменением разности температур изменяется тепловой поток. Вследствие этого изменяется и наклон кривых температуры теплоносителей в зависимости от расстояния до входа.

Этот эффект особенно заметно проявляется во втором идеализированном случае (рис. 2), когда температура поверхности теплообмена постоянна независимо от расстояния до входа теплоносителя, что обычно является типичным условием работы конденсаторов.

Техническая теплотехника

Температура холодного теплоносителя сначала быстро растет вблизи входа, затем рост постепенно замедляется с уменьшением разности температур между теплоносителями, сопровождающимся уменьшением плотности теплового потока. Подобный эффект можно наблюдать в типичном случае распределения температур для теплогенерирующей установки (рис. 3).

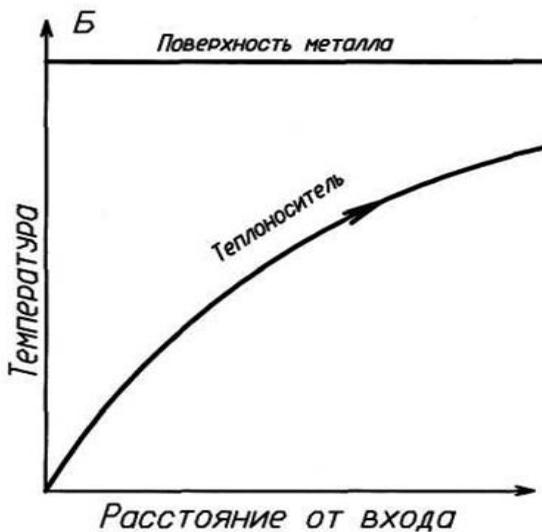


Рис. 2 Распределение температуры вдоль оси типичных поверхностей теплообмена при постоянной температуре поверхности теплообмена (случай конденсатора с воздушным охлаждением).

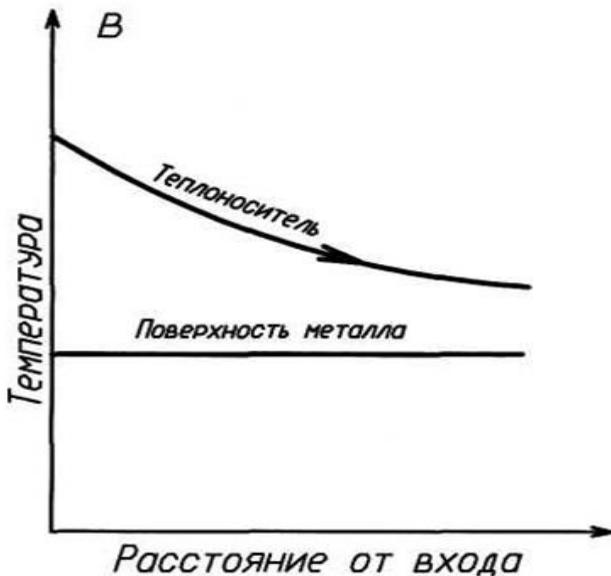


Рис. 3 Распределение температуры вдоль оси типичных поверхностей теплообмена при постоянной температуре поверхности теплообмена (случай испарителя с газовым обогревом). В прямоточных и противоточных теплообменниках (рис. 4) меняется не только разность температур, но и также температуры обоих теплоносителей на пути от входа в теплообменник до выхода из него.



Рис. 4 Распределение температуры вдоль оси типичных поверхностей теплообмена в противоточном теплообменнике.

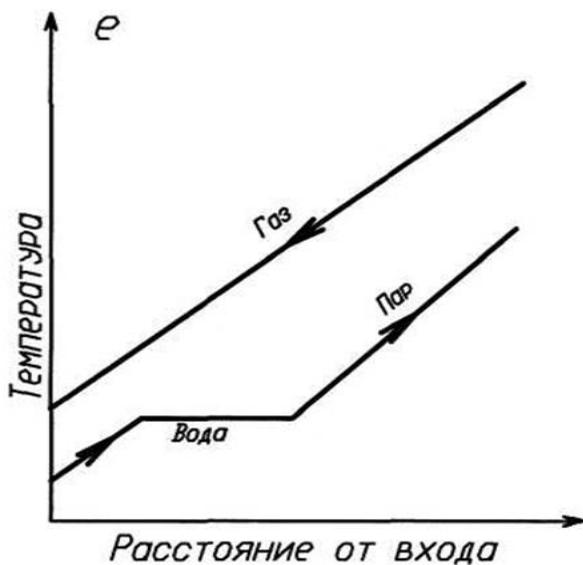


Рис. 5 Распределение температуры вдоль оси типичных поверхностей теплообмена в прямоточном испарителе.

Еще более сложное распределение температур имеет место в одноходовой установке, в которой вода вначале нагревается до температуры кипения, кипит при постоянной температуре и затем перегревается. Такое распределение температур, типичное для парогенератора в реакторной установке с газовым охлаждением (рис. 5).

В электрически обогреваемых энергетических системах и ядерных реакторах используются поверхности теплообмена специальной формы, обладающие определенными свойствами. В простейшем случае плотность теплового потока на поверхности теплообмена постоянна повсюду от входа до выхода; следовательно, разность температур между обогреваемыми поверхностями и теплоносителем сохраняется приблизительно постоянной от входа до выхода, как на рис.1.

В большинстве ядерных реакторов наблюдается более сложное распределение температур, поскольку поток нейтронов обычно достигает максимального значения в центре реактора; следовательно, тепловой поток стремится достичь максимального значения в средней части и уменьшается к входному и выходному сечениям. При этом распределение температур аналогично показанному сплошными кривыми на рис. 6.

Если максимально возможная температура теплоносителя на выходе определяется по заданной максимально допустимой температуре топливного элемента и коэффициенту теплоотдачи, то температура поверхности топливного элемента должна быть постоянной по всей высоте реактора. В идеальном случае температура теплоносителя экспоненциально увеличивается в направлении от входа к выходу, в то время как мощность на единицу пло-

щади экспоненциально уменьшается, начиная от входа в реактор. При этом распределение температур аналогично показанному на рис. 2.

На практике для разрешения проблемы изготовления топливных элементов и работы реактора приходится искать компромиссный вариант распределения температуры по поверхности металла.

Для приближения к условиям работы при постоянной температуре используется двухступенчатое устройство. В этом случае производится двухступенчатая загрузка топлива, так что на первых 60% высоты реактора наблюдаются более высокие тепловые потоки по сравнению с остальными 40%. В принципе можно осуществить конструкцию с любым количеством ступеней, но делать более двух или трех ступеней нецелесообразно.

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ В ПРОТИВОТОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

В общем случае распределения температуры в идеализированных противоточных теплообменниках соответствуют показанным на рис 4, если ни в одном теплоносителе не происходит фазового превращения. Теплота, поглощаемая холодным теплоносителем, равно теплоте, отдаваемой горячим теплоносителем:

$$W_1 \cdot c_1 \cdot \delta \cdot t_1 = W_2 \cdot c_2 \cdot \delta \cdot t_2. \quad (2)$$

Если площадь проходного сечения и геометрия поверхности теплообмена не зависят от длины и если изменения физических свойств с температурой почти не сказываются на коэффициентах теплоотдачи двух потоков теплоносителей, то местные тепловые потоки в любой точке по длине теплообменника будут прямо про-

Техническая теплотехника

порциональны местной разности температур Δt между двумя теплоносителями.

Местные температуры в любом сечении вдоль оси теплообменника можно вычислить по изменениям температуры теплоносителя, обусловленным теплообменом.



Рис. 6. Распределение температуры вдоль оси типичных поверхностей теплообмена: косинусоидальная форма распределения плотности теплового потока в осевом направлении при равномерной загрузке делящегося материала.

Рассмотрим элемент длины dx на расстоянии x от входа холодного теплоносителя (рис. 7). Количество теплоты, подводимой к холодному теплоносителю (выражается приростом температуры dt), можно приравнять количеству теплоты, переданного через при-

ращение площади поверхности на длине dx , а именно $W_1 c_1 dt_1 = (UF / L) \cdot \Delta t dx$, следовательно, дифференциальное изменение температуры холодного теплоносителя равно:

$$dt_1 = \frac{UF}{W_1 c_1 L} \Delta t dx. \quad (3)$$

Аналогичным образом определяется дифференциальное изменение температуры горячего теплоносителя:

$$dt_2 = \frac{UF}{W_2 c_2 L} \Delta t dx \quad (4)$$

Вычитая (3) из (4) и замечая, что $d(t_2 - t_1) = d(\Delta t)$, получаем

$$\frac{d\Delta t}{\Delta t} = \frac{UF}{L} \left(\frac{1}{W_2 c_2} - \frac{1}{W_1 c_1} \right) dx \quad (5)$$

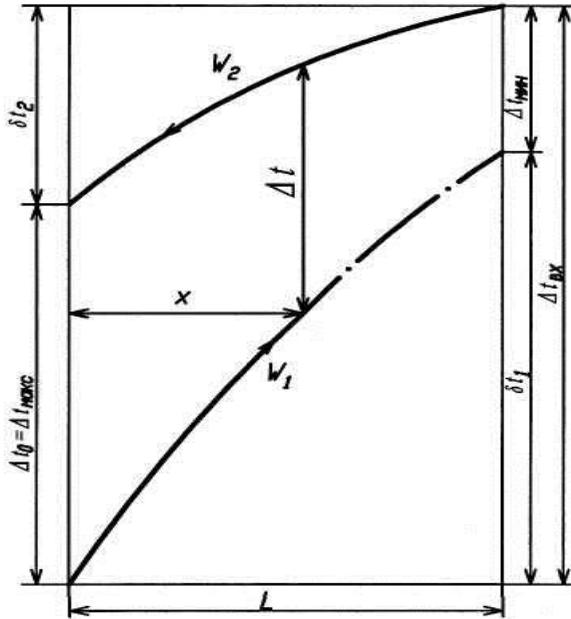


Рис.7. К расчету распределения температуры вдоль оси простого противоточного теплообменника.

С учетом граничного условия $\Delta t = \Delta t_0$, при $x = 0$ в предложении, что U, c_1 и c_2 не зависят от x , можно проинтегрировать уравнение (5), в результате чего получим

$$\Delta t = \Delta t_0 e^{ax}, \quad (6)$$

где

$$a = \frac{UF}{L} \left(\frac{1}{W_2 c_2} - \frac{1}{W_1 c_1} \right). \quad (7)$$

Параметр a можно представить в другом виде, если подставить (1) в соотношение (6), чтобы исключить W_2c_2 :

$$a = \frac{UA}{W_1c_1L} \left(\frac{\delta \cdot t_2}{\delta_1} - 1 \right) \quad (8)$$

В условиях проточного течения теплоносителей параметр a определяется по тем же формулам, за исключением того, что перед первым членом в скобках в соотношениях (7) и (8) появляется знак минус.

Параметр a связан с «числом единиц переноса теплоты» (NTU). Этот параметр был введен Кэйсом и Лондоном и часто применяется другими авторами [7]. По определению

$$NTU_1 = UF / W_1c_1 = NTU_2 (W_2c_2 / W_1c_1),$$

где Wc – произведение массового расхода и удельной теплоемкости теплоносителя, индексы 1 и 2 относятся к двум разным теплоносителям, F – характерная площадь, используемая при вычислении U .

Если один из теплоносителей имеет постоянную температуру, как, например, в испарителе или конденсаторе, то параметры NTU и a отличаются только множителем L :

$$NTU = \pm aL,$$

где a – положительная величина, если температура холодного теплоносителя существенно постоянна, и отрицательная, если температура горячего теплоносителя существенно постоянна.

Иногда желательно выразить местную величину Δt как функцию конечной разности температур. Подставляя в уравнение (6) ра-

венство, выражающее условие на выходе $\Delta t = \Delta t_L (x = L)$, получаем (9)

$$\Delta t_L = \Delta t_0 e^{aL}. \quad (9)$$

Теперь решим это уравнение относительно a :

$$a = \frac{1}{L} \ln \frac{\Delta t_L}{\Delta t_0}. \quad (10)$$

Подстановка (10) в уравнение (6) дает

$$\Delta t = \Delta t_0 \exp\left(\frac{x}{L} \ln \frac{\Delta t_L}{\Delta t_0}\right). \quad (11)$$

Последнее уравнение приводится к виду

$$\Delta t = \Delta t_0 \left(\frac{\Delta t_L}{\Delta t_0}\right)^{x/L} \quad (12)$$

Последнее соотношение применимо к условиям как противотока, так и прямотока, так как оно не зависит от параметра a .

4. СРЕДНЕ-ЛОГАРИФМИЧЕСКАЯ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР (СЛРТ)

Средняя эффективная разность температур между двумя потоками теплоносителей включающая логарифм отношения разностей температур на двух концах теплообменника называется **средне-логарифмической разностью температур (СЛРТ)**. Эта величина определяется следующим образом:

$$СЛРТ = \frac{1}{L} \int_0^L \Delta t dx. \quad (13)$$

Подставляя Δt из (12) в (13), получаем

$$СЛРТ = \frac{\Delta t_0}{L} \int_0^L \left(\frac{\Delta t_L}{\Delta t_0} \right)^{x/L} dx = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_L}{\ln \frac{\Delta t_0}{\Delta t_x}} \quad (14)$$

Для распределения температуры, приведенного на рис.7, Δt_0 соответствует – максимальной разности температур $\Delta t_{\text{макс}}$, а Δt_L – минимальной разности температур $\Delta t_{\text{мин}}$. На основе сказанного выше равенство (14) можно записать

$$СЛРТ = \frac{\Delta t_{\text{макс}} - \Delta t_{\text{мин}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{макс}}}{\Delta t_{\text{мин}}}}. \quad (15)$$

Это отношение применимо для обоих типов теплообменников - прямоточных, и противоточных.

Иногда удобно записать соотношение (15) в другом виде. Используя принятые на рис. 7 обозначения, можно представить $\Delta t_{\text{макс}}$ и $\Delta t_{\text{мин}}$ как функцию разности температур двух потоков теплоносителей на входе в теплообменник $\Delta t_{\text{вх}}$:

$$\Delta t_{\text{макс}} = \Delta t_{\text{вх}} - \delta t_2;$$

$$\Delta t_{\text{мин}} = \Delta t_{\text{ex}} - \delta t_1$$

Подставляя эти значения в формулу (14), получаем

$$СЛРТ = \frac{\delta t_1 - \delta t_2}{\ln \frac{1 - \delta t_2 / \Delta t_{\text{ex}}}{1 - \delta t_1 / \Delta t_{\text{ex}}}} \quad (16)$$

или

$$\frac{СЛРТ}{\Delta t_{\text{ex}}} = \frac{\delta t_1 / \Delta t_{\text{ex}} - \delta t_2 / \Delta t_{\text{ex}}}{\ln \left(\frac{1 - \delta t_2 / \Delta t_{\text{ex}}}{1 - \delta t_1 / \Delta t_{\text{ex}}} \right)}. \quad (17)$$

5. ЗАВИСИМОСТЬ ТЕПЛОВОГО ПОТОКА ОТ СРЕДНЕ-ЛОГАРИФМИЧЕСКОЙ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР

Зная СЛРТ, можно определить тепловыделение для теплообменника в целом по следующей формуле:

$$Q = UF(СЛРТ).$$

Вычисление выражения для СЛРТ включает малую по величине разность между большими числами, деленную на логарифм числа, близкого к единице. Для получения трех значащих цифр могут потребоваться восьми- или десятизначные величины логарифмов, следовательно, подробные расчеты связаны с большими затратами времени.

В разных типах перекрестноточных теплообменников наблюдаются более сложные картины распределения температуры, чем представленные на рис.1-6. На рис. 8 показано двумерное распределение температур в одноходовых перекрестноточных теплообменниках. Существуют графики, по которым можно определить поправочный коэффициент для перехода от СЛРТ в условиях противотока к СЛРТ в типичных условиях перекрестного тока в двухходовых или многоходовых теплообменниках.

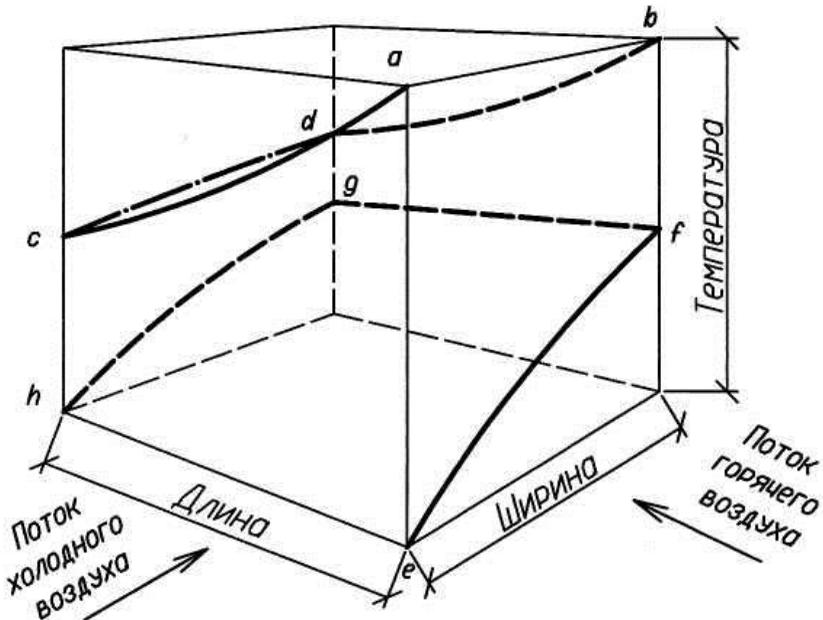


Рис. 8. Двумерное распределение температуры в типичном одноходовом перекрестноточном теплообменнике.

6. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОБМЕННИКА

Метод вычисления характеристик теплообменника и оценки его размеров зависит от проектных параметров. Обычно задают температуры на входе и выходе и расходы двух потоков теплоносителей, по которым следует определить размеры теплообменника. Как правило, на потери давления обоих потоков теплоносителей накладываются ограничения. Поскольку потери давления зависят от скорости теплоносителя, эквивалентного диаметра проходного сечения и длины канала, конструктору приходится решать систему уравнений с шестью независимыми переменными. Любая комбинация этих переменных дает в результате конкретную систему значений, характеризующих количество переданной теплоты, потерь давления двух теплоносителей. Часто только одна из множества возможных комбинаций удовлетворяет поставленным условиям.

Применение основных соотношений

Самым простым, обычно используемым способом, позволяющим разрешить эту сложную задачу, является **метод последовательных приближений**. Сначала задаются геометрия поверхности теплообмена (например, диаметр труб и расстояние между ними) и скорости обоих теплоносителей, а затем вычисляются требуемая площадь поверхности теплообмена и результирующие потери давления. Полученные результаты исследуются, и затем делается второе приближение с соответствующими изменениями геометрии поверхности теплообмена, благодаря которым конструкция в большей степени удовлетворяет поставленным требованиям, чем предыдущая. Процедура повторяется до получения подходящей конструкции.

Аналитическое решение

Метод последовательных приближений легко понять, но трудно применить в связи с громоздкими расчетами. Иногда можно воспользоваться более совершенным методом. Необходимо тщательно исследовать какую-либо известную конструкцию и на основе инженерного опыта выбрать параметры. Например, потери давления можно представить, как функцию длины трубы и расходов теплоносителей. Расход одного теплоносителя обычно можно выразить в виде простой функции расхода другого, зная проектные значения температур теплоносителей на входе и выходе и приравняв теплоту, полученное одним теплоносителем, тепловым потерям другого. Затем можно вычислить средне логарифмическую разность температур для поверхности теплообменника. Длину трубы можно выразить через количество теплоты которое должно быть передано, коэффициенты теплоотдачи и средне логарифмическую разность температур. Коэффициенты теплоотдачи, в свою очередь, можно представить в виде функций расходов теплоносителей. Важно, что накладываемые условия при записи этих соотношений должны быть необходимыми и достаточными для нахождения решения, но не лишними или несовместимыми. В общем, этот подход связан со значительными затратами времени на выводы различных соотношений и сведение их к системе двух уравнений, одно из которых получено на основе рассмотрения баланса, а второе — потерь давления. При правильном подходе полученную систему уравнений можно решить аналитически, графически или на вычислительной машине. Аналитический подход сложен и зависит от частных условий.

Упрощенные методы оценки характеристик

При выборе теплообменника или оценке его характеристик часто задают температурные условия и основные геометрические характеристики поверхности теплообмена, для которой имеются экспериментальные данные. Это именно тот случай, когда проблему можно свести к выбору размера поверхности теплообмена для получения желаемых температур. Оказалось, что отношение изменения температур в одном теплоносителе к полной разности температур имеет важнейшее значение при разрешении таких проблем. Однако этот подход следует применять с известной осторожностью, так как хотя в общем подобие и наблюдается, но различные типы: температурного распределения, указанные на рис. 1-6, оказывают определенное влияние на основные соотношения, которые используются в каждом частном случае.

Случаи постоянного теплового потока

Простейшая и легче всего решаемая задача возникает в тех случаях, когда разность температур, характеризующая весь процесс теплообмена, постоянна по длине теплообменника. Такие условия наблюдаются в противоточном теплообменнике, в котором приrost температуры одного теплоносителя равен падению температуры другого, а также в случае электрически обогреваемых поверхностей, если тепловой поток почти постоянен по всей длине канала с охладителем. В этих условиях количество теплоты, поступающее через поверхность теплообмена, можно приравнять количеству теплоты соответствующего приросту температуры рассматриваемого теплоносителя, т.е.

$$UFk\Delta t = W \cdot c \cdot \delta \cdot t \quad (18)$$

Далее

$$U = K_1 \cdot W^{0.8} \quad (19)$$

и $A = K_2 \cdot L \quad (20)$

Подставляя (19) и (20) в (18), получаем

$$K_1 \cdot W^{0.8} \cdot K_2 \cdot L \cdot \Delta t = W \cdot c \cdot \delta \cdot t$$

или

$$\frac{\delta t}{\Delta t} = \frac{K_1 K_2 L}{W^{0.2} c_P} = K_3 \frac{L}{W^{0.2}}, \quad (21)$$

где K_1 , K_2 , K_3 – постоянные, которые зависят от геометрии поверхности теплообмена и физических свойств теплоносителей.

В данном случае отношение роста или падения температуры к разности температур прямо пропорционально длине канала и обратно пропорционально расходу в степени 0,2.

Это соотношение можно применить для быстрого получения простого и точного решения целого ряда задач для данной геометрии поверхности теплообмена, если имеются расчетные или экспериментальные данные хотя бы только для одной совокупности условий. Известную точку можно нанести на график в линейных координатах $\delta t / \Delta t - L$. Поскольку $\delta t / \Delta t$ изменяется пропорционально $W^{0.2}$, вычисляют дополнительно точки для других расходов теплоносителя при одном и том же значении L и наносят их на график. Затем через эти точки проводят прямые линии из начала координат, как это сделано на рис. 9, и получают график характеристик, охватывающий широкий интервал условий.

Техническая теплотехника

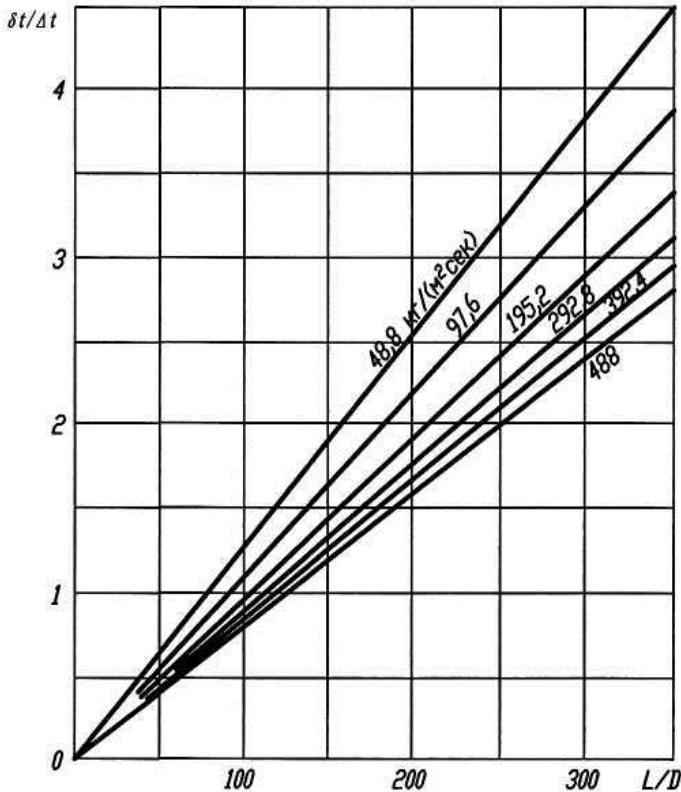


Рис. 9. Характеристики типичных противоточных теплообменников, в которых разность температур двух теплоносителей одинакова по всей длине, для различных расходов воздуха.

Если имеются экспериментальные данные для конкретной длины канала и некоторого интервала расходов теплоносителя [кг/(м²·сек)], то их можно представить в логарифмических координатах $\delta t/\Delta t$ — W (рис. 10). Линия, проведенная через соответствующие точки, должна иметь наклон - 0,2. С помощью такого графика можно получить целый набор точек для графика характеристик в координатах $\delta t/\Delta t$ — L вместо единственной точки. Это

также облегчает построение графика в координатах $\delta t/\Delta t$ - L для ряда значений W , которые представляют интерес, так как можно непосредственно снимать точки с кривой зависимости $\delta t/\Delta t$ от W .

Случай постоянной температуры поверхности теплообмена

Гораздо чаще, чем случай постоянного теплового потока, рассмотренный выше, реализуется случай существенно постоянной температуры поверхности теплообмена. Примерами такого распределения могут служить кривые на рис. 2 и 3, характеризующие распределения температур в конденсаторах и испарителях. Поскольку коэффициент теплоотдачи при кипении или конденсации очень велик, температура стенки трубы существенно постоянна и почти равна температуре кипящей жидкости или конденсирующегося пара.

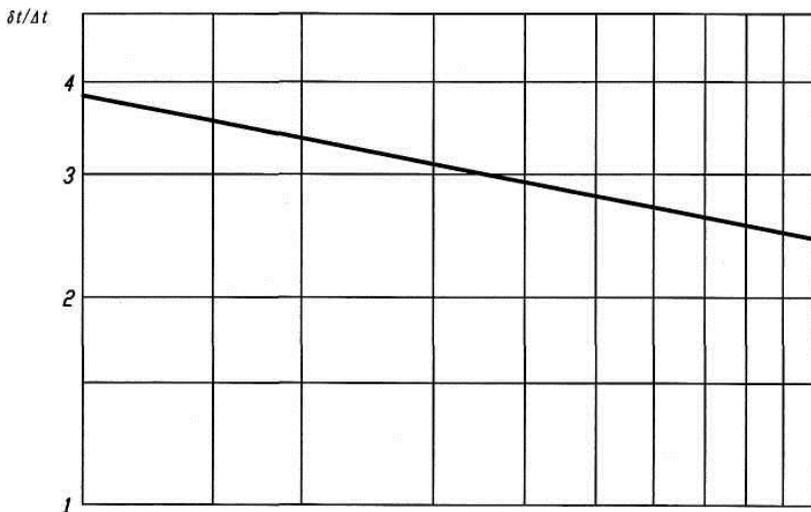


Рис. 10. Характеристики типичных противоточных теплообменников, в которых разность температур двух теплоносителей одинакова по всей длине, для различных расходов воздуха.

Эффективность. Самым важным параметром при проектировании теплообменника и расчете его характеристик является отношение прироста (или падения) температуры теплоносителя к полной разности температур (т.е. $\Delta t_{\text{вх}}$ на рис. 7). Это отношение называется *эффективностью нагревания* (или *охлаждения*) и является наиболее полезным параметром при оценке характеристик и анализе всех типов поверхностей теплообмена. С помощью этого параметра нетрудно построить диаграммы достижимых характеристик для широкого интервала условий.

Как используется эффективность нагревания, можно проследить на примере, представленном на рис. 2. Для любой заданной геометрии поверхности теплообмена с постоянной температурой из уравнения (9) можно записать

$$\ln \frac{\Delta t_L}{\Delta t_0} = aL. \quad (22)$$

Поскольку для случая, представленного на рис. 2, $\delta t_2=0$, то из (8) следует

$$a = - \frac{UF}{W_1 c_1 L}. \quad (23)$$

U изменяется пропорционально $W_1^{0,8}$ и площадь поверхности теплообмена при заданной ее геометрии прямо пропорциональна длине канала L ; поэтому соотношение (23) можно представить в следующем виде:

$$a = -\frac{K_1}{W_1^{0,2}}, \quad (24)$$

где K_1 – константа. Подставляя (24) в (22), получаем

$$\ln \frac{\Delta t_L}{\Delta t_0} = -K_1 \frac{L}{W^{0,2}}. \quad (25)$$

Отношение $\Delta t/\Delta t_0$ можно построить в зависимости от L в полулгарифмических координатах, чтобы получить прямую линию, как на рис. 11. Если известны данные только для одной длины канала, то для построения такой линии используют величину $\Delta t_L/\Delta t_0$ при нулевой длине канала.

Можно найти связь между отношением $\Delta t/\Delta t_0$ и эффективностью нагревания, так как в частном случае нулевой длины канала величина Δt_0 равна полной разности температур:

$$\begin{aligned} \eta = \text{Эффективность нагревания} &= \frac{\text{Прирост температуры теплоносителя}}{\text{Полная разность температур}} = \\ &= \frac{\text{Полная разность температур} - \text{Разность температур на выходе}}{\text{Полная разность температур}} = \\ &= 1 - \frac{\text{Разность температур на выходе}}{\text{Полная разность температур}}. \end{aligned}$$

Следовательно,

$$\eta = 1 - \frac{\Delta t_L}{\Delta t_0}. \quad (26)$$

Таким образом, чтобы определить эффективность нагревания для теплообменной матрицы, можно воспользоваться графиком на рис. 11а; следует только перевернуть ось координат и разметить ее в единицах эффективности, как это сделано на рис. 11б.

Можно получить соотношение для эффективности нагревания в явном виде в функции длины поверхности теплообмена и расхода теплоносителя, если решить уравнения (26) и (25) относительно $(\Delta t/\Delta t_0)$ и результаты приравнять:

$$\ln(1 - \eta) = -K_1 \frac{L}{W_1^{0,2}}. \quad (27)$$

Решая уравнение (26) относительно η , получаем

$$\eta = 1 - e^{-K_1 \frac{L}{W_1^{0,2}}}. \quad (28)$$

Отсюда следует, что для данного значения η длина канала пропорциональна $W^{0,2}$. Это соотношение можно использовать (рис. 12) для представления эффективности теплообмена в виде функции длины теплообменной матрицы и расхода теплоносителя. Таким образом, имея несколько надежных экспериментальных точек для данной теплообменной матрицы, можно построить график эффективности теплообмена для данной геометрии теплообменной матрицы в широком диапазоне длин канала при нескольких значениях расхода теплоносителя.

Пример

В холодильнике газовой турбины с замкнутым циклом по трубам течет холодная вода, а горячий газ из регенератора обтекает эти

Техническая теплотехника

трубы в осевом направлении. Расход воды достаточно велик, чтобы можно было считать температуру стенок металлической трубы постоянной и равной температуре воды по всей длине трубы.

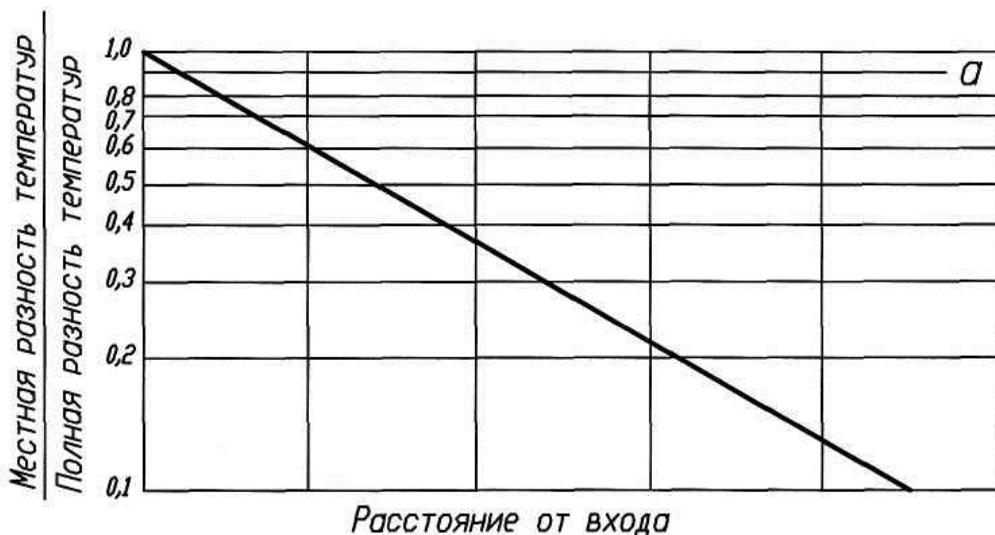
Вопрос 1: Какова эффективность охлаждения, если падение температуры горячего газа, протекающего по холодильнику, равно $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, а разность температур газа на выходе из холодильника и стенки трубы равна $14,4\text{ }^{\circ}\text{C}$?

Решение:

Эффективность определяется по формуле

$$\eta = \frac{\text{Падение температуры жидкости}}{\text{Полная разность температур}} = \frac{\delta t}{\delta t + \delta tL} = \frac{58}{58 + 14,5} = 0,80.$$

Полная разность температур



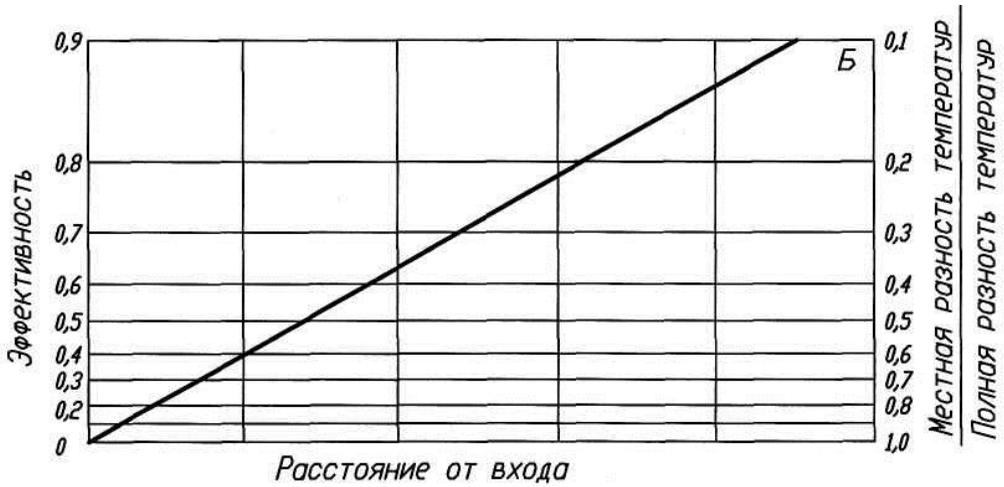


Рис. 11. Последовательность построения графика характеристик конденсаторов с воздушным охлаждением.

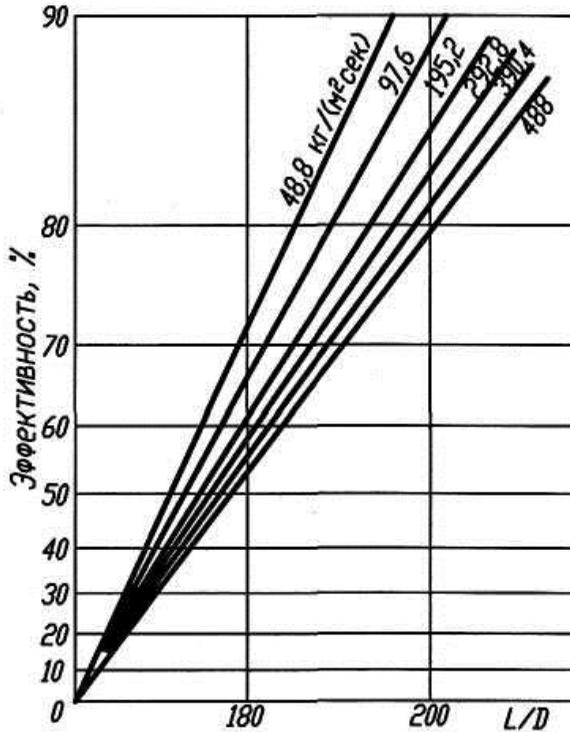


Рис. 12. Характеристика конденсаторов воздушным охлаждением для различных расходов воздуха.

Вопрос 2: Каким должен быть расход газа, чтобы эффективность возросла до 0,85?

Решение:

Из уравнения (27) получаем соотношение между расходом газа и эффективностью охлаждения в виде

$$\ln(1 - \eta) = -(K_1 L / W^{0.2})$$

Обозначим расход газа при эффективности охлаждения 85% через W' . Тогда можно записать

$$\left(\frac{W'}{W}\right)^{0,2} = \frac{\ln(1-0,80)}{\ln(1-0,85)} = 0,849;$$

$$\frac{W'}{W} = (0,849)^5 = 0,44.$$

Таким образом, для увеличения эффективности от 0,80 до 0,85 необходимо уменьшить расход газа до 44 % его начального значения. (Заметим, что такой же результат можно получить с помощью рис. 12, определив сначала L/D для величины удельного массового расхода $488 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$) и эффективности, равной 0,8, а затем по найденной величине L/D и эффективности 0,85 определить новый массовый расход.)

7. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С НЕРАВНОМЕРНЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

Многие газо-жидкостные противоточные и перекрестноточные теплообменники характеризуются почти равномерным распределением температуры поверхности теплообмена, поскольку их проектируют, предусматривая небольшое изменение температуры жидкости по сравнению с приростом температуры газа и разностью температур на входе, а коэффициент теплоотдачи жидкости намного больше коэффициента теплоотдачи газа (например, в радиаторах авто-

мобилей), так что условие постоянной температуры поверхности является хорошим приближением.

То же самое можно сказать относительно некоторых ядерных реакторов с газовым охлаждением, в которых изменение температуры поверхности вдоль последних критических двух третей обогреваемой длины достигает только примерно $\pm 15\%$ средней разности температур. Такого рода приближения очень нужны, поскольку они существенно упрощают задачу оценки характеристик, делая возможным быстрое построение графиков достижимых характеристик данной теплообменной матрицы.

На рис. 13 показана степень соответствия условий неравномерного распределения температуры поверхности теплообмена группы противоточных теплообменников случаю равномерного распределения температуры для некоторого интервала значений отношения падения температуры горячего теплоносителя к разности температур двух теплоносителей на входе $\Delta t_{\text{вх}}$. Верхняя прямая линия соответствует нулевому падению температуры горячего теплоносителя, как это следует из предыдущего анализа. Остальные линии не прямолинейны. Для них построены прямые пунктирные линии, чтобы показать, что кривизна мала и что прямые линии могут служить хорошей аппроксимацией действительных кривых, особенно если падение температуры горячего теплоносителя мало по сравнению с разностью температур на входе.

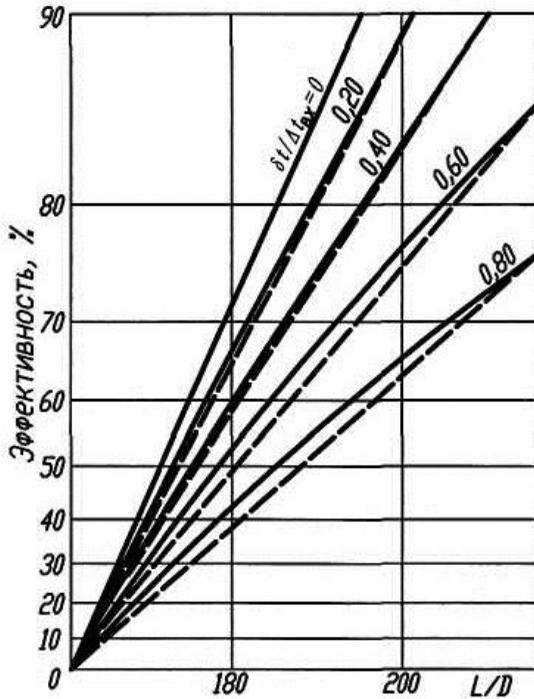


Рис. 13. Кривые эффективности противоточных теплообменников для разных отношений падения температуры горячего теплоносителя к разности температур на входе (прямые пунктирные линии построены для оценки кривизны кривых).

Иногда падение температуры горячего теплоносителя можно выразить в виде некоторой доли прироста температуры холодного теплоносителя, как, например, в случае постоянного отношения массовых расходов двух теплоносителей. Согласно рис. 14, при таком условии кривизна линий, характеризующих эффективность, быстро увеличивается с повышением не только эффективности, но и отношения падения температуры горячего теплоносителя к приросту температуры холодного теплоносителя $\delta t_2/\delta t_1$. Поэтому исполь-

зование диаграммы характеристик подобного типа ограничено интервалом значений от $\delta t_2/\delta t_1$ от 0 до $\sim 30\%$, если для интерполяции или экстраполяции по нескольким экспериментальным точкам используется линейная аппроксимация.

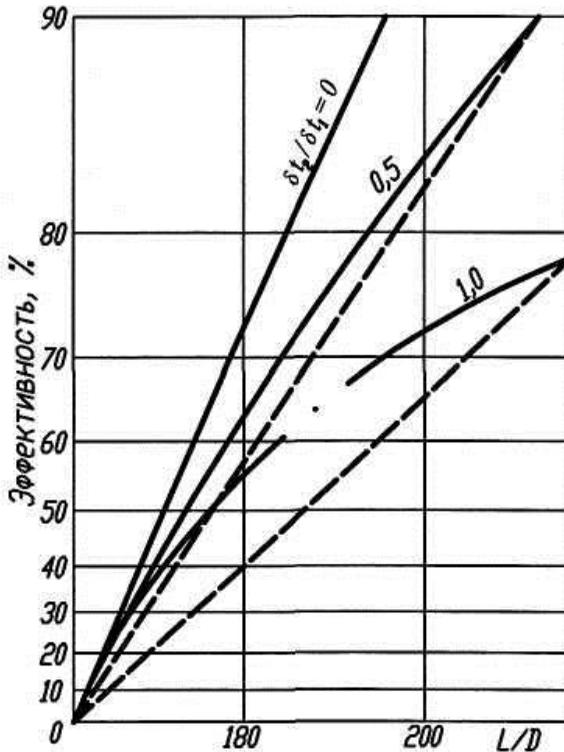


Рис. 14. Кривые эффективности противоточных теплообменников для различных отношений падения температуры горячего теплоносителя к приросту температуры холодного (прямые пунктирные линии построены для оценки кризиса кривых).

Метод, иллюстрируемый на рис.13, можно иногда использовать применительно к одноходовым перекрестноточным теплообменникам. Для исследования такой возможности построен график, пред-

Техническая теплотехника

ставленный на рис.15. Заметим, что и на этот раз прямые линии являются достаточно хорошей аппроксимацией кривых, представляющих действительные характеристики теплообменников, в интервале значений $\delta t_2/\delta t_1$ от 0 до 30%.

Характеристики потерь давления могут быть представлены в виде отдельных графиков, как на рис. 16. Эти графики помогают определить влияние основных параметров и оказываются чрезвычайно полезными при проектировании теплообменных матриц, предназначенных для работы в таких условиях, когда трудно найти компромиссные соотношения между потерями давления, эффективностью и размерами поверхности теплообмена.

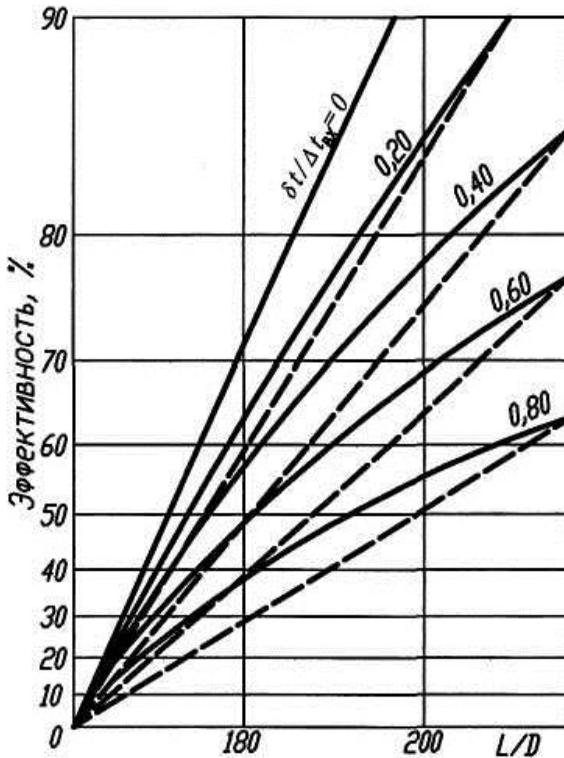


Рис. 15. Кривые эффективности одноходовых перекрестоточных теплообменников для разных отношений падения температуры горячего теплоносителя к разности температур на входе (пунктирные построены для оценки кривизны кривых).

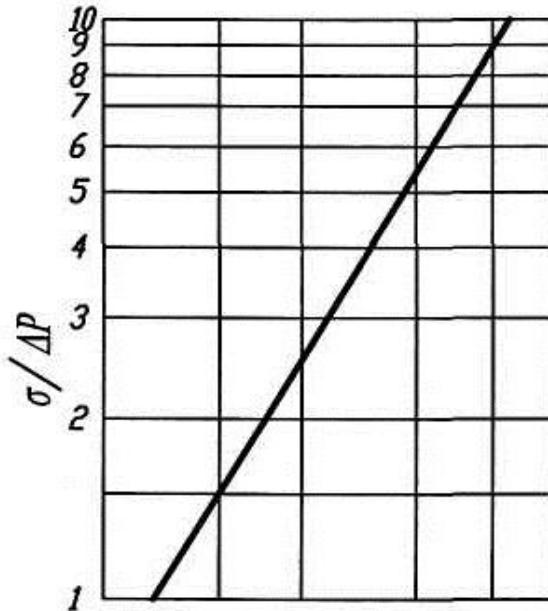


Рис. 16. Зависимость падения давления воздуха $\sigma/\Delta P$ от его расхода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е.- М.: Энергия, 1977.
2. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен. Учебник для вузов. М: Издательский дом МЭИ, 2011. - 562 с, ил. ISBN:978-5-383-00563-7.
3. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи: перев. с англ.- М.: Мир, 1983.
4. Трёмбовля В.И., Фингер Е.Д., Авдеева А.А. Теплотехнические испытания котельных установок. Изд. 2-е. – М.: Энергоатомиздат, 1991.

Техническая теплотехника

5. Фраас А., Оцисик М. Расчет и конструирование теплообменников. Перев. с англ. – М.: Атомиздат, 1971.

6. London A.L., Kays W.M. The Gas Turbine Regenerator the Use of Compact Heat Transfer Surfaces. Trans. ASME, 72, 611 (1950).

7. Stevens R.A. et al. Mean Temperature Difference in One, Two and Three – Pass Crossflow Heat Exchangers, Trans. ASME. 79, 287 (1957).